



**TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DRESDEN**

Andreas Schild

**Theoretische und experimentelle Untersuchungen
zum Gangspringen bei Schaltgetrieben**

November 2006

Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Gangspringen bei Schaltgetrieben

von der

Fakultät für Maschinenwesen

der

Technischen Universität Dresden

zur Erlangung des Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
angenommene Dissertation

A n d r e a s S c h i l d

geb. am 8. Januar 1972 in Dessau

Tag der Einreichung: 18. März 2005

Tag der Verteidigung: 28. April 2006

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. H. Linke
Technische Universität Dresden

Prof. Dr.-Ing. P. Dietz
Technische Universität Clausthal

Dr.-Ing. H. Gröhlich
Volkswagen AG

Vorwort

Hiermit erkläre ich, dass diese Dissertation Ergebnis meiner eigenen Arbeit ist. Aus anderen Arbeiten übernommene Inhalte wurden mit Angabe der Quelle gekennzeichnet.

Es wäre jedoch ausgeschlossen, solch eine umfangreiche Arbeit ohne die Unterstützung wohlgesinnter Menschen zu bewältigen. Darum gilt mein besonderer Dank zu aller erst Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. H. Linke, der es mir durch zahlreiche Denkanstöße und Anregungen erst ermöglicht hat, diese Arbeit zu einem erfolgreichen Ende zu führen.

Ebenfalls danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. P. Dietz und Herrn Dr. H. Gröhlich für die Übernahme der Tätigkeit des Gutachters.

Bedanken möchte ich mich aber auch bei der Volkswagen AG in Wolfsburg sowie all den Fachleuten aus der Praxis, deren jahrelange Erfahrung in der Entwicklung von Kraftfahrzeuggetrieben von unschätzbarem Wert für mich war. Besonders erwähnen möchte ich dabei Herrn V. Becker, Herrn G. Bofinger sowie Herrn H. Kurrle.

Weiterhin möchte ich allen Mitarbeitern des Institutes für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion der Technischen Universität Dresden danken, besonders aber Frau B. Hutschenreiter, Herrn R. Kupfer, Herrn Dr. M. Senf und Herrn Dr. R. Kage, die mir vor allem bei der theoretischen Bearbeitung dieses Themas wertvolle Hilfe leisteten.

Nicht zuletzt auch ein großer Dank an alle Mitarbeiter der verschiedenen Werkstätten, die zur Realisierung der Versuche beigetragen haben.

Andreas Schild, Dessau im November 2006

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	8
2	Aufgabenstellung	9
3	Allg. Betrachtungen zum Gangspringen bei PKW-Schaltgetrieben	10
3.1	Aufbau von PKW-Schaltgetrieben.....	10
3.2	Auftreten von Gangspringen	13
3.3	Existierende Lösungsvorschläge zur Vermeidung von Gangspringen	14
3.3.1	Allgemeines	14
3.3.2	Lösungsvorschläge	14
3.3.3	Zusammenfassung	26
3.4	Untersuchungen an Getrieben verschiedener Hersteller	27
3.4.1	Allgemeines.....	27
3.4.2	Ausführung der Schaltverzahnung bei den untersuchten Getrieben	28
3.4.2.1	Geometriewerte der Kupplungskörper.....	28
3.4.2.2	Geometriewerte der Schiebemuffen	30
3.4.3	Zusammenfassung der Vermessungsergebnisse	30
4	Theoretische Betrachtungen	32
4.1	Lösungsweg	32
4.2	Koordinatensystem und Vorzeichenvereinbarungen	33
4.3	Betrachtungen am System Schaltverzahnung	35
4.3.1	Allgemeines Modell zur Entstehung von Gangspringen.....	35
4.3.2	Berechnung des Mittenversatzes der Rotationsachsen.....	39
4.3.3	Analyse der Kräfte an einer Steckverzahnung	45
4.3.3.1	Zahnbelastung durch Drehmoment	45
4.3.3.2	Zahnbelastung durch Radialkraft	48
4.3.3.3	Zahnpaarfedersteifigkeit	53
4.3.3.4	Tragende Breite eines Zahnpaares	60
4.3.4	Bestimmung der Radialkraft.....	66
4.3.5	Bestimmung der Axialkraft	71
4.3.6	Zusammenfassung Rechenablauf	72

5	Experimentelle Untersuchungen	76
5.1	Allgemeines.....	76
5.2	Versuche zur Analyse des Problems	76
5.2.1	Reibbeiwertermittlung	76
5.2.2	Versuche mit Getrieben im Fahrzeug	80
5.2.3	Prüfstandsversuche an Getrieben.....	81
5.2.3.1	Belastungs- und Schaltstellungsversuche.....	81
5.2.3.2	Analyse der Bewegung der Teile bei Drehung unter Last	83
5.2.4	Schaltverzahnung isoliert auf dem Prüfstand	94
6	Vergleich Theorie - Praxis	107
7	Zusammenfassung	108
8	Schlussfolgerungen	109
	Verzeichnisse	112
	Literaturverzeichnis.....	112
	Bücher und Zeitschriften.....	112
	Normen	114
	Patentschriften.....	114
	Verwendete Begriffe, Symbole und Indizes.....	117
	Verzeichnis der Abbildungen.....	125
	Verzeichnis der Tabellen.....	129
	Anlagen	
	Anlage V Messprotokolle Kompletgetriebe auf dem Prüfstand	
	Anlage W Übersichtszeichnung Prüfstand für isolierte Schaltverzahnung	
	Anlage X Kalibrierung Prüfstand für isolierte Schaltverzahnung	
	Anlage Y Angriffswinkel Radialkräfte	
	Anlage Z Rechenprotokolle	

1 Einleitung

Getriebe werden, entsprechend dem jeweiligen Anwendungszweck, in den unterschiedlichsten Ausführungen hergestellt. Für die Verwendung in Kraftfahrzeugen sind Getriebe erforderlich, die der Eigenschaft eines Verbrennungsmotors, Kraft bzw. Drehmoment nur in einem begrenzten Drehzahlbereich bereitzustellen, gerecht werden. Dazu muss ein Kraftfahrzeuggetriebe folgende vier Hauptfunktionen erfüllen: „Anfahren ermöglichen“, „Übersetzen / Drehzahl verändern“, „Schalten / Leistungsfluss herstellen“ und „Betätigen / Steuern des Getriebes ermöglichen“. Die realisierbaren Lösungsprinzipien sind entsprechend vielfältig und in folgendem morphologischen Kasten (Tabelle 1.1) dargestellt [1/15]. Die grau hinterlegten Felder der Tabelle beschreiben die Lösung in einem konventionellen PKW-Handschaltgetriebe.

Tabelle 1.1 / Hauptfunktionen von Getrieben nach LECHNER [1/15]:

Funktions- prinzip	1	2	3	4	5
Anfahren ermöglichen	mechanisch trocken	mechanisch nass	elektromechanisch	hydrodynamisch	hydrostatisch
Übersetzen / Drehzahl verändern	Stirnräder	Planetenräder	hydrodynamisch	hydrostatisch	mechanisch stufenlos
Schalten / Leistungsfluss herstellen	formschlüssig Schieberäder	formschlüssig Schaltklaue synchronisiert	formschlüssig Schaltklaue unsynchronisiert	kraftschlüssig Lamellen-Kupplung	kraftschlüssig Lamellenbremse
Betätigen / Steuern des Getriebes	Handschaltung	Handschaltung servo-unterstützt	teilautomatisch	automatisch hydraulisch	automatisch elektrisch/hydraulisch

Das Anfahren und die Zugkraftunterbrechung während der Gangwechsel erfolgt durch eine mechanische Trockenkupplung. Zur Erfüllung der Funktion „Übersetzen / Drehzahl verändern“ verfügen diese konventionellen Handschaltgetriebe üblicherweise über fünf Vorwärtsgänge und einen Rückwärtsgang. Zur Erfüllung der Funktion „Schalten / Leistungsfluss herstellen“ sind für die Vorwärtsgänge üblicherweise synchronisierte Schalteinrichtungen und für den Rückwärtsgang eine unsynchronisierte Schalteinrichtung vorgesehen. Die Steuerung des Getriebes, also die Auswahl des Ganges erfolgt manuell.

Eine andere Art der Realisierung der vier Hauptfunktionen eines Getriebes für Kraftfahrzeuge stellen die herkömmlichen Automatikgetriebe dar. Ein hydraulischer „Wandler“ ermöglicht das „Anfahren“, Planetenradsätze übernehmen das „Übersetzen“, eine Lamellenkupplung für jede Gangstufe übernimmt es, den „Leistungsfluss herzustellen“ und eine Steuereinheit steuert die verschiedenen Lamellenkupplungen.

In letzter Zeit gewinnt noch eine weitere Variante an Bedeutung für den PKW-Bau. Die stufenlosen Getriebe, „CVTs“ (Continuously Variable Transmission) genannt, sind mit einer mechanischen Kupplung zum Anfahren ausgestattet und ein zwei verstellbare Kegel umschlingender Riemen, üblicherweise ein Stahlgliederband, verändert die Übersetzung. Durch eben diesen Riemen ist der Leistungsfluss permanent hergestellt, da eine Zugkraftunterbrechung nicht mehr notwendig ist. Eine Steuereinheit übernimmt das Verstellen der Kegel im Lauf.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit den in konventionellen Handschaltgetrieben aber auch in automatisierten Schaltgetrieben (z.B. Doppelkupplungsgetriebe) zur Erfüllung der Funktion „Schalten / Leistungsfluss herstellen“ verwendeten Zahnkupplungen.

2 Aufgabenstellung

Wie oben erwähnt, sind in einem Schaltgetriebe speziell gestaltete Schalteinrichtungen dafür zuständig, aus einer Anzahl von Radpaarungen eine Übersetzung zu aktivieren und damit den Leistungsfluss zu ermöglichen. Diese Schalteinrichtungen sind in PKW-Getrieben Zahnkupplungen, die vom Fahrer durch Betätigung des Schalthebels geschaltet und wieder entkoppelt werden. Einmal eingelegt, soll der gewählte Gang bis zur Herausnahme durch den Fahrer den Leistungsfluss gewährleisten. Es gibt aber Getriebe, bei denen sich eine zuvor korrekt betätigte Schalteinrichtung während der Fahrt ungewollt selbsttätig wieder entkoppelt.

Die vorliegende Arbeit stellt sich das Ziel, die Ursachen dieses, im weiteren Verlauf als „Gangspringen“ bezeichneten Problems zu analysieren, ein theoretisches Modell zu erarbeiten und es experimentell zu bestätigen. Das Ergebnis dieser Arbeit sind Vorschläge und Möglichkeiten zur Vermeidung dieser Fehlfunktion. Mit einem eigens zu dieser Thematik entwickelten Berechnungsprogramm soll dem Konstrukteur ein Werkzeug zur Hand gegeben werden, welches die Einbeziehung der Problematik Gangspringen schon in der Konstruktionsphase möglich macht.

3 Allgemeine Betrachtungen zum Gangspringen bei PKW-Schaltgetrieben

3.1 Aufbau von PKW-Schaltgetrieben

Die für die Aufgabenerfüllung erforderlichen und geeigneten Teile eines Getriebes wurden schon in der Einleitung erwähnt. Hier soll nun etwas genauer auf den Aufbau und die Wirkungsweise eines manuell zu schaltenden PKW-Getriebes eingegangen werden.

Im üblichen Betriebszustand eines bewegten Fahrzeuges, mit Leistungsfluss vom Motor zu den Antriebsrädern, wird das vom Motor aufgebraachte Drehmoment von einer schaltbaren Kupplung auf eine Getriebeeingangs- oder Antriebswelle übertragen. Diese Kupplung bewirkt im betätigten Zustand eine Leistungsflussunterbrechung zwischen dem Motor und den Antriebsrädern, um die Gangstufen des Getriebes in einem nahezu lastfreien Zustand schalten zu können. Parallel zu dieser Antriebswelle liegt die Triebwelle oder die Vorgelegewelle. Entsprechend der Anordnung des An- und des Abtriebes werden Getriebe als ein- bzw. zweistufig bezeichnet. Die Zahnradpaarungen mit den verschiedenen Übersetzungen für die Vorwärtsgänge sind auf diesen zwei Wellen angeordnet und befinden sich im Dauereingriff. Jeweils ein Zahnrad einer Übersetzung ist fest mit einer der beiden Wellen verbunden, das andere sitzt über ein Nadel- oder Gleitlager drehbar auf der anderen der beiden Wellen. Durch die Schaltverzahnung wird nun eine der Übersetzungen geschaltet, d.h. eines der verschiedenen, drehbar auf der Welle sitzenden Zahnräder wird fest an die Welle gekoppelt. Dadurch sind nun auch Antriebswelle und Vorgelege- oder Triebwelle fest miteinander verbunden und das Drehmoment gelangt direkt oder indirekt über weitere Verzahnungen (bei Vorgelegewellen ggf. auch Schaltverzahnungen) zum Differential-Getriebe, wo es auf die antreibenden Räder verteilt wird. Das Schema der Anordnung von Übersetzungen und Schaltverzahnungen eines einstufigen, fünfgängigen Beispielgetriebes ist in Bild 3.1 dargestellt.

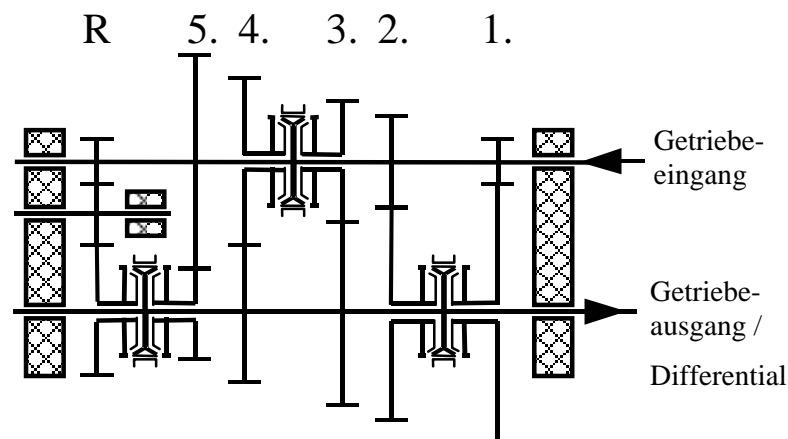


Bild 3.1 / Systemskizze Fünfganggetriebe mit synchronisiertem Rückwärtsgang

Die direkte Verbindung „Fahrer / Schalteinrichtung“ als auch die Notwendigkeit, aufgrund des begrenzten Drehzahl- und Drehmomentbereiches eines Verbrennungsmotors, die Übersetzung relativ häufig ändern zu müssen, verlangt eine Konstruktion, die den Anforderungen an Lebensdauer und Schaltkomfort gerecht wird. Es ist eine Schalteinrichtung erforderlich, die es erlaubt, in relativ kurzer Zeit und ohne großen Kraftaufwand von einer Übersetzung, also einer Zahnradpaarung, zu einer anderen zu wechseln. Allein für manuell geschaltete Getriebe, wie sie in dieser Arbeit betrachtet werden sollen, existiert eine Vielzahl von Lösungen (vgl. 3.3.2).

Während zum Beispiel aufgrund der relativ geringen bewegten Massen der Formschluss in Motorradgetrieben durch simple Klauen erfolgt, ohne die Drehzahlen der beiden zu schaltenden Teile vorher anzugleichen (unsynchronisiert), haben sich bei PKW-Schaltgetrieben die synchronisierten Ausführungen durchgesetzt. Dabei ist die Variante der Zahnkupplung mit einer Ein-Konus-Synchronisierung am häufigsten anzutreffen. Die zur Illustration in Bild 3.2 dargestellte Schalteinrichtung arbeitet nach diesem Prinzip.

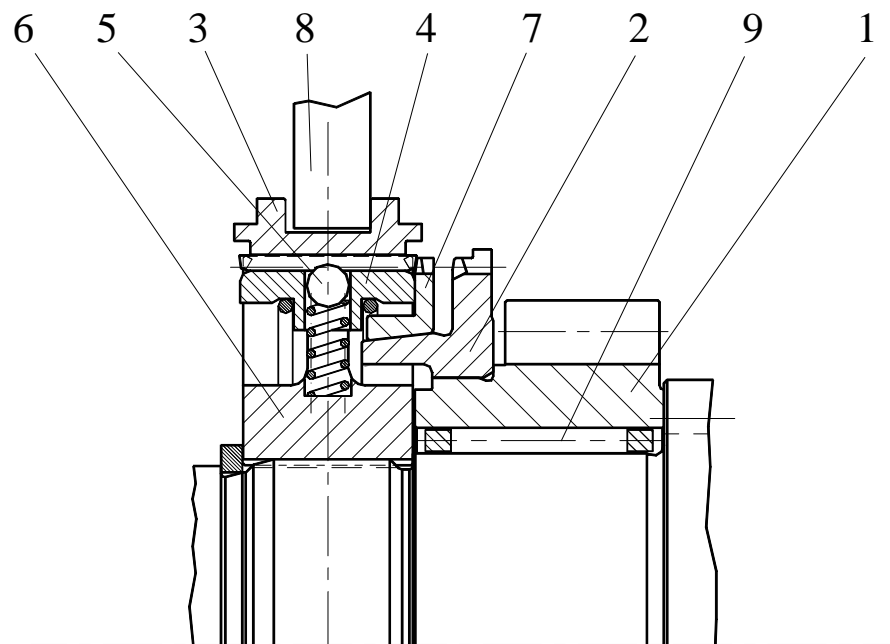


Bild 3.2 / Schaltmechanismus mit einer Ein-Konus-Synchronisierung

- 1 - Losrad
- 2 - Kupplungskörper
- 3 - Schiebemuffe mit Arretierungs- und Schaltgabelnut
- 4 - Sperrstein
- 5 - federbelastete Kugel zur Arretierung der Schiebemuffe im nicht geschalteten Zustand
- 6 - Synchronkörper mit Aussparungen
- 7 - Synchronring
- 8 - Schaltgabel
- 9 - Losradlager

Das Losrad (1) läuft auf einer Nadel- oder Gleitlagerung (9) und ist somit nicht an die Drehbewegung der Welle, auf der es sitzt, gekoppelt. Der Synchronkörper (6) ist fest mit der Welle verbunden. Die Schiebemuffe (3) ist durch eine Verzahnung drehfest mit dem Synchronkörper verbunden, jedoch axial auf diesem verschiebbar. Durch die federbelastete Kugel (5), welche in die Nut der Schiebemuffe eingreift, wird diese in der Mittellage gehalten. Über die Schaltgabel (8) ist es möglich, eine Kraft auf die Schiebemuffe zu übertragen und sie dadurch axial auf dem Synchronkörper zu verschieben. Die federbelastete Kugel ist bestrebt in der Nut zu verbleiben und drückt über den Sperrstein (4) auf den nur im Bereich einer Zahndicke zum Synchronkörper verdrehbaren Synchronring (7). Dieser Verdrehbereich wird üblicherweise durch Nasen am Synchronring und entsprechend größeren Aussparungen im Synchronkörper realisiert. Damit kommt es zur Anlage des Synchronringes am Reibkonus des Losrades und damit zu einem geringen Reibmoment. Dieses führt dazu, dass sich der Synchronring soweit zum Synchronkörper verdreht, bis die Nasen des Synchronringes auf einer Seite der Aussparung im Synchronkörper anliegen und sich die Verzahnung des Synchronringes vor die Zahnluken des Synchronkörpers und damit vor die Zähne der Schiebemuffe stellt. Liegt weiterhin Kraft an der Schaltgabel an, wird durch die mechanische Kopplung mit den Zähnen der Schiebemuffe Druck auf die vor den Zähnen der Schiebemuffe stehenden Zähne des Synchronringes ausgeübt. Es entsteht ein Reibmoment, welches den einen Teil der rotierenden Massen beschleunigt und den anderen abbremst. So werden die Drehzahlen angeglichen. Bei Drehzahlgleichheit und damit fehlender Relativedrehzahl ist kein Reibmoment mehr vorhanden und die durch die Schaltgabel aufgebrachte Kraft dreht durch die an den Zähnen von Schiebemuffe und Synchronkörper vorhandenen Spitzen den Synchronring soweit zurück, dass die Zähne der Schiebemuffe durch die Zahnluken des Synchronringes durchschalten können. Nachdem die Kugel die Feder zusammengedrückt hat und nun nicht mehr in der Nut sitzt, kann die Schiebemuffenverzahnung in die Verzahnung des Kupplungskörpers (2) eingreifen. Dieser ist fest mit dem Losrad verbunden indem die Teile entweder zusammengepresst, verschweißt oder durch eine Keilverzahnung miteinander gekoppelt sind. Im geschalteten Zustand läuft das Losrad mit der gleichen Drehzahl wie die Welle, auf der es sitzt und überträgt ein Moment. Im nicht geschalteten Zustand weicht die Drehzahl von der der Welle ab und das Losrad überträgt, abgesehen vom Reibmoment der Losradlagerung, kein Moment. Ein Synchronkörper und eine Schiebemuffe können im Standardfall zwei Losräder schalten. Bei diesem Schaltprozess spielt es keine Rolle, ob das Losrad im System Schaltverzahnung An- oder

Abtriebsfunktion erfüllt, d.h. ob das Losrad das Moment auf das Festrad überträgt bzw. vom Festrad übertragen bekommt. Bei anderen Ausführungen solcher Schaltverzahnungen mit Konus-Synchronisierung kann dieser Schaltvorgang geringfügig anders ablaufen.

Im Zusammenhang mit dieser Art von Kraftfahrzeuggetrieben sind zwei Tendenzen zu beobachten - 1., dass zur besseren Ausnutzung der Drehmomentkennlinie der Motoren die Zahl der Vorwärtsgänge auf sechs erhöht wird und 2., dass die Funktion „Betätigen / Steuern des Getriebes“ automatisiert wird. Dabei führt eine elektronische oder eine elektrohydraulische Steuerung die Abläufe des Kuppelns und des Schaltens sowie die entsprechende Anpassung der Motordrehzahl und des Motormomentes aus um entweder:

1. jederzeit den verbrauchsbezogen günstigsten Schaltzeitpunkt realisieren zu können,
2. die Schaltzeit durch einen optimierten Ablauf der Schaltung zu verkürzen oder
3. für den Benutzer einen Komfortzuwachs zu erreichen.

3.2 Auftreten von Gangspringen

Wie schon in der Aufgabenstellung erwähnt, ist *Gangspringen das selbsttätige Entkoppeln einer Schaltverzahnung nach einer korrekt durchgeführten Schaltung während der Fahrt und unter Last.*

Gangspringen tritt überall dort auf, wo Schalteinrichtungen der eingangs beschriebenen Art verwendet werden. So ist dieses Problem z.B. auch von Lokomotivantrieben bekannt, bei denen die zum Entkoppeln neigende Zahnkupplung die Schaltgabel stark verschleißt. Hauptsächlich ist Gangspringen aber durch die massenweise Anwendung solcher Zahnkupplungen bei Handschaltgetrieben von Personenkraftwagen bekannt. Zudem sind Getriebe der verschiedensten Hersteller davon betroffen.

Auffällig ist auch, dass sich Gangspringen sehr oft bei Getriebekonstruktionen die kurz vor Serienanlauf standen, also in Maßhaltigkeit der Teile innerhalb der vorgeschriebenen Toleranzen liegen und Konstruktionsfehler erkannt und behoben sind, einstellt. Bei einer genaueren Begutachtung der Getriebe, bei denen sich ein einmal korrekt geschalteter Gang unter Last selbsttätig wieder entkoppelte, kann man feststellen, dass ein und dasselbe Getriebe Gangspringer immer im gleichen Lastfall an der gleichen Gangstufe aufweist und dass ein anderes Getriebe der gleichen Bauart Gangspringen an einer anderen Gangstufe aufweisen kann. Wenn Gangspringen aber bei beiden Getrieben an der gleichen Gangstufe auftritt, dann auch im gleichen Lastfall. Die Drehmomente, die dabei über die Schaltverzahnung geleitet werden, sind, da im Fahrbetrieb nur durch die Gaspedalstellung zu

beurteilen, relativ hoch. Des weiteren ist zu erkennen, dass das Auftreten von Gangspringen bei einer Gangstufe von der willkürlich gewählten Schaltstellung abhängig ist.

Wenn man bei einer Getriebekonstruktion reproduzierbar Gangspringer verzeichnen konnte und als Ursache dafür Verschleiß oder Fehlfunktion aufgrund fehlerhafter Montage oder ähnlichem auszuschließen waren, bestanden Abhilfemaßnahmen bisher aus der Kombination von Erhöhung ganghaltender Kräfte (Vergrößerung des Hinterschneidungswinkels oder Vergrößerung der Rastierungskräfte) und Reduzierung von Spielen, insbesondere der Verringerung des zulässigen Spiels in der Losradlagerung. Dies sind die Methoden, die in der Praxis mit Erfolg Gangspringer reduzieren oder sogar vermeiden. Viele andere, bei Versuchen realisierte Ideen, bewiesen dagegen keine Verbesserung des Verhaltens von Schaltverzahnungen in Bezug auf Gangspringen. Hierzu zählen auch einige der im folgenden aufgeführten Lösungsvorschläge.

3.3 Existierende Lösungsvorschläge zur Vermeidung von Gangspringen

3.3.1 Allgemeines

Um den Gang in seiner geschalteten Stellung zu arretieren, sind bei Anwendungsfällen von Schaltverzahnungen üblicherweise Ganghaltemaßnahmen vorgesehen. Diese Maßnahmen sind jedoch nicht immer ausreichend bzw. teilweise sogar ungeeignet. Die folgende Auflistung der zum Thema Gangspringen angemeldeten Patente soll einen Überblick über die verschiedenen Methoden der Ganghaltung geben und eine Idee vermitteln, in welcher Form an diesem Problem bisher schon gearbeitet wurde sowie zu welchen Lösungen man gekommen ist. Es sei darauf hingewiesen, dass die Skizzen Auszüge und die Erklärungen zu den Patentlösungen in Inhalt und Formulierung Zusammenfassungen der Darlegungen der entsprechenden Patentschriften sind. Für die Verständlichkeit wurden Symbole und Hinweise ergänzt.

3.3.2 Lösungsvorschläge

1. NASH-Patent gegen Gangspringen (1931):

Es wird angegeben, dass Gangspringen bei solchen Schalteinrichtungen zu beobachten ist, bei denen das Losrad schrägverzahnt ist und eine relativ schmale Lagerung hat. Es hat dann unter Last die Möglichkeit, einen gewissen Betrag um die Wellenachse zu kippen bzw. zu taumeln. Die Erfindung empfiehlt eine Anshrägung der Kupplungszähne in der

Form, dass sie die Schalteinrichtung im Eingriff halten. Die geneigten Flanken erzeugen dann eine Axialkraft, die Gangspringen entgegenwirken soll [3/14].

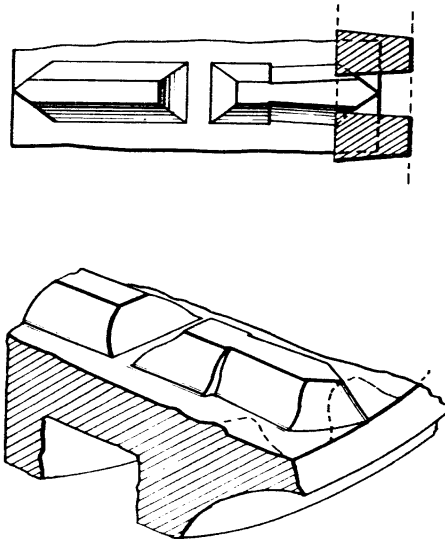


Bild 3.3 / 1931 - Ganghaltung nach NASH [3/14]

2. MAYBACH-Patent gegen Gangspringen (1932 / 1938):

Laut „Stand der Technik“ - Beschreibung tritt Gangspringen vorrangig bei Klauenkupplungen auf, bei denen die Neigung der Seitenflächen der Klauen wegen der dann mangelhaften Anlage der Zahnflächen nicht größer ausführbar ist. Weiterhin wird gesagt, dass auch Kupplungen mit Zähnen, die mehrere Flankenabschnitte aufweisen, „welche von parallel zur Achse bis geneigt im sich durch Lagerspiel, Versetzung der Wellenmitten etc. ergebenden Winkel“ angeordnet wurden, gefährdet sind, wenn „starke Mittenversetzungen und ungewöhnlich großes Lagerspiel, insbesondere z.B. durch Summierung der Spiele von zwei oder drei Lagern“ vorliegen. Eine Ursache für das Gangspringen wird jedoch nicht genannt. Gelöst werden soll dieses Problem durch eine geringe Beweglichkeit der Klauenträger zueinander (geringes Verdrehflankenspiel) und Lastübertragung im Bereich der zur Drehachse geneigten Abschnitte [3/8].

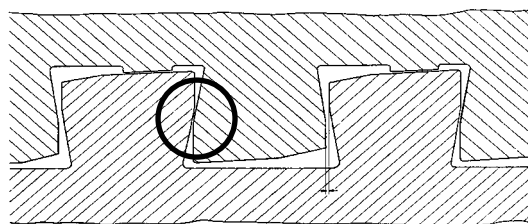


Bild 3.4 / 1932 - Ganghaltung nach MAYBACH [3/8]

3. SPICER-Patent gegen Gangspringen (1934):

Eine Beschreibung der Ursachen des Gangspringens wird in dieser Patentschrift nicht gegeben. Allerdings suggeriert die Bezeichnung „walking out“ für Gangspringen einen nicht schlagartig auftretenden Verlauf von einer gewissen Dauer. Weiterhin wird behauptet, dass eine Tendenz zum Gangspringen bei Schalteinrichtungen im Schub zu erkennen sei.

Dieses Patent beschreibt Lösungen in Form von Ganghaltung zwischen Synchronkörper und Schiebemuffe. Beim Bewegen der Schiebemuffe in Richtung eingelegter Gang wird eine Stufe an den Flanken des Synchronkörpers überschoben. Dies bewirkt bei Drehmomentbelastung der Schalteinrichtung und Anlage der Schiebemuffe an dieser Stufe eine Axialkraft auf die Schiebemuffe in Richtung geschalteter Gang und somit eine Ganghaltekraft.

Bei Anwendung der einfacheren Ausführungen (Bild 3.5 / *Fig. I* und *II*; mit einer Nut bzw. Flankenrücknahme) können nicht alle vier Lastfälle (z. B.: III. Gang, Zug und Schub sowie IV. Gang, Zug und Schub) mit Ganghaltung ausgerüstet werden. In der in *Fig. I* und *II* skizzierten Form ist Ganghaltung bei lediglich einer Lastrichtung gegeben. Auf zwei Lastfälle ist dieses einfache System erweiterbar. Die Ausführung mit zwei Nuten (Bild 3.5/ *Fig. III*) bietet für alle vier Lastfälle Ganghaltung [3/13].

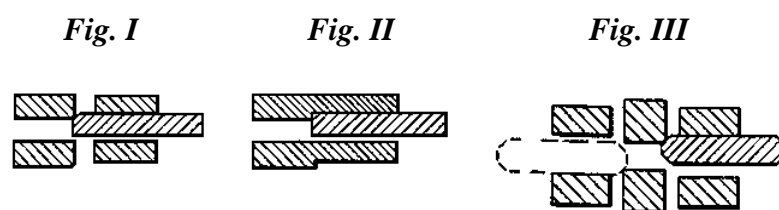


Bild 3.5 / 1934 - Ganghaltung nach SPICER [3/13]

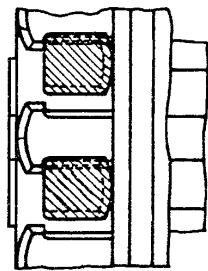
4. ZF-Patent gegen Gangspringen (1941 / 1942):

Es erfolgt keine Beschreibung der Ursachen des „ungewollten Außereingriffkommens“ in dieser Patentschrift der Zahnradfabrik Friedrichshafen. Die Motivation für diese Erfindung liegt darin, dass die Herstellung der bisher verwendeten Ganghaltung (mit mehreren Klauen an jedem der beiden Koppelteile, die an den tragenden Flanken zueinander schräg

ausgebildet oder innerhalb ihrer Eingriffslänge abgesetzt sind) als zu aufwendig empfunden wird - vor allem, weil zwei Teile bearbeitet werden müssen.

Eine einfachere Lösung soll die Ausbildung von Vorsprüngen an nur einem Teil darstellen. Wobei hier die Schiebemuffe auch Innen- und Außenzähne tragen kann. Innenzähne zur verschieblichen Lagerung auf der Welle und Außenzähne zur Kopplung mit den Innenzähnen des Losrades. So sind an den Schiebemuffenzähnen Vorsprünge ausgebildet, hinter denen sich die Zähne des Kupplungskörpers unter Drehmomentbelastung verhaken. Das Ergänzungspatent stellt eine Lösung dar, bei der die Schiebemuffe eine Innenverzahnung sowohl zur verschieblichen Lagerung, als auch zur Kopplung mit der Außenverzahnung des Losrades aufweist. Hier weist die Schiebemuffe Aussparungen in den Flanken ihrer Zähne auf, in denen im gekoppelten Zustand die Vorsprünge der Kupplungskörperzähne sitzen. Womit allerdings nun wieder beide Teile bearbeitet werden müssen [3/7].

Originalausführung



Ergänzungspatent

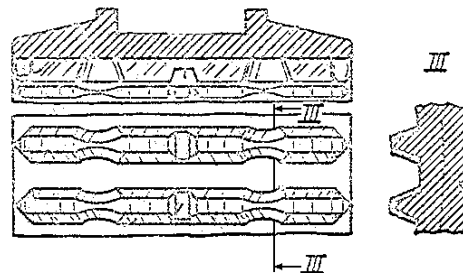


Bild 3.6 / 1941 - Ganghaltung nach ZF [3/7]

5. RENAULT-Patent gegen Gangspringen (1959):

Eine Beschreibung der Ursachen des Gangspringens wird in dieser Auslegungsschrift nicht gegeben. Es soll eine kostengünstig zu fertigende Ganghaltungsart dargestellt werden.

Laut dieser Schrift wird dies dadurch erreicht, dass zusätzlich zu den geraden Zähnen der zu koppelnden Verzahnungen nur noch zwei Nuten in die Schiebemuffe eingedreht werden müssen. In diese Nuten greifen die Kupplungskörperzähne, welche Flanken mit zwei Bereichen mit unterschiedlichem Eingriffswinkel besitzen, in Schaltstellung ein. Der an der Schiebemuffe verbliebene Rand verhakt sich unter Drehmomentbelastung hinter den Zähnen des Kupplungskörpers und verhindert damit eine Axialbewegung [3/12].

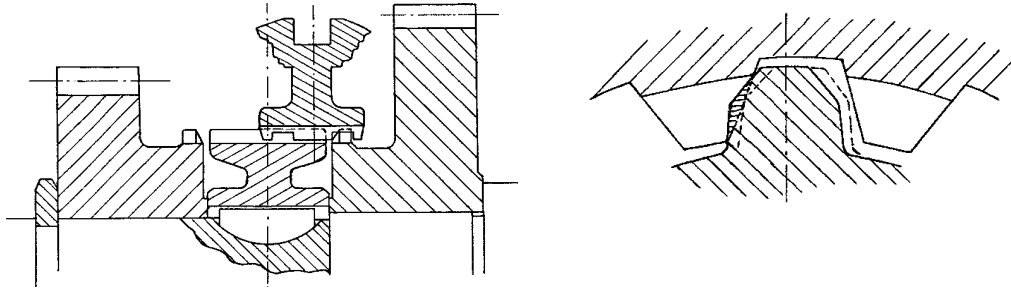


Bild 3.7 / 1959 - Ganghaltung nach RENAULT [3/12]

6. BIBBENS-Patent gegen Gangspringen (1964):

Laut „Stand der Technik“ - Beschreibung ist Gangspringen die Folge von „allmählichem Kriechen“ der Schiebemuffe oder des Kupplungskörpers. Die kombinierte Einwirkung der verschiedenen Faktoren (Kräfte, Vibrationen, Durchbiegungen in der Getriebestruktur sowie die Elastizität der Materialien) wird als Ursache dieses Verhaltens angegeben. Einer in Axialrichtung anliegenden Kraft, die auf das verschiebliche Koppelglied wirkt, wird durch Vibrationsimpulse die Möglichkeit gegeben, dieses axial zu bewegen. Die Aufgabe dieses Patentes ist die Konstruktion einer verbesserten Schalteinrichtung mit verringerter Gangspringneigung ohne Einführung neuer Probleme. Im Detail heißt dies, die Schalteinrichtung soll beim Einlaufen eine Lastverteilung über den ganzen Umfang der Schaltverzahnung ausbilden.

Diese gleichmäßige Lastverteilung soll durch „nachgebende Zähne“ erreicht werden. Bogenförmige Ausnehmungen an den Schiebemuffenzähnen werden mit geraden, hinter-schnitten oder bogenförmig gestalteten Kupplungskörperzähnen kombiniert, so dass die anfänglich sehr konzentrierte Lastübertragung einer zunehmend flächenhaften weicht. Dadurch sollen über den Umfang weitere Zähne in Eingriff kommen [3/1].

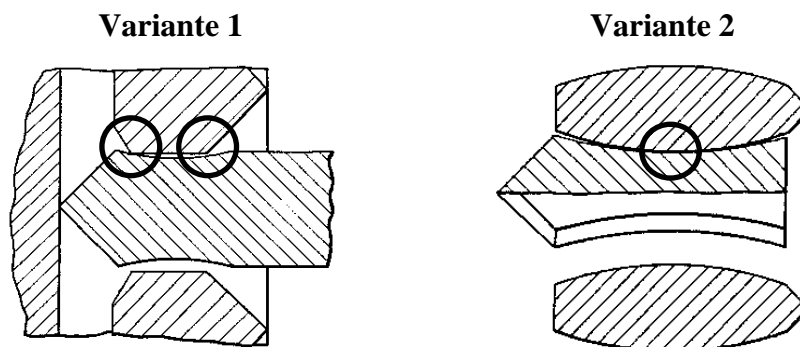


Bild 3.8 / 1964 - Ganghaltung nach BIBBENS [3/1]

7. BORG-WARNER-Patent gegen Gangspringen (1964):

Auch in dieser Patentschrift fehlt eine schlüssige Beschreibung der Ursachen des Gangspringens. Behauptet wird, dass bei Kupplungseinrichtungen herkömmlicher Art (Kupplungskörper, Schiebemuffe, Synchronkörper mit geradflankigen Schiebeverzahnungen ohne Hinterschnitt) eine Tendenz zum Gangspringen unter hohen Drehmomentlasten zu erkennen sei.

Als Vorteil der in dieser Patentschrift erläuterten neuartigen Ganghaltung wird angegeben, dass sie ökonomisch zu fertigen sei und dass die Ganghaltung nicht von einer vordefinierten Stellung der Schiebemuffe abhängig ist, sondern in einer Vielzahl von Positionen der Schiebemuffe wirksam wird.

Erreicht werden soll dies dadurch, dass in die Flanken der Kupplungskörper- und Schiebemuffenzähne eine Art Verzahnung eingebracht wird, die, einer Zahnstange ähnlich, unter Last in verschiedenen Stellungen zueinander ineinander greifen können [3/11].

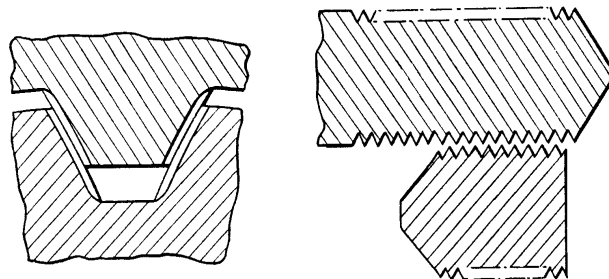


Bild 3.9 / 1964 - Ganghaltung nach BORG-WARNER [3/11]

8. BORG-WARNER-Patent gegen Gangspringen (1964):

Auch hier wird auf die hohen Drehmomentlasten verwiesen und als Erfindungsgrund angegeben, dass die bisher bekannten Axialverriegelungsarten zu aufwendig in der Fertigung und damit zu teuer seien.

Das Patent beschreibt eine Lösung in Form von Ganghaltung zwischen Synchronkörper und Schiebemuffe. Die Ganghaltung wird durch eine Nut in der Schiebemuffe sowie eine über die Zahnhöhe zweigeteilte Flanke der Schiebemuffenzähne erreicht. Am Synchronkörper ist eine Kopfkreisrücknahme im mittleren Bereich vorgesehen. Durch die zurückgenommene Flanke an der Schiebemuffe wird ein zusätzlicher Verdrehwinkel

zwischen Schiebemuffe und Synchronkörper erreicht, womit zwischen nicht zurückgenommener Flanke an der Schiebemuffe und nicht zurückgenommenem Kopfkreis am Synchronkörper eine Haltekante zur Axialsicherung entsteht [3/3].

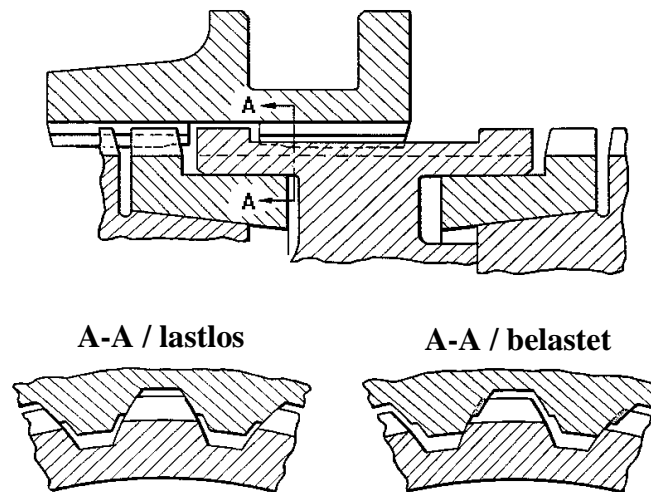


Bild 3.10 / 1964 - Ganghaltung nach BORG-WARNER [3/3]

9. TATRA-Patent gegen Gangspringen (1969):

Die „Stand der Technik“ - Beschreibung kennt zwei Arten von Gangspringern. Zum einen Gangspringer bei neuen und unverschlissenen Verzahnungen. Hier wirken nicht ausgeglichene Axialkräfte auf die Schiebemuffe, die durch die „abgeschrägten, gekreuzten Bewegungen“ der Schiebemuffe gegenüber dem Synchronkörper und dem Kupplungskörper entstehen. Zum zweiten, Gangspringer bei verschlissenen Zähnen. Hier entsteht durch das Drehmoment und abgeschrägte Zahnoberflächen eine Kraft in Axialrichtung, welche die Schiebemuffe außer Eingriff bewegt.

Eine besser funktionierende Art der Ganghaltung soll erreicht werden, indem die Schiebemuffe mit einer Nut versehen wird und die Synchronkörperzähne eine Flankenrücknahme im mittleren Bereich erhalten (Bild 3.11 / Maß X). Dadurch wird eine zusätzliche Verdrehung zwischen Kupplungskörper und Synchronkörper unter Last in der Durchschaltstellung erreicht und die Schiebemuffenzähne können sich an einer Kante an den Synchronkörperzähnen abstützen [3/10].

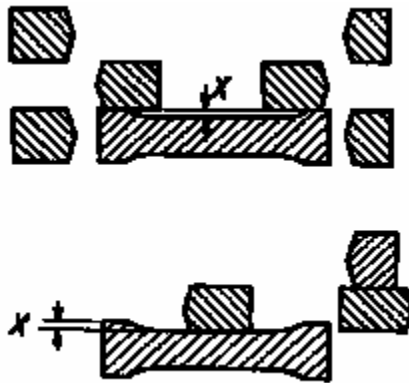


Bild 3.11 / 1969 - Ganghaltung nach TATRA [3/10]

10. PORSCHE-Patent gegen Gangspringen (1975):

Die Motivation zur Abweichung von der Standardlösung liegt bei diesem Patent in der Verringerung des Fertigungsaufwandes, nicht in einer Verbesserung der Ganghaltung. Somit wird in dieser Patentschrift auch keine Ursache für Gangspringen genannt. Es sollen die fertigungsaufwendigen Hinterlegungen an Kupplungskörper und Schiebemuffe entfallen und durch eine leichter zu fertigende Art der Ganghaltung ersetzt werden.

Der Eingriffswinkel der Schiebemuffenverzahnung wird größer gewählt als der der Synchronkörperverzahnung und zusätzlich der Synchronkörper mit einer Anfasung versehen, die sich über ca. $\frac{1}{4}$ ihrer Breite erstreckt. In dieser Form erzeugt die gefundene Lösung unter Last eine zusätzliche Verdrehung zwischen Schiebemuffe und Synchronkörper und damit eine Abstützung der Schiebemuffe am Synchronkörper in Form einer Punktberührung (A) [3/9].

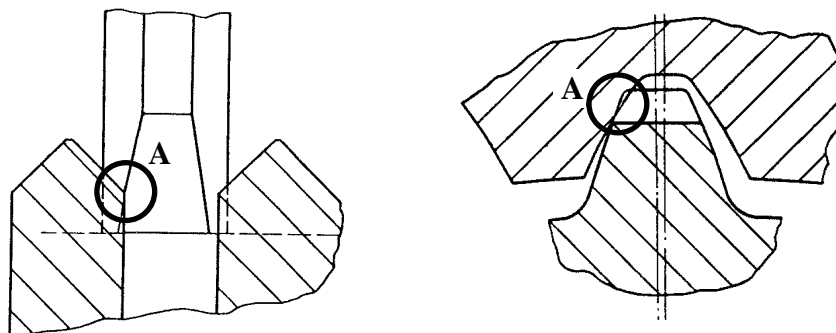


Bild 3.12 / 1975 - Ganghaltung nach PORSCHE [3/9]

11. GETRAG-Patent gegen Gangspringen (1989):

Laut „Stand der Technik“ - Beschreibung von GETRAG kann Gangspringen auftreten, wenn die Schiebemuffe beim Schalten nicht bis zum Anschlag geführt wurde. Dann ist die Flankenüberdeckung zwischen Schiebemuffe und Kupplungskörper so klein, dass eine Erschütterung des Getriebes ausreicht, um die Schiebemuffe wieder aus dem Eingriff mit dem Kupplungskörper herauszubewegen. Eine unterstützende Funktion bei dieser Lösbewegung soll unter Umständen auch die Neutralstellungsrastierung haben, indem sie die Schiebemuffe ab einer bestimmten Axialstellung herauszieht. Als ein weiterer, Gangspringen begünstigender Faktor, wird eine von den schrägen Laufverzahnungen der Gangräder induzierte, durch die spielbehaftete Losradlagerung ermöglichte Taumelbewegung des Losrades genannt. Diese reduziert den zwischen Kupplungskörper und Schiebemuffe vorgesehenen Hinterschneidungswinkel um den Betrag des Kippwinkels. Dies könnte durch größere Hinterschneidungswinkel an Kupplungskörper und Schiebemuffe ausgeglichen werden, jedoch sind größere Hinterschneidungswinkel mit den herkömmlichen Herstellverfahren nur schwer zu fertigen.

Dieses Problem soll mit Hilfe einer neuen Art von Ganghaltung zwischen Synchronkörper und Schiebemuffe gelöst werden, mit der größere Winkel an den Halteschrägen (und damit größere Axialkräfte) möglich sind. Dazu wird sowohl der Synchronkörper als auch die Schiebemuffe über die Verzahnungsbreite mit Abschnitten verschiedener Zahndicke versehen. Eine unter Last auftretende zusätzliche Verdrehung von Schiebemuffe zu Synchronkörper ermöglicht in der Durchschaltstellung das Abstützen der beiden mittleren Abschnitte mit größerer Zahndicke aneinander und bewirkt somit Ganghaltung [3/6].

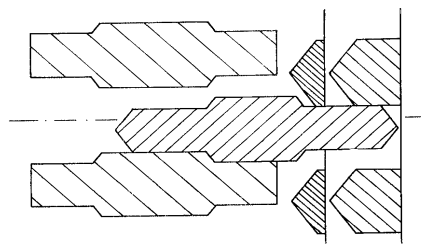


Bild 3.13 / 1989 - Ganghaltung nach GETRAG [3/6]

12. STEYR-DAIMLER-PUCH-Patent gegen Gangspringen (1992):

Laut „Stand der Technik“ - Beschreibung erfolgt die Arretierung der Schiebemuffe in der Durchschaltstellung üblicherweise durch Kugelrastierungen in den Schaltstangen. Diese Rastierungen haben auch die Aufgabe, die durch Überlagerung der geringen

Exzentrizitäten der Koppelglieder entstehenden und auf die Schiebemuffe wirkenden Axialkräfte aufzunehmen. Dadurch seien sie einem verstärkten Verschleiß ausgesetzt.

Die Erfindung soll eine Möglichkeit zur sicheren Arretierung der Schiebemuffe ohne verschleißende Kugelrastierungen schaffen. Dazu wird der Synchronkörper mit einer umlaufenden Nut (A) und Anschrägungen (B) an den nun zweigeteilten Zähnen versehen. Ebenso erhält die Schiebemuffe eine umlaufende Nut (C) in der Art, dass lediglich die hinterschnittenen Zahnspitzen stehen bleiben (Bild 3.14). In Schaltstellung liegen nun die Flanken der Schiebemuffenzähne an den Anschrägungen des einen Teils der Synchronkörperzähne an und werden unter Drehmomentbelastung gegen den anderen Teil der Synchronkörperzähne gedrückt. Dadurch entsteht eine Ganghaltung zwischen Synchronkörper und Schiebemuffe. Eine Hinterlegung der Zähne der Kupplungskörper ist für die Ganghaltung nicht mehr nötig, kann aber zur Aufnahme der hinterschnittenen Schiebemuffenzähne vorgesehen werden.

Dieses Patent ist für Schalteinrichtungen mit zwei oder mehr schaltbaren Kupplungskörpern vorgesehen. Dementsprechend enthalten die Originalskizzen vier Mitnehmerringe. Zum leichteren Verständnis ist in Bild 3.14 eine Schalteinrichtung mit nur zwei Mitnehmerringen, wie sie auch in handgeschalteten Kraftfahrzeuggetrieben üblich ist, dargestellt [3/15].

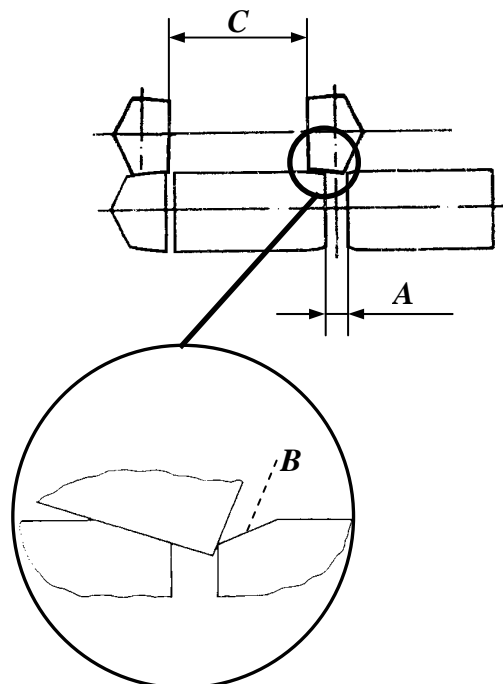


Bild 3.14 / 1992 - Ganghaltung nach STEYR-DAIMLER-PUCH [3/15]

13. VOLVO-Patent gegen Gangspringen (1994):

Laut „Stand der Technik“ - Beschreibung von VOLVO entsteht Gangspringen durch Nachschwingen. Dieses Nachschwingen wird erst durch das Verdrehflankenspiel der Kupplungsverzahnung, welches, bedingt durch die Hinterschneidungen in der Durchschaltstellung relativ groß ist, ermöglicht. Das Verdrehflankenspiel zwischen den Verzahnungen von Schiebemuffe und Kupplungskörper wird ausgenutzt, indem sich die lastübertragenden Zahnflanken voneinander abheben. Die volle Ausnutzung des Verdrehflankenspieles ist verantwortlich für ca. 50% des gesamten Nachschwingens eines modernen Getriebes.

Gelöst werden soll dieses Problem, indem zwei Hinterschnitte an der Schiebemuffe angebracht werden. Ein Hinterschnitt mit $\beta = 1^\circ$ bis 3° Hinterlegungswinkel, um das Verdrehflankenspiel gering zu halten und ein Hinterschnitt mit $\alpha = 3^\circ$ bis 5° Hinterlegungswinkel, um Gangspringer zu vermeiden. Der Hinterschnittbereich mit dem Hinterlegungswinkel β soll im Zusammenwirken mit dem Kupplungskörper ein kleines Verdrehflankenspiel gewährleisten und damit das für Gangspringen verantwortliche Nachschwingen gering halten. Ist dies nicht ausreichend, sorgt ein zweiter Bereich mit dem Hinterlegungswinkel α für eine höhere axiale Haltekraft [3/4].

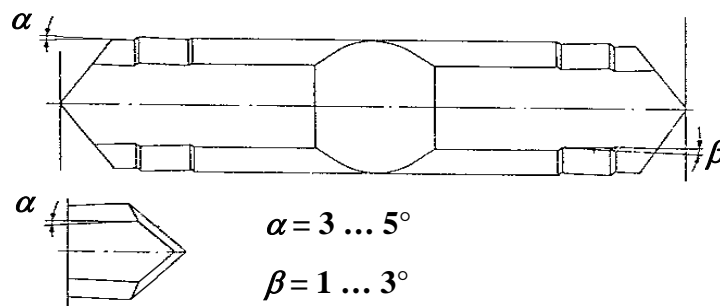


Bild 3.15 / 1994 - Ganghaltung nach VOLVO [3/4]

14. BORG-WARNER-Patent gegen Gangspringen (1995):

Laut „Stand der Technik“ - Beschreibung von BORG-WARNER führt die mit einem gewissen notwendigen Axialspiel ausgeführte Lagerung eines schrägverzahnten Losrades zu um das Maß X (Bild 3.16) abweichenden Axiallagen des Losrades - abhängig davon, ob der Lastfall Zug oder Schub vorliegt. Diese unterschiedlichen Axiallagen des Losrades führen bei den herkömmlichen Ausführungen von Kupplungskörperzähnen in einem Lastfall zu einem „Übereingriff“ mit der Schiebemuffe, im anderen Lastfall zu einem „Untereingriff“. Diese Schwankungen in der Einschalttiefe der Schiebemuffe zum

Kupplungskörper bei Lastfalländerung sind Thema dieses Patentes. Die Verbesserung der Ganghaltung soll dadurch erreicht werden, dass die Zugflanke und die Schubflanke der einzelnen Kupplungskörperzähne um eben dieses Maß X axial versetzt zueinander angeordnet werden, damit die Flanken der Schiebemuffen- und Kupplungskörperzähne trotz lastabhängiger Lage des Losrades immer ideal zueinander stehen [3/5].

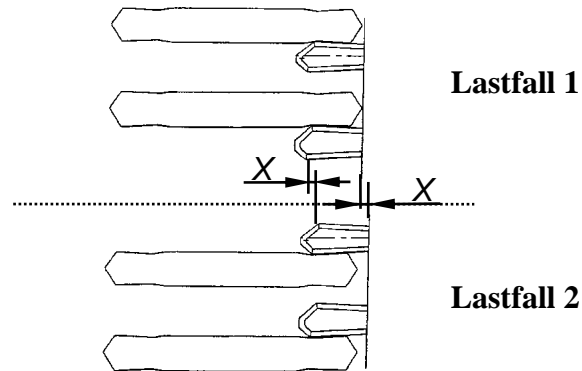


Bild 3.16 / 1995 - Ganghaltung nach BORG-WARNER [3/5]

15. Daimler-Chrysler-Patent gegen Gangspringen (2000):

Laut „Stand der Technik“-Beschreibung von DAIMLER-CHRYSLER können bei herkömmlichen Formschlusskupplungen Massenkräfte, axiale Kräfte und Stöße auf die Formschlusskupplungsteile (z.B. beim Abbremsen oder Beschleunigen des Kraftfahrzeuges) zum ungewollten Ausrücken dieser Formschlusskupplung führen.

Die Verbesserung der Ganghaltung soll dadurch erreicht werden, dass Verriegelungswälzkörper verwendet werden, welche durch Formschluss eine nicht durch die Schaltgabel hervorgerufene Axialbewegung der Schaltungsteile verhindern.

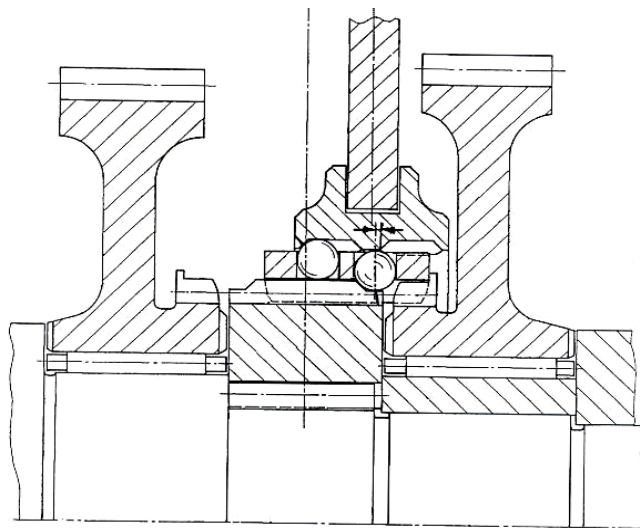


Bild 3.17 / 2000 - Ganghaltung nach DAIMLER-CHRYSLER [3/2]

3.3.3 Zusammenfassung

Es gibt weitere Patente zu diesem Thema, in denen Ideen und Methoden zur Ganghaltung über eine andere Beschreibung ein zweites Mal patentiert wurden. Diese werden hier nicht erwähnt. Soweit ermittelt, wurde an dieser Stelle nur das zuerst erteilte Patent aufgeführt.

Aus den „Stand-der-Technik“-Beschreibungen ist zu erkennen, dass die älteren Patente Gangspringen fast einheitlich als einen über einen gewissen Zeitraum ablaufenden Prozess betrachten. Eines der ersten Patente auf dem Gebiet Gangspringen, das Patent von MAYBACH (Kap. 3.3.2 / 2.), gibt dazu noch relativ konkrete Ursachen an. Starke Mittenversätze und große Lagerspiele werden als ausschlaggebende Faktoren für das selbsttätige Entkoppeln der Schaltverzahnung aufgeführt.

Die neueren Patente differieren in ihrer Auffassung des Problems. Teilweise wird Gangspringen als spontan auftretendes Phänomen gesehen, wie z.B. in der Erläuterung eines Systems, bei dem die Flanken von Kupplungskörper und Schiebemuffe voneinander abheben (Schwingungen im System [Kap. 3.3.2 / 13.]). Andere Erklärungen machen Unter- bzw. Übereingriff für Gangspringen verantwortlich (Kap. 3.3.2 / 11. und 14.) und wieder andere bezeichnen Taumelbewegungen, die ein langsames Herunterschrauben der Schiebemuffe vom Kupplungskörper bewirken, als Ursache. Die neueren Lösungen verbindet die Gemeinsamkeit, dass sie überwiegend Ganghaltung zwischen Synchronkörper und Schiebemuffe herstellen. Diese Lösungen haben jedoch oft den Nachteil, dass wegen notwendiger Nuten die Verzahnung stark geschwächt (Kap. 3.3.2 / 9.) oder die Herstellung eines solchen Teiles stark verkompliziert wird (Kap. 3.3.2 / 7.). Auch Verschleiß und Schaltbarkeit / Schaltkomfort sind Punkte, die bei diesen Lösungen beachtet werden müssen.

Bemerkenswert ist, dass das „Urpatent“ der Ganghaltung (NASH / Kap. 3.3.2 / 1.) auch heute immer noch die Standardlösung darstellt und am weitesten verbreitet ist (Kap. 3.4).

Eingesetzt werden aber auch andere Patente. So wird z.B. das 1934 von der Firma SPICER beantragte Patent (Kap. 3.3.2 / 3.) auch heutzutage noch angewendet, wenn gewisse Gangstufen bei bestimmten Lastfällen zum Gangspringen neigen. Dabei erfolgt die Anwendung dieser Lösung der Fa. SPICER allerdings in Kombination mit der herkömmlichen Hinterschneidung von NASH, da, wie in Kap. 3.3.2 / 3. erwähnt, nicht ohne weiteres alle vier Lastfälle an einer Schalteinrichtung mit Ganghaltung ausgerüstet werden können.

3.4 Untersuchungen an Getrieben verschiedener Hersteller

3.4.1 Allgemeines

Die im folgenden erläuterten Untersuchungen an mehreren Getrieben verschiedener Hersteller wurden durchgeführt, um Hinweise darauf zu erhalten, welche Methoden der Ganghaltung in der Praxis angewendet werden bzw. welche Methoden der Ganghaltung wirksam sind und an welchen Gangstufen sowie bei welchen Zahngeometrien in den unterschiedlichen Getrieben Gangspringen auftrat. Es wurde auf die grundlegende Ganghaltungsart geachtet, nach zusätzlichen Maßnahmen zur Sicherung der Ganghaltung gesucht sowie die Geometrie der Verzahnung ermittelt. Besondere Aufmerksamkeit wurde dabei den vorliegenden Abweichungen, so z.B. den Teilungs- und Rundlaufabweichungen sowie den Exzentrizitäten, zuteil.

Untersucht wurden Getriebe von BMW, FIAT, FORD, OPEL, PORSCHE, RENAULT und VW. Als Ergebnis ist zu sagen, dass die meisten Gangstufen der untersuchten Getriebe mit der 1931 von der Fa. NASH MOTORS CO. entwickelten Hinterschneidung der Kupplungskörper- und Schiebemuffenzähne arbeiten. Anwendungsfälle anderer Arten von Ganghaltung waren einmal das Patent von SPICER (1934, siehe Kap. 3.3.2 / 3.), das Patent von PORSCHE (1975, siehe Kap. 3.3.2 / 10.) und das Patent von BORG-WARNER (1995, siehe Kap. 3.3.2 / 14.). Es kann allerdings nicht mit Sicherheit gesagt werden, ob die spezielle Ausführung der Kupplungskörperzähne bei der Anwendung des BORG-WARNER-Patentes tatsächlich der Sicherstellung der Einschalttiefe (wie im Lösungsvorschlag Kap. 3.3.2 / 14. beschrieben) oder der Verbesserung des Synchronisiervorganges dient.

Tabelle 3.1 / *Anwendungen anderer Ganghaltungsarten als der von NASH [3/14]:*

Getriebe B	Getriebe G	Getriebe H
Kupplungskörper sind mit unterschiedlich langen Flanken zur Sicherstellung der Einschalttiefe bei Axialspiel des Losrades nach Kap. 3.3.2 / 14 ausgestattet Patent von BORG-WARNER 1995 (s. auch Anmerkung im Text!)	Synchronkörper III./IV. Gang ist mit einer Haltekante nach Kap. 3.3.2 / 3 ausgestattet Patent von SPICER 1934	Synchronkörper III./IV. Gang ist mit einer Ganghaltung nach Kap.3.3.2 / 10. ausgestattet. Patent von PORSCHE 1975

3.4.2 Ausführung der Schaltverzahnung bei den untersuchten Getrieben

3.4.2.1 Geometriewerte der Kupplungskörper

Tabelle 3.2a/ Geometriewerte ausgewählter Kupplungskörper von Schaltgetrieben unterschiedlicher Hersteller (Getriebe A bis D; gemessene Werte bzw. aus den gemessenen Werten errechnete Geometriegrößen):

gemessene Geometriedaten	Getriebe A		Getriebe B		Getriebe C		Getriebe D	
	III. Gg	IV. Gg	III. Gg	IV. Gg	III. Gg	IV. Gg	III. Gg	IV. Gg
Befestigungsart am Losrad	ein Teil	ein Teil	Verzahnung	Verzahnung	geschweißt	geschweißt	ein Teil	ein Teil
Zähnezahl	24	24	36	36	33	33	30	30
Modul [mm]	2,54	2,54	2,49	2,49	1,9	1,89	2,13	2,11
Teilkreis-Ø [mm]	60,93	61,05	89,89	89,78	62,91	62,52	63,86	63,61
Grundkreis-Ø [mm]	57,24	57,36	77,79	77,67	59,10	58,74	60,00	59,77
Fußkreis-Ø [mm]	61,63	61,39	82,74	82,74	64,06	64,30	64,79	64,95
Kopfkreis-Ø [mm]	66,40	66,32	90,90	90,90	71,40	71,35	69,78	69,81
Profilverschiebungsfaktor	0,71	0,68	-0,90	-0,88	1,38	1,52	1,08	1,20
Hinterschneidungswinkel [°]	2,56	2,47	4,17	5,02	3,57	3,53	1,52	2,35

gemessene Geometriefehler	Getriebe A		Getriebe B		Getriebe C		Getriebe D	
	III. Gg	IV. Gg	III. Gg	IV. Gg	III. Gg	IV. Gg	III. Gg	IV. Gg
maximale Teilungs-Summenabweichung F_p , re./li. Flanke [µm]	27,3 / 28,8	65,0 / 47,7	71,8 / 95,2	71,2 / 68,5	29,0 / 22,3	107 / 110	64,5 / 44,6	64,4 / 82,9
Rundlaufabweichung [µm]	29,3	47,6	92,1	90,0	31,8	96,4	47,5	29,6
Exzenterkorrektur [µm]	8,1	18,9	43,9	32,6	9,7	43,5	19,8	12,8
Rundlaufabw. nach Exzenterkorrektur [µm]	20,8	35,5	23,0	41,8	19,1	20,3	16,7	14,9
exzenterkorrigierte Teilungs-Summenabweichung F_p , re./li. Flanke [µm]	25,0 / 20,4	35,4 / 42,9	39,8 / 47,1	43,0 / 39,0	19,8 / 24,2	18,7 / 22,2	34,7 / 35,4	39,9 / 57,9

Tabelle 3.2b/ Geometriewerte ausgewählter Kupplungskörper von Schaltgetrieben unterschiedlicher Hersteller (Getriebe E bis H; gemessene Werte bzw. aus den gemessenen Werten errechnete Geometriegrößen):

gemessene Geometriedaten	Getriebe E		Getriebe F		Getriebe G		Getriebe H	
	III. Gg	IV. Gg	III. Gg	IV. Gg	III. Gg	IV. Gg	I. Gg	II. Gg
Befestigungsart am Losrad	ein Teil	ein Teil	ein Teil	ein Teil	geschweißt	geschweißt	geschweißt	geschweißt
Zähnezahl	27	27	36	36	48	48		63
Modul [mm]	2,29	2,32	2,30	2,30	1,85	1,85		1,37
Teilkreis-Ø [mm]	61,88	62,67	82,73	83,03	88,8	88,8		86,7
Grundkreis-Ø [mm]	58,13	58,88	77,73	78,0	76,9	76,9		81,45
Fußkreis-Ø [mm]	62,23	62,28	77,68	77,64	87,1	87,1		92,0
Kopfkreis-Ø [mm]	68,53	68,47	86,93	86,92	91	91		96,0
Profilverschiebungsfaktor	0,66	0,42	-0,30	-0,26	0,21	0,21		3,17
Hinterschneidungswinkel [°]	3,25	2,56	2,50	3,25	4,5	4,5		3,33

gemessene Geometriefehler	Getriebe E		Getriebe F		Getriebe G		Getriebe H	
	III. Gg	IV. Gg	III. Gg	IV. Gg	III. Gg	IV. Gg	I. Gg	II. Gg
maximale Teilungs-Summenabweichung F_p , re./li. Flanke [µm]	SF* / 67,8	43,0 / SF*	23,0 / 29,0	SF* / 32,9	70,1 / 108	91,0 / 88,0		82,7 / 68,7
Rundlaufabweichung [µm]	SF*	SF*	44,1	SF*	86,5	95,3		75,1
Exzenterkorrektur [µm]	22,1	16,7	15,3	9,3	32,8	34,0		4,1
Rundlaufabw. nach Exzenterkorrektur [µm]	SF*	SF*	34,3	SF*	45,5	32,6		76,2
exzenterkorrigierte Teilungs-Summenabweichung F_p , re./li. Flanke [µm]	SF* / 36,4	23,3 / SF*	26,5 / 43,8	SF* / 31,9	37,9 / 58,9	30,7 / 29,1		76,2 / 67,2

SF* = Spezialfall; siehe Bild 3.18

3.4.2.2 Geometriewerte der Schiebemuffen

Tabelle 3.3 / Geometriewerte ausgewählter Schiebemuffen von Schaltgetrieben unterschiedlicher Hersteller (gemessene Werte bzw. aus den gemessenen Werten errechnete Geometriegrößen):

gemessene Geometriedaten	Getriebe A	Getriebe B	Getriebe C	Getriebe D	Getriebe E	Getriebe F	Getriebe G	Getriebe H
Zentrierungsart	Flanke	Flanke	Durchmesser	Flanke	Durchmesser	Flanke	Durchmesser	Flanke
Anschlag an	Losrad	Losrad	Nase am Zahn	Losrad	Nase am Zahn	Nase am Zahn	Nase am Zahn	Losrad
Zähnezahl	24	36	33	30	27	36	48	63
Modul [mm]	2,36	2,2947	1,89	2,05	2,34	2,29	1,85	1,40
Teilkreis-Ø [mm]	56,81	82,6089	62,64	61,73	63,27	82,62	88,8	88,44
Grundkreis-Ø [mm]	53,38	77,6269	58,85	58,00	59,45	77,64	76,9	83,1
Fußkreis-Ø [mm]	68,34	89,9367	70,32	71,43	67,59	85,42	91,8	96,63
Kopfkreis-Ø [mm]	63,14	84,6883	66,57	66,71	63,48	80,04	88,0	93,17
Profilverschiefungsfaktor	1,79	-1,21	-2,06	1,97	-0,6	-0,38	0,25	1,20
Hinterschneidungswinkel [°]	2,43		3,31	3,11	1,99	1,33	4,0	1,8

gemessene Geometriefehler	Getriebe A	Getriebe B	Getriebe C	Getriebe D	Getriebe E	Getriebe F	Getriebe G	Getriebe H
maximale Teilungs-Summenabweichung F_p , re./li. Flanke [μm]	181 / 182	41,4 / 34,3	41,5 / 63,1	58,1 / 58,0	133,2 / 66,6	76,8 / 74,9	50,2 / 61,2	54,0 / 77,3
Rundlaufabweichung [μm]	28,1	44,3	77,1	71,0	133,3	54	90,2	52,2
Exzenterkorrektur [μm]	10,9	10,9	12,1	11,8	50,4	13,2	27,4	21,4
Rundlaufabw. nach Exzenterkorrektur [μm]	6,8	32,9	64,9	62,4	52,5	48,1	83,7	26,7
exzenterkorrigierte Teilungs-Summenabweichung F_p , re./li. Flanke [μm]	154,5 / 161	62,9 / 54,4	53,5 / 58,4	43,3 / 40,5	113,4 / 118,3	66,8 / 70,1	85,4 / 95,6	64,1 / 71,6

3.4.3 Zusammenfassung der Vermessungsergebnisse

Vermessen wurden die Schaltverzahnungen auf einer 3D-CNC-Koordinatenmessmaschine LEITZ PMM-12106 mit der Messsoftware LEITZ-QUINDOS. Sind bei einer Vermessung die grundlegenden Daten Zähnezahl, Normalmodul, Schrägungs- und Eingriffswinkel

sowie die Profilverschiebung bekannt, können die genauen Abweichungen fehlerbehafteter Zahnräder bestimmt werden. Werden nun aber unbekannte fehlerbehaftete Zahnräder vermessen, bei denen (bis auf die Zähnezahl) diese Werte nicht bekannt sind und damit auch dem Messprogramm nicht vorgegeben werden können, wird durch das Programm für jede dieser Grundgrößen ein Mittelwert errechnet. Dieser Wert kann aber durch die vier Unbekannten vom tatsächlichen Wert abweichen. Daraus erklären sich z.B. die unterschiedlichen Moduln von Kupplungskörper und Schiebemuffe, welche bei den Teilen einer ineinander greifenden Kupplungsverzahnung natürlich den gleichen Wert haben müssten.

Interessant sind die Verläufe der Teilungs-Einzel- und der Teilungs-Summenabweichungen der Kupplungskörper des Getriebes E und des Getriebes F. Hier wird absichtlich Segmenttragen hervorgerufen, d.h. es wurden absichtlich Zonen geschaffen, welche die Last zuerst aufnehmen. Dazu wurden beim Getriebe F die Schubflanken einzelner Zähne des Kupplungskörpers des IV. Ganges mit positiver Teilungsabweichung versehen, bei den Kupplungskörpern des Getriebes E die Schubflanken einzelner Zähne des III. Ganges sowie die Schubflanken einzelner Zähne des IV. Ganges. Beim Getriebe F entstehen so zwei sich gegenüberliegende, über 5 Zähne erstreckende Zonen. Beim Getriebe E sind es drei um 120° versetzt liegende, 4 Zähne breite Zonen.

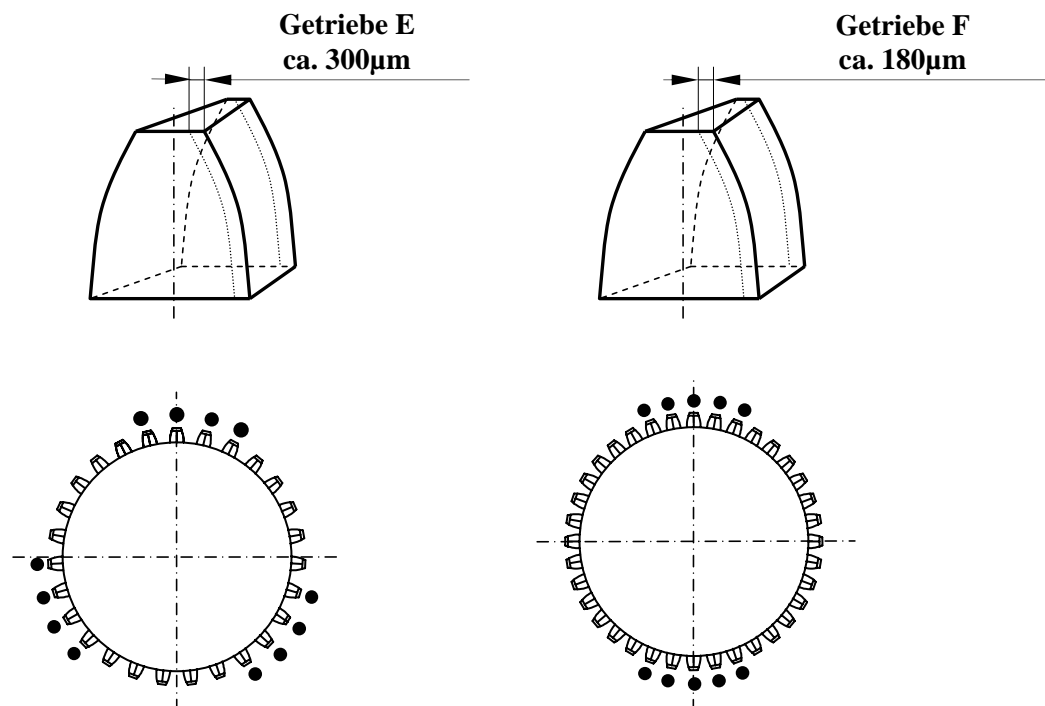


Bild 3.18 / Kupplungskörper mit provoziertem „Segmenttragen“

Eine weitere Auffälligkeit war bei der Vermessung des Losrades des II. Ganges des Schaltgetriebes H zu erkennen. Dieses Losrad hat einen aufgeschweißten Kupplungskörper aus 5 mm dickem Stahlblech mit Aussparungen für die Haltenasen des

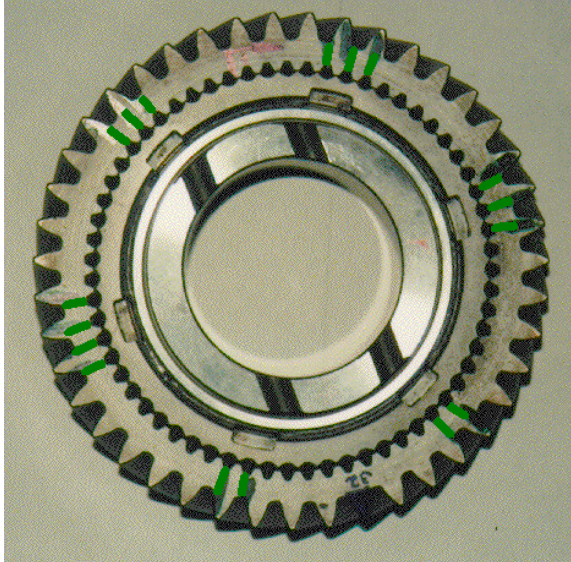


Bild 3.19 / *Kupplungskörper mit unbeabsichtigtem „Segmenttragen“ an mit Strichen gekennzeichneten Kupplungskörperzähnen*

bzw. deren Verläufen sei hier aus Gründen fehlender statistischer Untersuchungen an mehreren Teilen sowie möglicher Ungenauigkeiten durch das oben beschriebene Messverfahren abgesehen. Es ist allerdings zu erkennen, dass teilweise erhebliche Teilungs-Summenabweichungen, welche bei solchen Zahnkupplungen von hervorgehobener Bedeutung sind, vorliegen.

4 Theoretische Betrachtungen

4.1 Lösungsweg

Im Anschluss an den Überblick der zu diesem Thema gefundenen Lösungsansätze und der in Seriengetrieben angewandten Maßnahmen steht nun am Anfang der theoretischen Betrachtungen die Entwicklung eines allgemeinen Modells zur Erklärung von Gangspringen bei Schaltgetrieben. Darauf aufbauend folgt eine ausführliche mathematische Analyse dieses Modells. Die experimentellen Untersuchungen beinhalten Versuche zur Bestätigung des theoretischen Ansatzes. Ergebnis dieser Betrachtungen ist ein Berechnungsprogramm, welches den Vergleich zwischen theoretischen und experimentellen Untersuchungen ermöglicht.

2. Synchronkonusses der Doppelsynchronisierung. Diese Aussparungen befinden sich genau auf dem Durchmesser der Schweißnaht, so dass diese an den Stellen der Aussparungen unterbrochen ist. Der Wärmeverzug beim Schweißen und Härten ergibt eine Wellenlinie des Verlaufes der Teilungsabweichung und damit Segmenttragen an 6 um ca. 60° zueinander versetzten Bereichen in beiden Lastfällen.

Von einer genaueren Auswertung der vorgefundenen Teilungsabweichungen

4.2 Koordinatensystem und Vorzeichenvereinbarungen

Den Betrachtungen zum Gesamtsystem Schaltverzahnung liegt ein kartesisches Koordinatensystem x, y, z zugrunde. Die drei Bauteile Synchronkörper, Schiebemuffe und Losrad besitzen jeweils in ihrer Bauteilmitte ein körperbezogenes Koordinatensystem. Die Rotationsachse der Bauteile entspricht ihrer x -Achse. Die y -Achse ist die Verbindungslinie zwischen Festrad- und Losradwelle und liegt demzufolge in der Ebene, welche durch die Rotationsachsen der Festrad- und der Losradwelle gebildet wird.

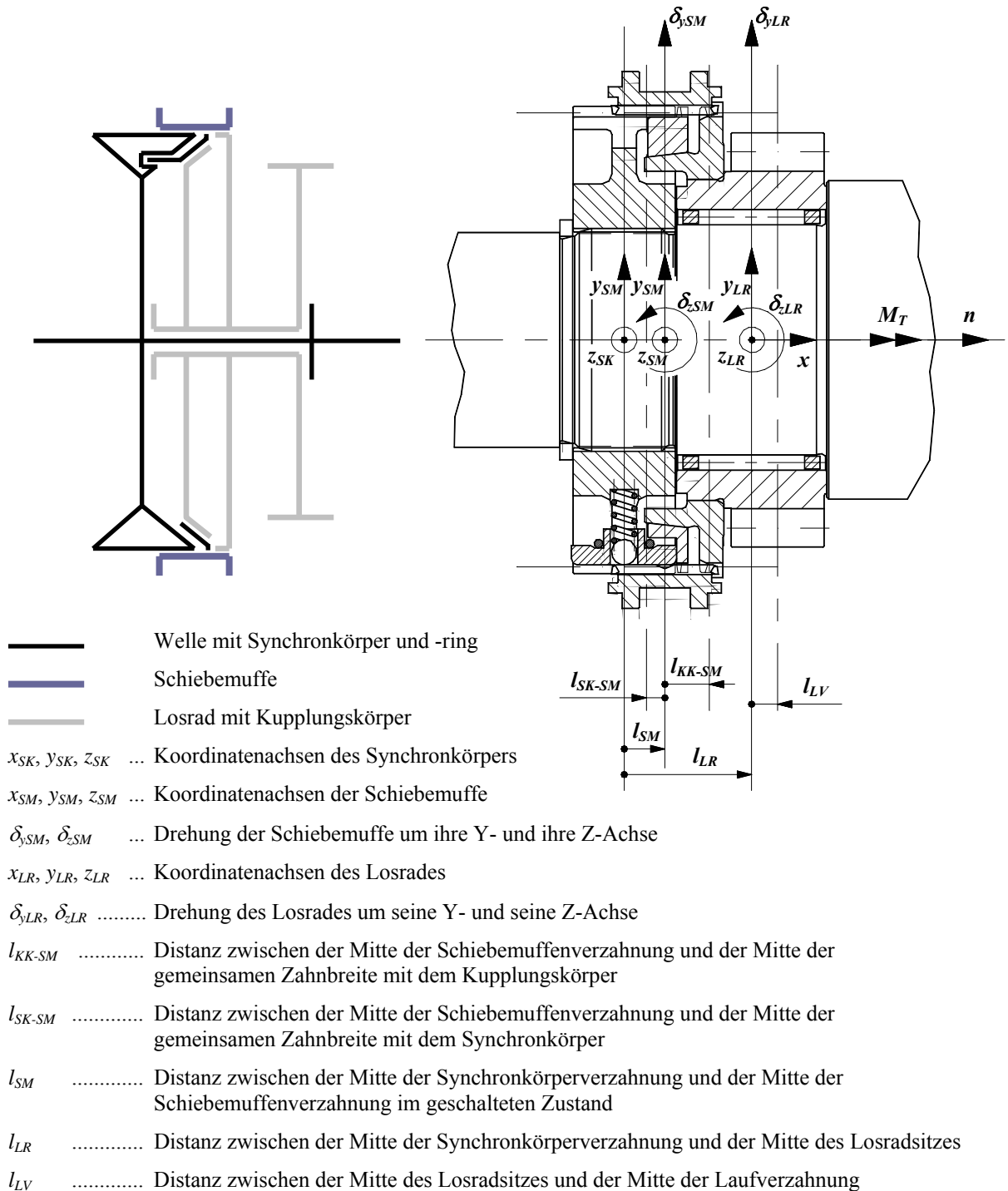


Bild 4.1/ mechanisches Schema und gewähltes Koordinatensystem der Schaltverzahnung

Die z-Achse bildet mit der x- und der y-Achse das kartesische Koordinatensystem (Bild 4.1). Die Bauteilmitte ist bei dem systembedingt unsymmetrisch ausgeführten Losrad die Mitte des Lagersitzes. Drehmoment M_T und Drehzahl n sind dann positiv, wenn sie im Sinne eines Rechtshandsystems positiv um die x-Achse drehen.

Eine Kraft, die der Auseinanderbewegung von Kupplungskörper und Schiebemuffe entgegenwirkt wird negativ sein. Eine Kraft, die das Entkoppeln der Verzahnung Schiebemuffe - Kupplungskörper bewirkt, wird positiv sein.

Nach DIN 3960 [2/1] ist die Teilungs-Einzelabweichung f_p der Unterschied zwischen dem Istmaß und dem Nennmaß einer einzelnen Stirnteilung der Rechts- bzw. der Linksflanken. Die Teilungs-Summenabweichung F_{pk} ergibt sich aus der fortlaufenden Summierung der Teilungs-Einzelabweichungen, wobei k nicht nur beschreibt, welche Teilung gerade betrachtet wird, sondern auch die Anzahl der Teilungen angibt, über die die Summe gebildet wird. Die einer Zahnflanke i zugeordnete Teilungs-Einzelabweichung f_{pi} wird dann als positiv bezeichnet, wenn diese Zahnflanke zur vorhergehenden Zahnflanke $i-1$ als Bezug ihrem zugeordneten Ort vorseilt und dann als negativ, wenn sie ihrem zugeordneten Ort naheilt. Der zugeordnete Ort wird durch das Maß der Teilung p_t beschrieben. Die Teilungs-Summenabweichung F_{pk} einer Zahnflanke i beschreibt die Lage einer Zahnflanke zu einer k Teilungen entfernten Bezugszahnflanke.

An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass bei einer Zahnflanke einer Zahnkupplung, welche eine negative Teilungs-Summenabweichung aufweist, erst eine zusätzliche relative Verdrehung der Innen- zur Außenverzahnung zu einer Anlage an der Gegenflanke führt.

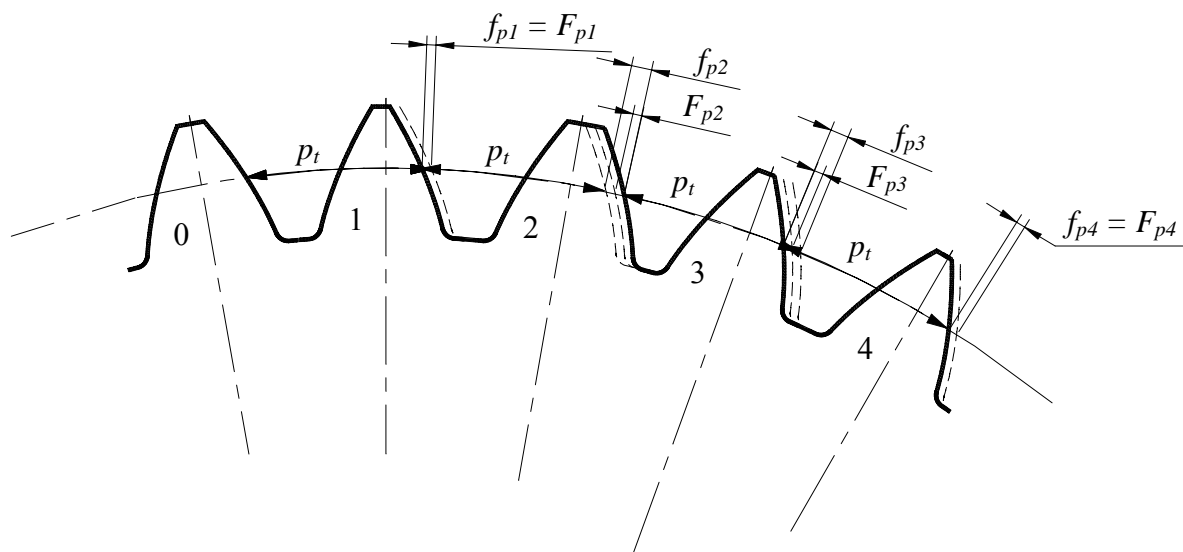


Bild 4.2/ den Rechtsflanken einer Außenverzahnung zugeordnete Teilungs-lageabweichungen abgeleitet von DIN 3960 [2/1]

- rechte Flanke 0 ist die Bezugsflanke
- rechte Flanke 1 liegt zur vorhergehenden Rechtsflanke f_{p1} zurück und eilt ihrem zugeordneten Ort F_{p1} nach
- rechte Flanke 2 liegt zur vorhergehenden Rechtsflanke f_{p2} zu weit vorn und eilt ihrem zugeordneten Ort $F_{p2} = f_{p1} + f_{p2}$ voraus
- rechte Flanke 3 liegt zur vorhergehenden Rechtsflanke f_{p3} zurück und eilt ihrem zugeordneten Ort $F_{p3} = f_{p1} + f_{p2} + f_{p3}$ nach
- rechte Flanke 4 liegt zur vorhergehenden Rechtsflanke f_{p4} zurück und eilt ihrem zugeordneten Ort $F_{p4} = f_{p1} + f_{p2} + f_{p3} + f_{p4}$ nach

Ergänzend sei erwähnt, dass in DIN 5480-1 ein Passungssystem für solche Verzahnungen beschrieben wird, welches jedoch nur für Verzahnungen mit einem Eingriffswinkel $\alpha = 30^\circ$ gilt und für Begriffe und Bestimmungsgrößen auf oben zitierte DIN 3960 verweist.

4.3 Betrachtungen am System Schaltverzahnung

4.3.1 Allgemeines Modell zur Entstehung von Gangspringen

Der Lösungsansatz dieser Arbeit zum Problem Gangspringen beruht auf der Betrachtung der Verteilung der von der Zahnkupplung zu übertragenden Last auf die einzelnen Zähne sowie der Relativbewegung zwischen den Zahnpaaren. Berücksichtigt werden dabei die Einflüsse von Drehmoment, Querkraft und Relativbewegungen infolge radialem Versatz und Winkelversatz.

Bei Schaltverzahnungen wird das eingeleitete Drehmoment durch Formschluss zwischen Innen- und Außenverzahnung übertragen. Die Last aus dem Drehmoment wird bei idealen Verzahnungen gleichmäßig auf alle Zähne verteilt. Dagegen wird bei realen Schaltverzahnungen infolge geometrischer Abweichungen (Teilungsabweichungen) eine unterschiedliche Verteilung der Last auf die einzelnen Zähne vorliegen.

Zusätzlich bewirken auch die nicht konzentrische Anordnung der Zahnräder zueinander, sowie eine mögliche Querkraft auf die Bauteile, unterschiedliche Kraftkomponenten an den einzelnen Zähnen. Es werden also Bereiche mit höher belasteten und Bereiche mit geringer belasteten Zahnpaaren auftreten. Diese unterschiedliche Verteilung der Last auf die einzelnen Zahnpaare sowie ein Winkel zwischen den Mittelnachsen von Außenverzahnung und Innenverzahnung führt zu einer Axialkraft, welche eine Axialbewegung der Schiebemuffe und damit Gangspringen verursachen kann.

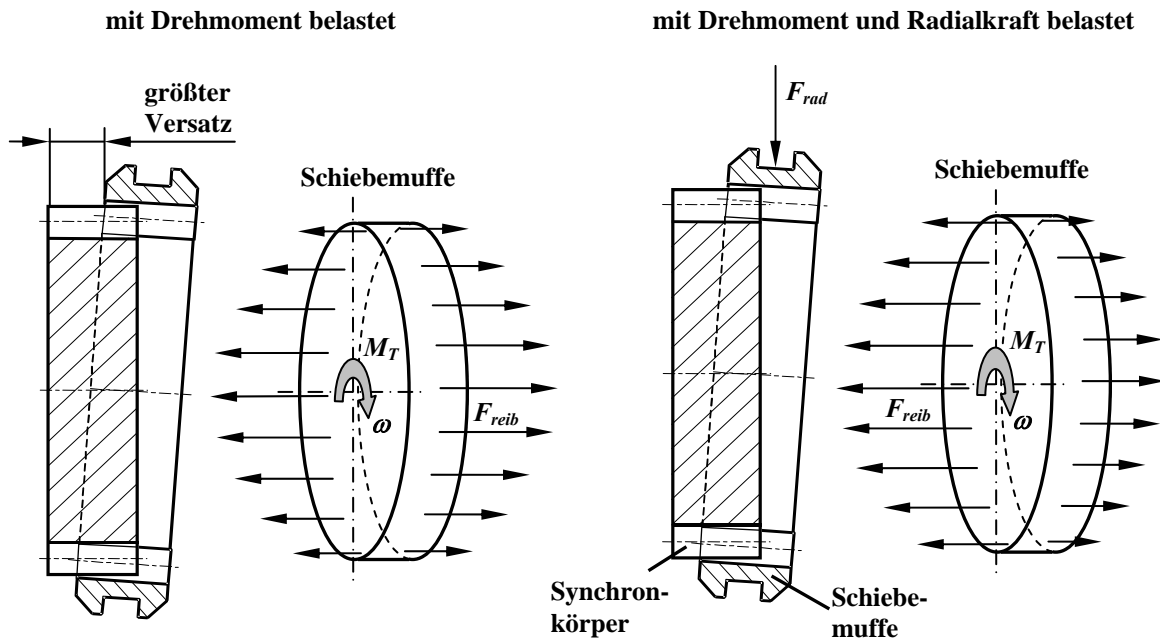


Bild 4.3 / Gleitbewegung der Zahnflanken während der Rotation um die winkelvezsetzten Achsen von Synchronkörper und Schiebemuffe und daraus resultierende Reibkräfte auf die Zähne der Schiebemuffe unter Drehmoment- sowie unter Drehmoment- und Radialkraftbelastung

Am Modell einer Verzahnung Synchronkörper–Schiebemuffe, welche einen Winkelfehler zwischen den zwei Partnern aufweist sowie durch ein Drehmoment und eine Radialkraft belastet ist, soll die Entstehung einer Axialkraft erläutert werden. Durch den Winkel zwischen Synchronkörper und Schiebemuffe müssen die Flanken der Zähne von Außenverzahnung und Innenverzahnung während einer Umdrehung Relativbewegungen zueinander ausführen. Relativbewegung zwischen den Zahnflanken heißt, es gibt einen Bereich (Bild 4.3; links), in dem die Zahnpaare auf einen „größten Versatz“ zulaufen, sich die Zähne also „auseinander bewegen“ und einen Bereich, in dem die Zahnpaare auf einen „kleinsten Versatz“ zulaufen, sich also „aufeinander zu bewegen“. Beide Bereiche umfassen jeweils eine Hälfte der Verzahnung, erstrecken sich also über 180° des Umfangs.

Sind die Flanken belastet, d.h. sie liegen an ihrem Partnerzahn an und nehmen an der Drehmomentübertragung teil, treten durch die Normalkräfte an den Zähnen und die Bewegung zwischen den Flanken Reibungskräfte an jedem Zahnpaar auf. Da die Reibungskraft immer einer Bewegung entgegenwirkt, wird im ersten Fall (Auseinanderlaufen der Zähne) die Bildung eines Versatzes behindert werden, im zweiten Fall (aufeinander Zulaufen der Zähne) das Schließen des Versatzes behindert werden.

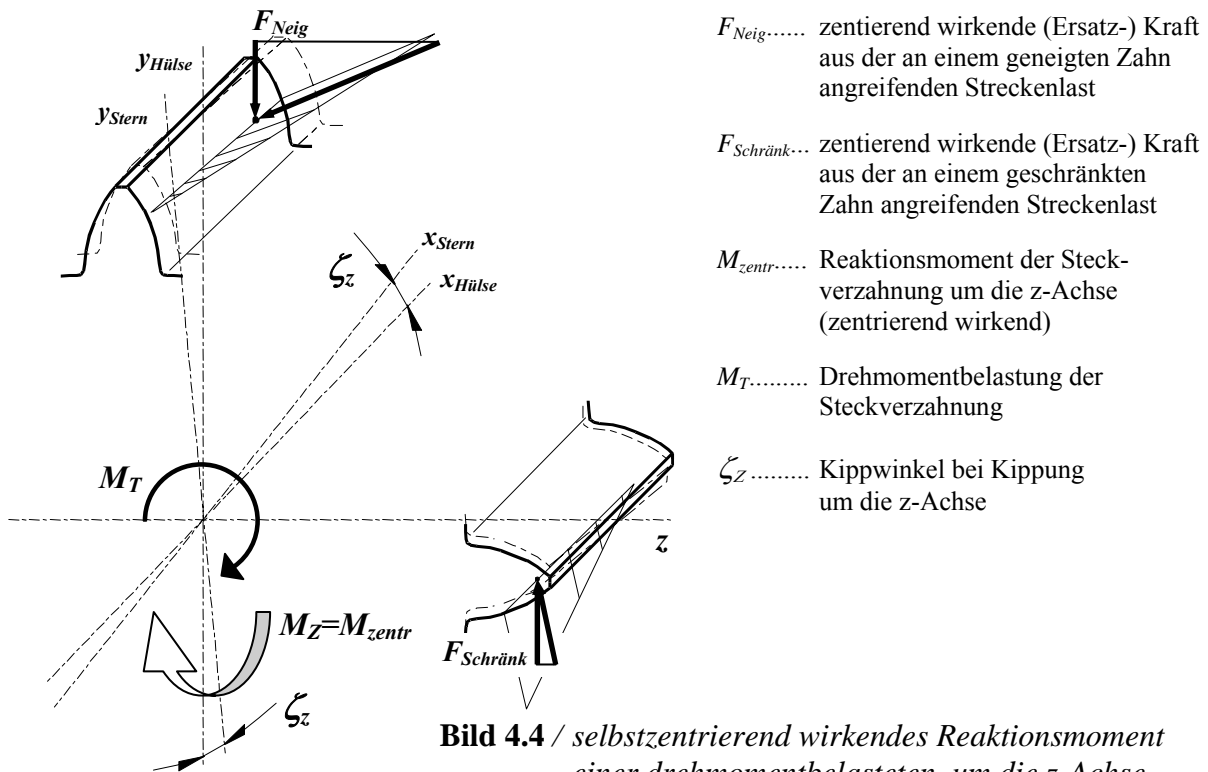
Ist die Lastverteilung nun in beiden Bereichen ungleich (d. h. die Summe der Normalkräfte auf die Zähne, über eine Umdrehung betrachtet, ist in beiden Bereichen unterschiedlich), entsteht eine Axialkraft. Diese ungleiche Lastverteilung tritt auf, wenn zwischen Innen-

und Außenverzahnung eine Querkraft wirkt (Bild 4.3; rechts). Hierbei werden die Zähne auf der einen Seite des Umfanges zusätzlich belastet und auf der anderen Seite entlastet.

Es entsteht also immer dann eine Axialkraft in einer Steckverzahnung, wenn auf diese Steckverzahnung zusätzlich zu einem Drehmoment eine äußere Radialkraft wirkt und die Innen- und die Außenverzahnung unter einem Winkel zueinander umlaufen.

Der gleiche Vorgang findet also auch an der Steckverzahnung Schiebemuffe–Kupplungskörper statt. Hier entsteht ebenso eine Axialkraft durch Kraftunterschiede an den einzelnen Zähnen. Dabei hat diese Axialkraft aufgrund der Anlage der Gegenflanken dieselbe Richtung wie die in der Steckverzahnung Synchronkörper–Schiebemuffe entstehende Axialkraft. Beide Kräfte werden sich also addieren. Es ist nun zu klären, woher die für die Entstehung einer axialen Kraft erforderliche Radial- bzw. Querkraft kommt. Dies verdeutlicht Bild 4.4.

Jede Steckverzahnung mit geraden Flankenlinien ist, resultierend aus der Summe aller Zahnkräfte und der Summe aller Momente, unter Drehmomentbelastung bis zu einem gewissen Grad selbstzentrierend. Vereinfacht gesagt wird eine drehmomentbelastete Kupplungsverzahnung versuchen (abhängig von den Teilungsabweichungen und dem Verhältnis des Drehmomentes zu der eine Deplatzierung verursachenden Kraft), Exzentrizität und Schiefstellung der Partner zueinander aufzuheben.



- F_{Neig} zentrierend wirkende (Ersatz-) Kraft aus der an einem geneigten Zahn angreifenden Streckenlast
- $F_{Schränk}$... zentrierend wirkende (Ersatz-) Kraft aus der an einem geschränkten Zahn angreifenden Streckenlast
- M_{zentr} Reaktionsmoment der Steckverzahnung um die z-Achse (zentrierend wirkend)
- M_T Drehmomentbelastung der Steckverzahnung
- ζ_z Kippwinkel bei Kippung um die z-Achse

Bild 4.4 / selbstzentrierend wirkendes Reaktionsmoment einer drehmomentbelasteten, um die z-Achse ausgelenkten Steckverzahnung (nur Pressung infolge eines äußeren Momentes M_T dargestellt)

Haben nun aber Kupplungskörper und Synchronkörper keine gemeinsame Mittenechse, steht die Innenverzahnung der Schiebemuffe in einem Winkel zu beiden Außenverzahnungen. Jede der beiden Außenverzahnungen versucht nun, die Schiebemuffe auf ihre Mittenechse auszurichten. Über die Breite der Schiebemuffe l_{SK-KK} (Bild 4.5)

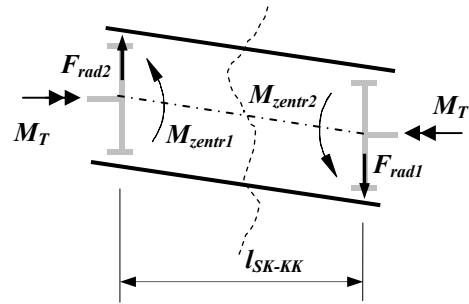


Bild 4.5 / Kräfte und Momente an einer ausgelenkten Schaltverzahnung

erzeugt das an der jeweils anderen Außenverzahnung eine radiale Kraftkomponente, die zur Erzeugung der oben beschriebenen ungleichmäßigen Lastverteilung in der Lage ist.

Ergänzt sei noch, dass auch die Hinterschneidung ein zentrierendes Moment an der Verzahnung Schiebemuffe–Kupplungskörper erzeugt, welches ebenfalls eine Radialkraft an der Verzahnung Schiebemuffe–Synchronkörper zur Folge hat.

Auf die Teile einer Zahnkupplung wirken also immer dann Radialkräfte, wenn An- und Abtriebsverzahnung nicht dieselbe Rotationsachse haben.

Bild 4.6 stellt das allgemeine Modell zur Entstehung von Gangsprüngen noch einmal zusammenfassend dar.

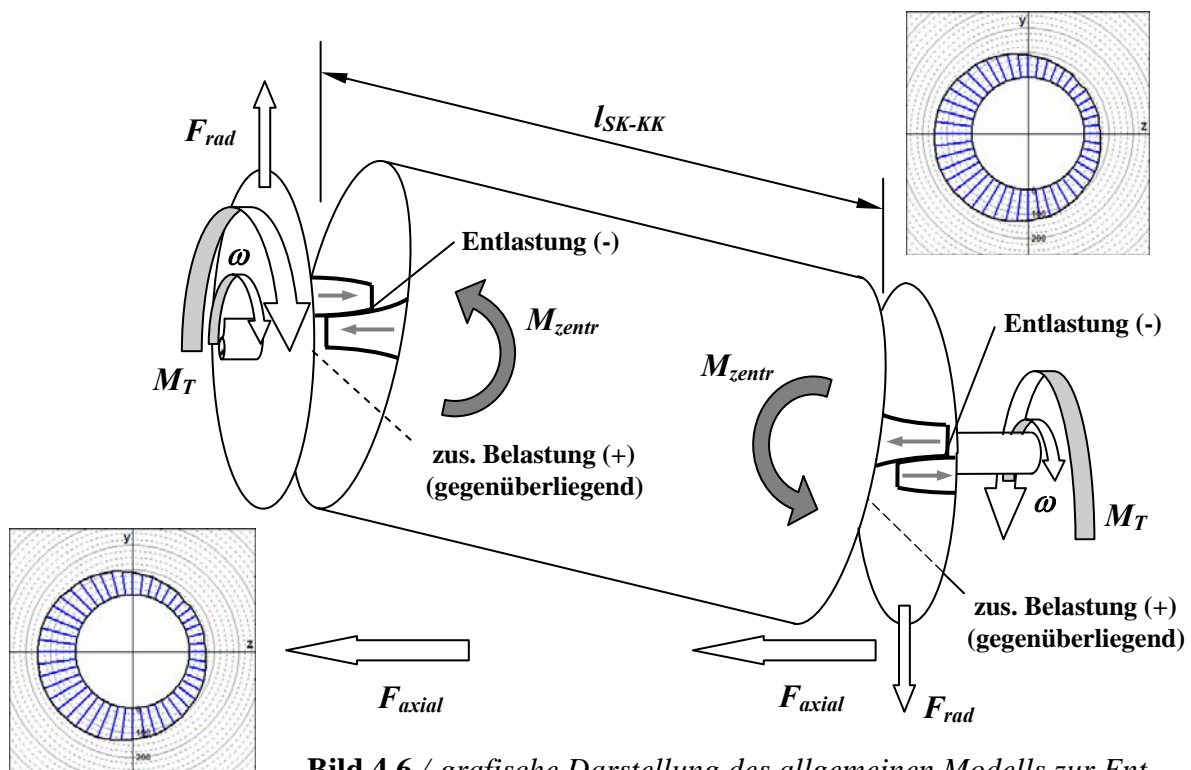


Bild 4.6 / grafische Darstellung des allgemeinen Modells zur Entstehung von Gangsprüngen durch auf die Schiebemuffe wirkende Axialkräfte F_{axial}

Zur Berechnung der Axialkraft auf die Schiebemuffe muss man also die Lastverteilung, d.h. die auf jeden einzelnen Zahn wirkende resultierende Kraft kennen (Kap. 4.3.3.1 und 4.3.3.2). Weiterhin muss der Wert des Mittroversatzes der Verzahnung Kupplungskörper zur Verzahnung Synchronkörper (Kap. 4.3.2) vorliegen, die auf die beiden Verzahnungspaare Schiebemuffe–Kupplungskörper und Schiebemuffe–Synchronkörper wirkenden äußeren Radialkräfte müssen bekannt sein (Kap. 4.3.4), als auch die Reibungsverhältnisse an der vorliegenden Materialpaarung (Kap. 5.2.1).

Ergänzend sei an dieser Stelle erwähnt, dass es bei allgemeinen Ausführungen von Zahnkupplungen auch Anordnungen der Bauteile zueinander gibt, bei denen die beiden auftretenden Axialkräfte gegeneinander gerichtet sind. Dies hat zur Folge, dass sie sich entweder gegenseitig reduzieren, bzw. im Idealfall aufheben (Bild 4.7).

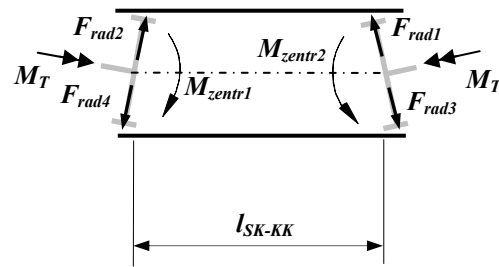


Bild 4.7 /Anordnungsfall einer ausgeleiteten Zahnkupplung, bei dem sich die auftretenden Axialkräfte gegenseitig reduzieren bzw. aufheben können

Dieser Fall tritt jedoch aufgrund der technischen Gegebenheiten bei Schaltverzahnungen von Handschaltgetrieben nicht auf.

4.3.2 Berechnung des Mittroversatzes der Rotationsachsen

Wie bereits in Kap. 4.3.1 erklärt wurde, muss, damit eine Axialkraft auftritt, eine Steckverzahnung mit einem Drehmoment und einer Radialkraft belastet sein, ein Reibbeiwert $\mu > 0$ vorliegen sowie ein Winkel zwischen den Mittellinien von Außenverzahnung und Innenverzahnung vorhanden sein. Es wurde auch beschrieben, dass dieser Winkel zwischen den Mittellinien von Schiebemuffe und Kupplungskörper bzw. Schiebemuffe und Synchronkörper durch einen Versatz der Rotationsachsen von Kupplungskörper und Synchronkörper zueinander erzwungen wird. In diesem Abschnitt soll eine Möglichkeit beschrieben werden, wie dieser Versatz zwischen Kupplungskörper und Synchronkörper bestimmt werden kann.

Da der Kupplungskörper fest mit dem Losrad verbunden sein muss, kann dieser Weg über die Bestimmung des Versatzes aus der Lagerung des Losrades führen. Wenn man sowohl den Synchronkörper als auch die Welle und das Losrad mit dem daran befestigten Kupplungskörper als starre Körper betrachtet (wie es auch FREUDENTHAL in [1/12,

{S. 7}} und BREUER in [1/6] zumindest in Bezug auf die Aufweitung der Lagerringe tun), kann ein Mittenversatz nur durch eine Radialkraft auf das Losrad und eine damit verbundene Ausnutzung des fertigungsbedingt toleranzbehafteten Losradlagerspiels sowie einer elastischen Verformung der Losradlagerrollen zustande kommen. Diese Radialkraft lässt sich aus der Umfangskraft bzw. dem Drehmoment an der Laufverzahnung bestimmen. Da die Laufverzahnung üblicherweise als schrägverzahnte Stirnverzahnung ausgeführt ist, entsteht hierdurch aber auch eine Axialkraft. Durch diese Axialkraft und einen zum Losradlager nicht mittigen Kraftangriffspunkt der Radialkraft wird das Losrad nicht nur radial versetzt, sondern auch gekippt werden. Wellenabsätze und eventuell vorhandene Sicherungsringe werden die Verkippung behindern, die Schaltverzahnung kann die Verkippung, abhängig von deren Richtung, sowohl verstärken als auch behindern.

Da für die Bestimmung der Verkippung des Losrades weitergehende Untersuchungen unter Einbeziehung der Geometrie der Wellenabsätze, der Sicherungsringe und der Synchronkörperabmessungen notwendig sind, soll zum besseren Verständnis und zur vereinfachten Anwendbarkeit in diesem ersten Schritt der theoretischen Betrachtung die Analyse der Mittenabweichung der Losradachse zur Synchronkörperachse ausreichen.

In der Dokumentation zum FVA-Forschungsvorhaben „Lagersteifigkeit“ [1/6] ermittelt BREUER den radialen Versatz eines belasteten Radiallagers über ein iteratives Berechnungsverfahren. Zur Bestimmung eines Startwertes für diese Berechnung dient eine Methode von WICHE [1/21], welche auf Untersuchungen von LUNDBERG basiert.

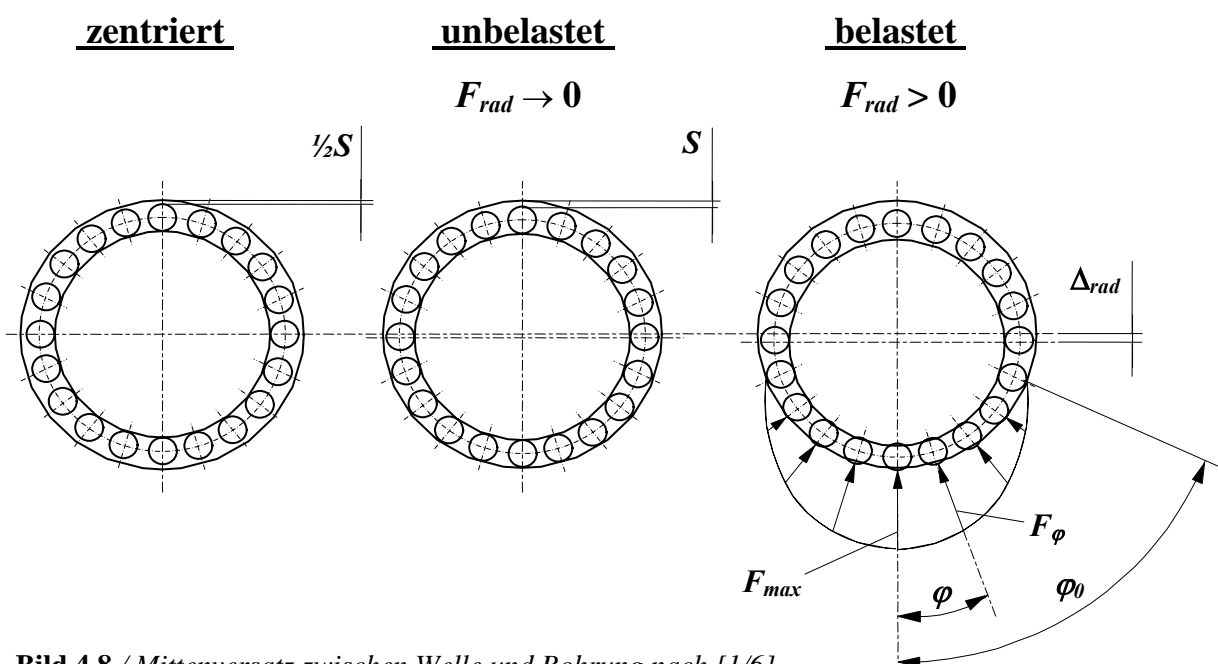


Bild 4.8 / Mittenversatz zwischen Welle und Bohrung nach [1/6]

Nach WICHE [1/21] kann die Deformation des spiefreien Lagers Δ_{rad}^* aus der Radialkraft F_{rad} , der Anzahl der Rollenreihen n_{Reihe} , der Anzahl der Wälzkörper pro Reihe n_{Rolle} , und der tragenden Länge der Rollen l_{Rolle} nach folgender Formel errechnet werden:

$$\Delta_{rad}^* = \frac{2,6 \cdot F_{rad}^{0,9}}{(n_{Reihe} \cdot n_{Rolle})^{0,9} \cdot l_{Rolle}^{0,8}} \quad (4.1)$$

Hierbei ist jedoch zu beachten, dass diese Formel (4.1) für Kraftwerte F_{rad} in der Einheit Kilopond [kP] gültig ist. Zur Umrechnung der Deformation Δ_{rad}^* des spiefreien Lagers in die Lagerdeformation Δ_{rad} eines spielbehafteten Lagers bedient sich WICHE [1/21] eines spielbezogenen Korrekturfaktors K , welcher mit Hilfe einer experimentell ermittelten Kennlinie bestimmt wird. Aufgrund der eingeschränkten Gültigkeit dieser Kennlinie erwies sich dieses Verfahren jedoch für die in Kraftfahrzeuggetrieben verwendeten Nadellager und die dort vorliegenden Spielverhältnisse als nicht geeignet.

Analog BREUER in [1/6] wird für den hier vorliegenden Anwendungsfall ein iteratives Verfahren für die Bestimmung der Lagerdeformation Δ_{rad} eines spielbehafteten Lagers angewandt. Als Startwert wird der Deformationswert Δ_{rad} verwendet, der sich bei nur einer belasteten Rolle ergibt, d.h. sich nur eine Rolle innerhalb des Winkels φ_0 befindet:

$$\varphi_0 \rightarrow 0$$

Der exakte Verlauf der elastischen Verformung eines Radiallagers unter Last ist in (Bild 4.8) dargestellt. Alle Wälzkörper innerhalb des Winkels $-\varphi_0$ bis φ_0 nehmen einen Teil der Radialkraft F_{rad} auf. Durch diesen Lastanteil F_φ werden die Rollen abhängig von ihrer Stellung φ_i zur maximal belasteten Rolle bzw. zur auf das Lager wirkenden Radialkraft F_{rad} elastisch verformt. Dieser Verlauf der Verformungen der einzelnen Rollkörper errechnet sich nach BREUER [1/6] nach folgender Beziehung:

$$\Delta(\varphi) = \Delta_{\max} \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \varepsilon} \cdot [1 - \cos \varphi_i] \right) \quad \text{bei } -\varphi_0 \leq \varphi_i \leq \varphi_0 \quad (4.2)$$

Hierbei ist ε ein Lasteinflussparameter der definiert ist durch:

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{S}{2 \cdot \Delta_{rad}} \right) \quad (4.3)$$

Da ε sich aus der Lagerluft S des unbelasteten Lagers sowie des radialen Versatzes Δ_{rad} des belasteten Lagers errechnet ist zu erkennen, dass bei spielfreien Lagern $\varepsilon = 0,5$ beträgt und bei spielbehafteten Lagern geringer ist. Hiermit wird beschrieben, dass bei spielfreien, nicht vorgespannten Lagern die Hälfte aller Rollen Last aufnimmt und bei spielbehafteten Lagern alle Rollen, die innerhalb eines Winkels φ_0 :

$$\varphi_0 = \arccos \left(\frac{S}{2 \cdot \Delta_{rad}} \right) \quad (4.4)$$

zur maximal belasteten Rolle liegen. Da nun der radiale Versatz Δ_{rad} eines spielbehafteten Lagers der radialen Ausnutzung des halben Spiels S sowie der Deformation Δ_{max} der am stärksten belasteten Rolle entspricht, kann formuliert werden:

$$\Delta_{rad} = \Delta_{max} + \frac{S}{2} \quad (4.5)$$

Bei der elastischen Annäherung einer Rolle und einer Ebene ergibt sich die zur Deformation dieser Lagerrolle benötigte Kraft F nach LUNDBERG [1/17] aus:

$$F = C \cdot \Delta^{\frac{1}{q}} \quad (4.6)$$

d.h. für die maximal belastete Rolle eines Lagers gilt:

$$F_{max} = C \cdot \Delta_{max}^{\frac{1}{q}}$$

Damit lässt sich aus der in (4.2) beschriebenen Verformung der Wälzkörper die resultierende Reaktionskraft F_i der einzelnen Rollen errechnen.

$$F(\varphi) = F_{\max} \cdot \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \varepsilon} \cdot [1 - \cos \varphi_i] \right)^{\frac{1}{q}} \quad \text{bei } -\varphi_0 \leq \varphi_i \leq \varphi_0 \quad (4.7)$$

In diesen Gleichungen ist

$$\begin{aligned} \text{-für den Federungsfaktor } C : & \quad C = 35948 \cdot l_{\text{Rolle}} \\ \text{-für den Federungsexponenten } q : & \quad q = 0,9 \end{aligned}$$

zu verwenden, wobei l_{Rolle} der tragenden Länge der Lagerrolle entspricht.

Die Aufsummierung aller Kräfte $F_i = F(\varphi)$ der einzelnen belasteten Rollen wird der auf das Lager wirkenden Kraft F_{rad} entsprechen:

$$F_{\text{rad}} = F_{\max} \cdot \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \varepsilon} \cdot [1 - \cos \varphi_i] \right)^{\frac{1}{q}} \cdot \cos \varphi_i \quad (4.8)$$

Die Zusammenfassung der Gleichungen (4.2) bis (4.8) ergibt die Beziehung zwischen einer auf das Lager wirkenden Kraft F_{rad} und dem daraus resultierenden radialen Versatz Δ_{rad} dieses Lagers:

$$\begin{aligned} F_{\text{rad}} &= C \cdot \Delta_{\max}^{\frac{1}{q}} \cdot \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \varepsilon} \cdot [1 - \cos \varphi_i] \right)^{\frac{1}{q}} \cdot \cos \varphi_i \\ F_{\text{rad}} &= C \cdot \left(\Delta_{\text{rad}} - \frac{S}{2} \right)^{\frac{1}{q}} \cdot \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{1}{2 \cdot \varepsilon} \cdot [1 - \cos \varphi_i] \right)^{\frac{1}{q}} \cdot \cos \varphi_i \\ F_{\text{rad}} &= C \cdot \left(\Delta_{\text{rad}} - \frac{S}{2} \right)^{\frac{1}{q}} \cdot \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{1 - \cos \varphi_i}{1 - \frac{S}{2 \cdot \Delta_{\text{rad}}}} \right)^{\frac{1}{q}} \cdot \cos \varphi_i \quad (4.9) \end{aligned}$$

Da die Lösung, wie oben erwähnt, iterativ ermittelt werden muss, kann nun der unter Verwendung von (4.5) und (4.6) errechnete Wert Δ_{rad} als Startwert für eine Iterationsrechnung nach dem Newton'schen Verfahren verwendet werden (bei nur einer belasteten Rolle im Scheitelpunkt des Lagers ($\varphi \rightarrow 0$) verformt sich diese eine Rolle unter Einfluss der gesamten Kraft F_{rad}).

$$f(\Delta_{rad}) = F_{rad} - C \cdot \left(\Delta_{rad} - \frac{S}{2} \right)^{\frac{1}{q}} \cdot \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{1 - \cos \varphi_i}{1 - \frac{S}{2 \cdot \Delta_{rad}}} \right)^{\frac{1}{q}} \cdot \cos \varphi_i \quad (4.10)$$

Die zur Durchführung des nächsten Iterationsschrittes notwendige erste Ableitung $f'(\Delta_{rad})$ der Funktion (4.10) lautet:

$$f'(\Delta_{rad}) = \frac{-C \cdot \left(\Delta_{rad} - \frac{S}{2} \right)^{\frac{1}{q}}}{q \cdot \left(\Delta_{rad} - \frac{S}{2} \right)} \cdot \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{1 - \cos \varphi_i}{1 - \frac{S}{2 \cdot \Delta_{rad}}} \right)^{\frac{1}{q}} \cdot \cos \varphi_i - \frac{C}{2} \cdot \left(\Delta_{rad} - \frac{S}{2} \right)^{\frac{1}{q}} \cdot \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{1 - \cos \varphi_i}{1 - \frac{S}{2 \cdot \Delta_{rad}}} \right)^{\frac{1}{q}} \cdot \frac{S - S \cdot \cos \varphi_i}{q \cdot \left(1 - \frac{S}{2 \cdot \Delta_{rad}} \right)^2 \cdot \Delta_{rad}^2 \cdot 1 - \frac{1 - \cos \varphi_i}{1 - \frac{S}{2 \cdot \Delta_{rad}}}} \cdot \cos \varphi_i \quad (4.11)$$

Damit kann der nächste Iterationsschritt durchgeführt werden:

$$\Delta_{rad(neu)} = \Delta_{rad} - \frac{f(\Delta_{rad})}{f'(\Delta_{rad})} \quad (4.12)$$

Bei einer gegebenen Kraft F_{rad} wird nun Δ_{rad} schrittweise so lange variiert, bis $f(\Delta_{rad})$ genügend klein ist. Damit erhält man mit der letzten Iterationsstufe den gesuchten radialen Versatz Δ_{rad} des Lagers unter Last.

4.3.3 Analyse der Kräfte an einer Steckverzahnung

4.3.3.1 Zahnbelastung durch Drehmoment

Zur weiteren Analyse der Kräfte an einer Kupplungsverzahnung soll nun die Lastverteilung rechnerisch erfasst werden. Zu bestimmen, welche Last auf jeden einzelnen Zahn wirkt, macht die Analyse des statisch überbestimmten Systems Steckverzahnung notwendig.

Jeder Zahn wird, vorausgesetzt seine effektive Teilungsabweichung lässt noch eine Anlage am Gegenzahn zu, einen Anteil des Drehmoments und der Radialkraft aufnehmen. Konkret heißt dies, im lastfreien Zustand und bei übereinstimmenden Mittenachsen von Innen- und Außenverzahnung wird sich nur das Zahnpaar i berühren, bei denen die Summe $F_{Pi\Sigma}$ der beiden Teilungs-Summenabweichungen F_{Pi} beider Zahnflanken am größten ist, d.h. deren Flanken im Vergleich zur abweichungsfreien Lage am weitesten vorstehen.

Infolge eines Drehmomentes M_T wird sich dieses Zahnpaar i um einen bestimmten Betrag verformen. Die Verformung der Zähne resultiert in einer relativen Verdrehung der Innen- zur Außenverzahnung (Gleichung (4.14)). Damit kommen ab einer bestimmten Belastung die Flanken weiterer Zahnpaare zur Anlage und nehmen Last auf. Auch sie verformen sich, bis die Summe der am Teilkreis der Verzahnung angreifenden Tangentialkräfte auf die einzelnen Zähne im Gleichgewicht mit dem Drehmoment steht.

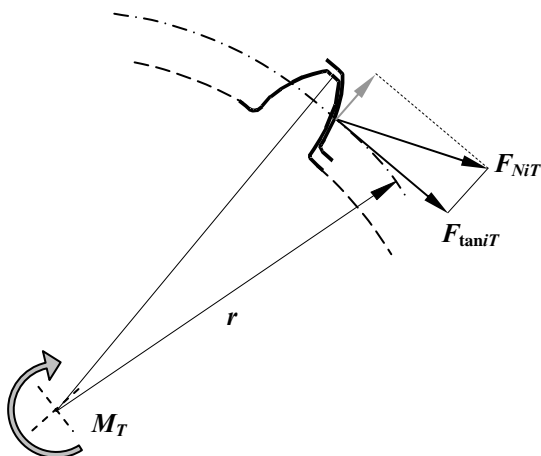
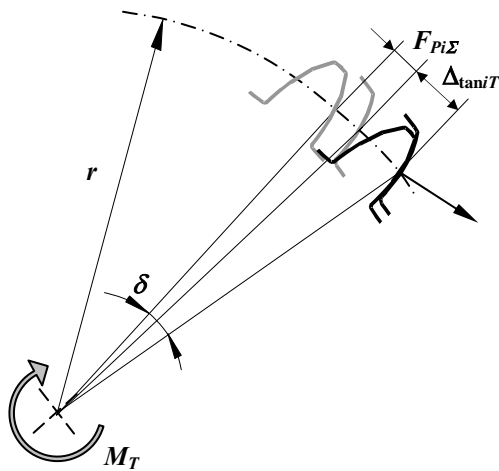


Bild 4.9 / Gesamtdrehmoment und daraus resultierende Zahnkräfte an einem Zahn der Außenverzahnung

$$M_T = \sum_{i=1}^z F_{\text{tani}T} \cdot r \quad (4.13)$$

Die oben erwähnte Verdrehung δ der Innen- zur Außenverzahnung besteht bei jedem Zahnpaar i aus der Überwindung des aus der Teilungsabweichung $F_{Pi\Sigma}$ resultierenden Leerweges sowie einer tangentialen Verformung $\Delta_{\text{tani}T}$ dieses Zahnpaars.



$$\sin \delta = \frac{\Delta_{\tan iT} - F_{Pi\Sigma}}{r} \quad (4.14)$$

Bild 4.10 / relative Verdrehung δ der Innen- zur Außenverzahnung

(Hinweis: Da bei zurückliegender Flanke die Teilungs-Summenabweichung F_{pk} negativ bezeichnet wird, der Zahn aber einen zusätzlichen Weg bis zur Anlage am Gegenzahn zurückzulegen hat, ist dieser Leerweg $F_{Pi\Sigma}$ von der Zahnverformung $\Delta_{\tan iT}$ zu subtrahieren.)

Unter Einbeziehung der spezifischen Zahnpaarfedersteifigkeit c' und der effektiven Berührungsbreite b_{effi} der beiden Zähne ergibt sich mit der tangentialen Verformung $\Delta_{\tan iT}$ infolge des Drehmomentes der Tangentialkraftanteil $F_{\tan iT}$ am i -ten Zahnpaar:

$$F_{\tan iT} = \Delta_{\tan iT} \cdot c' \cdot b_{effi} \quad (4.15)$$

Unter Einbeziehung des Eingriffswinkels α lässt sich aus der tangentialen Kraftkomponente am Zahn $F_{\tan iT}$ die Normalkraft F_{NiT} infolge eines Drehmomentes auf die Flanken eines jeden Zahnpaars i bestimmen:

$$F_{NiT} = \frac{F_{\tan iT}}{\cos \alpha} \quad (4.16)$$

Die Gleichungen (4.13) bis (4.15) lassen sich folgendermaßen zusammenfassen:

$$M_T = \sum_{i=1}^z \Delta_{\tan iT} \cdot c' \cdot b_{\text{eff}i} \cdot r$$

$$M_T = \sum_{i=1}^z (\sin \delta \cdot r + F_{Pi\Sigma}) \cdot c' \cdot b_{\text{eff}i} \cdot r$$

$$M_T = \sin \delta \cdot r^2 \cdot \sum_{i=1}^z c' \cdot b_{\text{eff}i} + r \cdot \sum_{i=1}^z F_{Pi\Sigma} \cdot c' \cdot b_{\text{eff}i}$$

$$\sin \delta = \frac{M_T - r \cdot \sum_{i=1}^z F_{Pi\Sigma} \cdot c' \cdot b_{\text{eff}i}}{r^2 \cdot \sum_{i=1}^z c' \cdot b_{\text{eff}i}}$$

Die Zusammenfassung von (4.13) bis (4.15) eingesetzt in (4.16) ergibt die Normalkraft F_{NiT} infolge eines Drehmomentes auf die Flanken des Zahnpaars i :

$$F_{NiT} = \frac{F_{\tan iT}}{\cos \alpha}$$

$$F_{NiT} = \frac{\Delta_{\tan iT} \cdot c' \cdot b_{\text{eff}i}}{\cos \alpha}$$

$$F_{NiT} = \frac{(\sin \delta \cdot r + F_{Pi\Sigma}) \cdot c' \cdot b_{\text{eff}i}}{\cos \alpha}$$

$$F_{NiT} = \frac{c' \cdot b_{\text{eff}i}}{\cos \alpha} \cdot \left(\frac{M_T - r \cdot \sum_{i=1}^z F_{Pi\Sigma} \cdot c' \cdot b_{\text{eff}i}}{r^2 \cdot \sum_{i=1}^z c' \cdot b_{\text{eff}i}} \cdot r + F_{Pi\Sigma} \right)$$

$$F_{NiT} = \frac{c' \cdot b_{\text{eff}i}}{\cos \alpha} \cdot \left(\frac{M_T - r \cdot \sum_{i=1}^z F_{Pi\Sigma} \cdot c' \cdot b_{\text{eff}i}}{r \cdot \sum_{i=1}^z c' \cdot b_{\text{eff}i}} + F_{Pi\Sigma} \right) \quad (4.17)$$

Hierbei ist zu beachten, dass die Gesamtfedersteifigkeit $c' \cdot b_{\text{eff}i}$ eines Zahnpaars von der effektiven Berührungsbreite $b_{\text{eff}i}$ abhängig ist. Diese effektive Berührungsbreite ist aber wiederum abhängig von der am betrachteten Zahnpaar anliegenden Last sowie der Lage der beiden Zähne zueinander. Deshalb müssen Last und effektive Berührungsbreite $b_{\text{eff}i}$ (und damit die Gesamtfedersteifigkeit des Zahnpaars i) mit Hilfe einer Iteration ermittelt werden (s. Kap. 4.3.3.3 und 4.3.3.4). Für einen ersten Iterationsschritt wird angenommen, dass sich die belasteten Zahnpaare über ihre volle gemeinsame Zahnbreite berühren.

4.3.3.2 Zahnbelastung durch Radialkraft

Wird die Innenverzahnung nun zusätzlich zu einem Drehmoment noch mit einer Radialkraft beaufschlagt, tritt außer der relativen Verdrehung δ eine Radialverschiebung der Innen- zur Außenverzahnung auf. Diese Radialverschiebung e wird an einigen Zähnen eine Zunahme und an anderen eine Abnahme der elastischen Verformung $\Delta_{\text{tani}T}$ aus einem anliegenden Drehmoment bewirken.

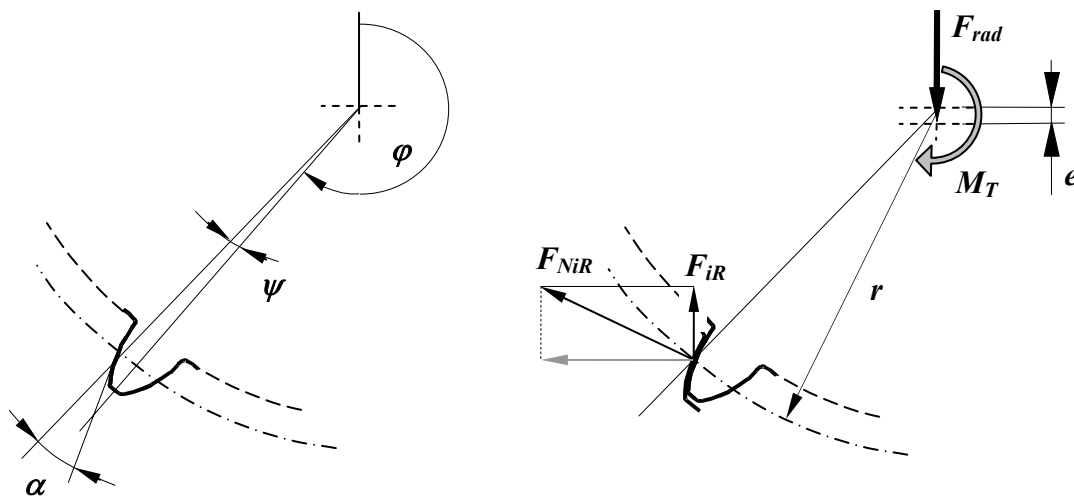


Bild 4.11 / äußere Radialkraft auf die Innenverzahnung und daraus resultierende Zahnkräfte an einem Zahn der Außenverzahnung sowie Winkelbezeichnungen an diesem Zahn

Die Summe der Kraftkomponenten F_{iR} der einzelnen Zähne in Richtung der eingeleiteten Radialkraft steht aber in allen Fällen im Gleichgewicht mit dieser äußeren Radialkraft. Unter der Annahme, dass sämtliche Zähne an ihrem Gegenzahn anliegen, ist:

$$F_{rad} = \sum_{i=1}^z F_{iR} = \sum_{i=1}^z F_{NiR} \cdot (-\sin(\varphi_i + \psi - \alpha)) \quad (4.18)$$

Der Winkel $(\varphi_i + \psi - \alpha)$ setzt sich aus dem Winkel φ , resultierend aus der Position der Mitte des Außenzahnes i bezogen auf eine Nulllage (s. Bild 4.11), dem Winkel ψ von der Position der Mitte bis zur Position der Flanke des Außenzahnes i sowie dem Eingriffswinkel α zusammen. $(\varphi_i + \psi - \alpha)$ gilt für die Rechtsflanken! Sind die Linksflanken belastet, ist der resultierende Winkel $(\varphi_i - \psi + \alpha)$. ψ wird in beiden Fällen folgendermaßen errechnet:

$$\psi = \frac{m \cdot \pi}{4 \cdot r} + \frac{x \cdot m \cdot \tan \alpha}{r} \quad (4.19)$$

ψ ist von x , der Profilverschiebung, abhängig.

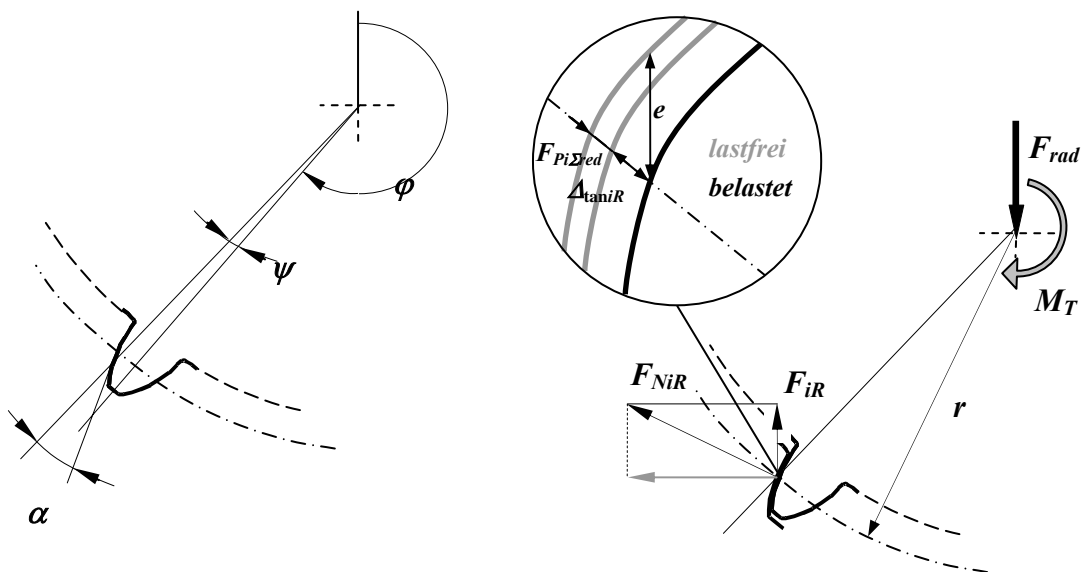


Bild 4.12 / Verschiebung e der Innen- zur Außenverzahnung infolge einer äußeren Radialkraft auf die Innenverzahnung

Die Größe der radialen Verschiebung e der Innen- zur Außenverzahnung steht in folgender Beziehung zur elastischen Verformung des Zahnpaars i :

$$e = \frac{\Delta_{NiR} - F_{Pi\Sigma red} \cdot \cos \alpha}{-\sin(\varphi_i + \psi - \alpha)} \quad (4.20)$$

(Auch hier ist die verbleibende Teilungsabweichung $F_{pi\Sigma red}$ von der elastischen Verformung des Zahnpaars Δ_{NiR} zu subtrahieren, da bei zurückliegenden Flanken auch $F_{pi\Sigma red}$ negativ bezeichnet wird, der Zahn aber einen zusätzlichen Weg bis zur Anlage am Gegenzahn zurücklegen muss.)

Bild 4.12 stellt die Auswirkung einer Radialverschiebung an einem ausgewählten Zahnpaar dar. Hierbei muss beachtet werden, dass nur noch solche Zähne eine für diese Berechnung relevante Teilungs-Summenabweichung aufweisen, welche noch nicht auf Grund der Belastung durch das Drehmoment M_T in Kontakt mit ihrem Gegenzahn gebracht wurden. Dazu ist zu überprüfen, ob die relative Verdrehung δ der Innen- zur Außenverzahnung (s. Bild 4.10) infolge elastischer Verformung den durch eine Teilungs-Summenabweichung $F_{pi\Sigma}$ am Zahnpaar i hervorgerufenen Spalt geschlossen hat:

$$\sin \delta \cdot r > F_{pi\Sigma} \quad (4.21)$$

Ist dies nicht der Fall, liegt ein infolge der oben erwähnten Verdrehung δ verkleinerter Spalt $F_{pi\Sigma red}$ zwischen den Flanken vor, der nach Gleichung (4.22) bestimmt wird:

$$F_{pi\Sigma red} = F_{pi\Sigma} - \sin \delta \cdot r \quad (4.22)$$

Unter Einbeziehung der spezifischen Zahnpaarfedersteifigkeit c' und der effektiven Berührungsbreite b_{effi} der beiden Zähne ergibt sich mit der Verformung Δ_{NiR} infolge der Radialkraft F_{rad} eine Kraftkomponente F_{NiR} am i -ten Zahnpaar:

$$F_{NiR} = \Delta_{NiR} \cdot c' \cdot b_{effi} \quad (4.23)$$

Durch Zusammenfassen der Gleichungen (4.18) bis (4.23) lässt sich die aus einer äußeren Radialbelastung folgende Normalkraft F_{NiR} auf die Flanken eines Zahnpaars i bestimmen:

$$F_{rad} = \sum_{i=1}^z \Delta_{NiR} \cdot c' \cdot b_{effi} \cdot (-\sin(\varphi_i + \psi - \alpha))$$

$$F_{rad} = \sum_{i=1}^z (e \cdot (-\sin(\varphi_i + \psi - \alpha)) + F_{Pi\Sigma red} \cdot \cos \alpha) \cdot c' \cdot b_{effi} \cdot (-\sin(\varphi_i + \psi - \alpha))$$

$$F_{rad} = \sum_{i=1}^z e \cdot c' \cdot b_{effi} \cdot \sin^2(\varphi_i + \psi - \alpha) + F_{Pi\Sigma red} \cdot \cos \alpha \cdot c' \cdot b_{effi} \cdot (-\sin(\varphi_i + \psi - \alpha))$$

$$F_{rad} = e \cdot \sum_{i=1}^z c' \cdot b_{effi} \cdot \sin^2(\varphi_i + \psi - \alpha) + \sum_{i=1}^z F_{Pi\Sigma red} \cdot \cos \alpha \cdot c' \cdot b_{effi} \cdot (-\sin(\varphi_i + \psi - \alpha))$$

$$e = \frac{F_{rad} - \sum_{i=1}^z F_{Pi\Sigma red} \cdot \cos \alpha \cdot c' \cdot b_{effi} \cdot (-\sin(\varphi_i + \psi - \alpha))}{\sum_{i=1}^z c' \cdot b_{effi} \cdot \sin^2(\varphi_i + \psi - \alpha)}$$

$$F_{NiR} = \Delta_{NiR} \cdot c' \cdot b_{effi}$$

$$F_{NiR} = e \cdot (-\sin(\varphi_i + \psi - \alpha)) \cdot c' \cdot b_{effi} + F_{Pi\Sigma red} \cdot \cos \alpha \cdot c' \cdot b_{effi}$$

$$F_{NiR} = c' \cdot b_{effi} \cdot \frac{\left(F_{rad} - \cos \alpha \cdot \sum_{i=1}^z F_{Pi\Sigma red} \cdot c' \cdot b_{effi} \cdot (-\sin(\varphi_i + \psi - \alpha)) \right)}{\sum_{i=1}^z c' \cdot b_{effi} \cdot \sin^2(\varphi_i + \psi - \alpha)} \cdot (-\sin(\varphi_i + \psi - \alpha))$$

$$+ F_{Pi\Sigma red} \cdot c' \cdot b_{effi} \cdot \cos \alpha \tag{4.24}$$

Unter der Annahme, dass infolge des Drehmoments sämtliche Flanken so belastet sind, dass kein Ablösen eintritt, muss diese aus der Radialbelastung folgende Zahnnormalkraft nun der in Gleichung (4.17) errechneten Zahnnormalkraft aus der Drehmomentbelastung überlagert werden.

$$F_{Ni} = F_{NiT} + F_{NiR} \tag{4.25}$$

Diese Betrachtungsweise ist allerdings nur korrekt, solange alle Zähne einen Teil der Last aufnehmen. Stellt man fest, dass ein Teil der Zähne der Steckverzahnung lastfrei bleibt (indem für ein Zahnpaar als Summe der Belastungen von Drehmoment und Radialkraft eine negative Normalkraft als Belastung errechnet wird, die nicht übertragen werden kann), muss der beschriebene Rechenalgorithmus erneut, ohne das Zahnpaar mit der größten ausgewiesenen „Zugbelastung“, durchgeführt werden. Diese Iteration kann erst beendet werden, wenn für alle an der Drehmomentübertragung beteiligten Zahnpaare eine Normalkraft ≥ 0 errechnet wird.

Es wird also durch die zusätzliche Radialkraft F_{rad} ein Teil der Zahnpaare höher belastet und ein anderer Teil entlastet oder sogar völlig von Last befreit werden.

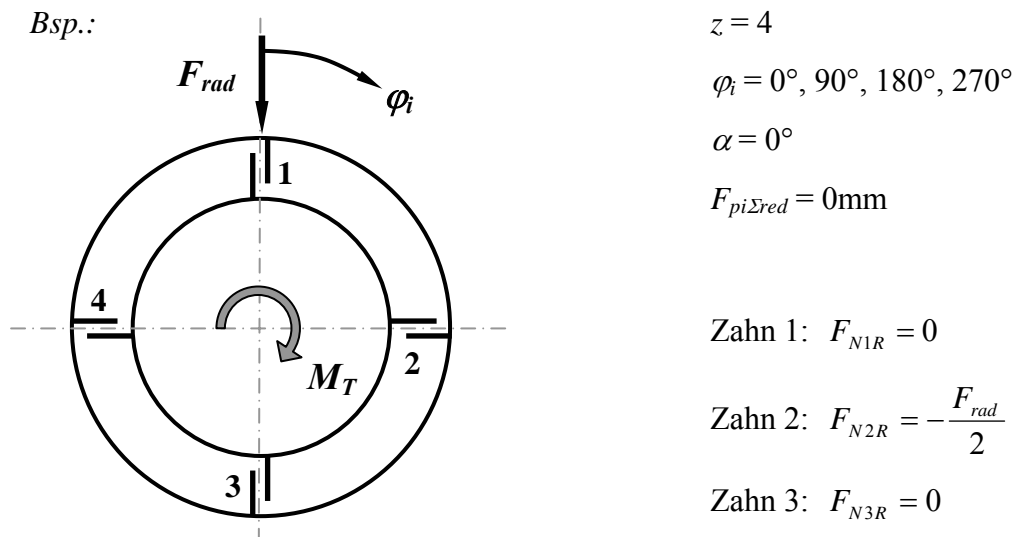


Bild 4.13 / Be- oder Entlastung der Zahnpaare durch eine zusätzlich zum Drehmoment M_T aufgebrachte Radialkraft F_{rad} auf die Innenverzahnung

Bild 4.13 verdeutlicht diesen Zusammenhang noch einmal grafisch. Die an der Innenverzahnung angreifende Kraft F_{rad} bewirkt eine elastische Verschiebung e der Innen- zur Außenverzahnung in Krafrichtung. Dadurch wird das Zahnpaar 2 entlastet und das Zahnpaar 4 zusätzlich belastet. Auf die Belastung der Zahnpaare 1 und 3 hat diese Kraft F_{rad} keine Auswirkung (wenn sich, wie in diesem Beispiel, die Zahnpaare in den Winkelpositionen 0° und 180° befinden sowie einen Eingriffswinkel von 0° aufweisen).

4.3.3.3 Zahnpaarfedersteifigkeit

Die Federeigenschaften eines Zahnpaares sind von großer Bedeutung für die Lastverteilung in einer Schaltverzahnung. Grundsätzlich werden sie bestimmt aus dem Widerstand eines Zahnpaares gegen Biegeverformung, Schubverformung, Druckverformung, Verformung durch Hertz'sche Abplattung der Oberfläche sowie die Verformung der sich an den Zahn anschließenden Baugruppe.

Das hier beschriebene Rechenverfahren geht davon aus, dass Hertz'sche Abplattung nicht auftritt sowie die Übertragung des Drehmomentes zwischen Außen- und Innenverzahnung durch Ersatzkräfte erfolgt, die in der Mitte der Zahnhöhe angreifen. Damit gilt für jedes Zahnpaar der Zahnkupplung die gleiche spezifische Zahnpaarfedersteifigkeit $c' \left[\frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}} \right]$.

Diese Vereinfachungen sind legitim, da 1. zwischen Innen- und Außenverzahnung idealerweise Flächenberührung vorliegt und 2., bei Schaltverzahnungen Zähne mit geringer Zahnhöhe zum Einsatz kommen, d.h. keine den Laufverzahnungen entsprechende Variationsmöglichkeit für den Kraftangriffspunkt in Profilrichtung gegeben ist.

DIETZ hat in [1/8] unter anderem Zahnwellenverbindungen mit evolventischen Zahnprofilen nach DIN 5480 [2/4] und Keilwellenverbindungen nach DIN 5462, DIN 5463 und DIN 5464 im Hinblick auf ihr Verformungsverhalten untersucht. Hierbei wurden z. B. für ausgewählte Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 mit dem Modul 5 und der Profilverchiebung Null im Bereich des Werkzeug-Eingriffswinkels von 15 bis 35° spezifische Zahnpaarfedersteifigkeiten zwischen 43 und 55 $\frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$ ermittelt.

Für Verzahnungen mit der Geometrie einer evolventischen Laufverzahnung haben WEBER und BANASCHEK [1/19] ein analytisches Verfahren zur Bestimmung der elastischen Verformung eines Zahnpaares unter Last entwickelt. Dieser Ansatz ist auch für eine Zahngeometrie, wie sie bei Schaltverzahnungen verwendet wird, anwendbar. Den Kraftangriffspunkt in der Mitte der Zahnhöhe voraussetzend, kann nun mit Hilfe der Erweiterungen von ZIEGLER [1/22], welcher die Evolventenfunktion durch ein Polynom 2. Ordnung ersetzt, die spezifische Zahnpaarfedersteifigkeit c' der Zähne einer gegebenen Kupplungsverzahnung errechnet werden.

Zur Bestimmung dieses Polynoms 2. Ordnung, welches das Zahnprofil annähert, werden aus der gegebenen Geometrie der Außen- als auch der Innenverzahnung die Zahndicken s_{yt} an drei über die Zahnhöhe verteilten Stellen ermittelt. Die halben Zahndicken an den drei ausgewählten Stellen entsprechen den in Bild 4.14 dargestellten y-Koordinaten.

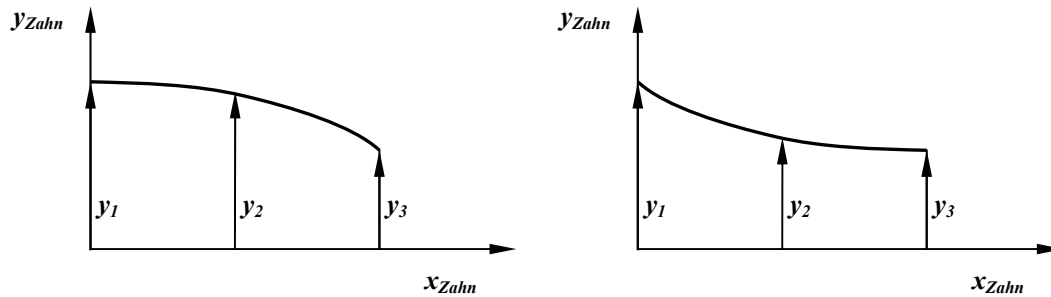


Bild 4.14 / Zahnquerschnitte zur Bestimmung des Polynoms 2. Ordnung nach [1/22]

1. halbe Zahndicke $\frac{s_{yt1}}{2}$ im Fußkreis-Ø (d_f): $y_1 = \frac{s_{yt1}}{2} = \psi_1 \cdot \frac{d_f}{2}$
2. halbe Zahndicke $\frac{s_{yt2}}{2}$ im Teilkreis-Ø (d): $y_2 = \frac{s_{yt2}}{2} = \psi_2 \cdot \frac{d}{2}$ (4.26)
3. halbe Zahndicke $\frac{s_{yt3}}{2}$ im Kopfkreis-Ø (d_a): $y_3 = \frac{s_{yt3}}{2} = \psi_3 \cdot \frac{d_a}{2}$

Dabei ergibt sich der Zahndicken-Halbwinkel ψ für jeden der drei Zahnquerschnitte aus:

$$\psi_{1,2,3} = \frac{m \cdot \pi}{2 \cdot d} + \frac{x \cdot m \cdot \tan \alpha}{0,5 \cdot d} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_y$$

und der dafür benötigte Profilwinkel α_y für jeden der drei Zahnquerschnitte unter Verwendung des Grundkreisdurchmesser d_b und des Durchmessers des betrachteten Querschnitts $d_y = d_f, d, d_a$ aus:

$$\alpha_y = \arccos \left(\frac{d_b}{d_y} \right) = \arccos \left(\frac{d \cdot \cos \alpha}{d_y} \right) \quad (4.27)$$

Dieser Rechenansatz funktioniert für Innen- und Außenverzahnungen, deren Teilkreis zwischen Kopf- und Fußkreis liegt. Dieses Verfahren erfordert Änderungen, wenn Zähne berechnet werden sollen, deren Teilkreis nicht mehr auf der realen Zahnflanke liegt.

Die für Bild 4.14 gültigen x-Koordinaten lassen sich folgendermaßen bestimmen:

$$\begin{aligned}x_1 &= 0 \\x_2 &= 0,5 \cdot (d - d_f) \\x_3 &= 0,5 \cdot (d_a - d_f)\end{aligned}\quad (4.28)$$

Es sei darauf hingewiesen, dass steifigkeitserhöhende Fußkreisaustrundungen, bedingt durch die angewandten Herstellverfahren, bei Schaltverzahnungen sehr klein ausgeführt sind und bei dem hier beschriebenen Rechenverfahren auch nicht berücksichtigt werden.

Mit diesen drei Wertepaaren x_1/y_1 , x_2/y_2 und x_3/y_3 lassen sich die Koeffizienten a , b und c des Polynoms 2. Ordnung zur Beschreibung der Zahnkontur ermitteln:

$$\begin{aligned}y(x) &= a \cdot x^2 + b \cdot x + c \\y_1 &= a \cdot x_1^2 + b \cdot x_1 + c \\y_2 &= a \cdot x_2^2 + b \cdot x_2 + c \\y_3 &= a \cdot x_3^2 + b \cdot x_3 + c\end{aligned}\quad (4.29)$$

Der Ansatz zur Berechnung der Verformung eines Zahnes unter Last von WEBER und BANASCHEK [1/19], bei dem w die über die Zahnbreite konstante Linienlast und x_F die x-Koordinate des Angriffspunktes der Kraft darstellt, beinhaltet die Verformungsanteile Biegung (I_1), Schub (I_2) und Druck (I_3).

$$V = \frac{w}{E} \cdot \left[10,92 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \int_0^{x_F} \frac{(x_F - x)^2}{s(x)^3} dx + 3,1 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \int_0^{x_F} \frac{dx}{s(x)} + 0,91 \cdot \sin^2 \alpha \cdot \int_0^{x_F} \frac{dx}{s(x)} \right] \quad (4.30)$$

(I_1) (I_2) (I_3)

Dem Vorschlag von ZIEGLER [1/22] folgend, wird die von der Evolventenfunktion abhängige Zahndicke $s(x)$ durch das die Zahnkontur beschreibende Polynom 2. Ordnung ersetzt. Es ergeben sich somit folgende Integrale:

$$(I_1) = \int_0^{x_F} \frac{(x_F - x)^2}{s(x)^3} dx = \int_0^{x_F} \frac{(x_F - x)^2}{(2 \cdot (a \cdot x^2 + b \cdot x + c))^3} dx \quad (4.31)$$

$$(I_2) = (I_3) = \int_0^{x_F} \frac{dx}{s(x)} = \int_0^{x_F} \frac{dx}{2 \cdot (a \cdot x^2 + b \cdot x + c)} \quad (4.32)$$

Das Koordinatensystem nach Bild 4.14 vorausgesetzt, lauten die Lösungen der Integrale nach ZIEGLER [1/22]:

$$(I_1) = \frac{\sqrt{-b^2 + 4 \cdot a \cdot c} \cdot x_F \cdot h_1 - h_2 \cdot \arctan\left(\frac{b}{\sqrt{-b^2 + 4 \cdot a \cdot c}}\right) + h_2 \cdot \arctan\left(\frac{b + 2 \cdot a \cdot x_F}{\sqrt{-b^2 + 4 \cdot a \cdot c}}\right)}{16 \cdot c^2 \cdot (-b^2 + 4 \cdot a \cdot c)^{\frac{5}{2}}} \quad (4.33)$$

$$(I_2) = (I_3) = \frac{-\arctan\left(\frac{b}{\sqrt{-b^2 + 4 \cdot a \cdot c}}\right) + \arctan\left(\frac{b + 2 \cdot a \cdot x_F}{\sqrt{-b^2 + 4 \cdot a \cdot c}}\right)}{\sqrt{-b^2 + 4 \cdot a \cdot c}} \quad (4.34)$$

Dabei sind h_1 und h_2 Hilfwerte und lauten:

$$h_1 = -2 \cdot b^2 \cdot c - 4 \cdot a \cdot c^2 + b^3 \cdot x_F - 10 \cdot a \cdot b \cdot c \cdot x_F$$

$$h_2 = 4 \cdot c^2 \cdot (b^2 + 2 \cdot a \cdot c + 6 \cdot a \cdot b \cdot x_F + 6 \cdot a^2 \cdot x_F^2)$$

Eine reelle Lösung der Integrale für die konvexe Außenverzahnung und spezielle Fälle der konkaven Innenverzahnung, bei denen $(-b^2 + 4 \cdot a \cdot c) < 1$ ist, ergibt sich nach BÜNDER [1/7] durch Substitution dieses negativen Wertes durch $i^2 \cdot (b^2 - 4 \cdot a \cdot c)$. Dabei ist $i^2 = -1$.

$$(I_1) = \frac{\sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c} \cdot x_F \cdot h_1 + h_2 \cdot \operatorname{ar\,tanh}\left(\frac{b}{\sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}\right) - h_2 \cdot \operatorname{ar\,tanh}\left(\frac{b + 2 \cdot a \cdot x_F}{\sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}\right)}{16 \cdot c^2 \cdot (b^2 - 4 \cdot a \cdot c)^{\frac{5}{2}}} \quad (4.35)$$

$$(I_2) = (I_3) = \frac{\operatorname{ar\,tanh}\left(\frac{b}{\sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}\right) - \operatorname{ar\,tanh}\left(\frac{b + 2 \cdot a \cdot x_F}{\sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}\right)}{\sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}} \quad (4.36)$$

Die Unbestimmtheit von $\operatorname{artanh}(x)$ außerhalb $-1 < x < 1$ macht eine weitere Substitution notwendig. Da nach den Logarithmus-Gesetzen:

$$\operatorname{ar} \tanh(x) = 0,5 \cdot \ln\left(\frac{1+x}{1-x}\right) \quad (4.37)$$

und

$$\ln(x_1) - \ln(x_2) = \ln\left(\frac{x_1}{x_2}\right) \quad (4.38)$$

ist, ergeben sich als Integrallösungen für die konvexe Außenverzahnung und spezielle Fälle der konkaven Innenverzahnung nach BÜNDER [1/7]:

$$(I_1) = \frac{\sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c} \cdot x_F \cdot h_1 + 0,5 \cdot h_2 \cdot \ln\left(\frac{x_F \cdot (b + \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}) + 2 \cdot c}{x_F \cdot (b - \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}) + 2 \cdot c}\right)}{16 \cdot c^2 \cdot (b^2 - 4 \cdot a \cdot c)^{\frac{5}{2}}} \quad (4.39)$$

$$(I_2) = (I_3) = \frac{0,5 \cdot \ln\left(\frac{x_F \cdot (b + \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}) + 2 \cdot c}{x_F \cdot (b - \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}) + 2 \cdot c}\right)}{\sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}} \quad (4.40)$$

Für die Verformung der Einspannstelle des Zahnes, d.h. des sich an den Zahn anschließenden Radkörpers, geben WEBER und BANASCHEK [1/19] folgende Berechnungsgleichung an:

$$V = \frac{w}{E} \cdot \left[\cos^2 \alpha \cdot 5,2 \cdot \frac{x_F^2}{s_f^2} + \cos^2 \alpha \cdot \frac{x_F}{s_f} + \cos^2 \alpha \cdot 1,4 + \cos^2 \alpha \cdot 0,412 \cdot \tan^2 \alpha \right] \quad (4.41)$$

Hierbei stellt s_f die Dicke des Zahnes am Ende der Evolvente im Zahnfuß dar und entspricht damit s_{y1} .

Die Anwendung dieser Gleichung (4.41) vernachlässigt den verformungsbehindernden Einfluss von belasteten benachbarten Zähnen auf die Verformung der Einspannstelle eines Zahnes. DIETZ betrachtet in [1/8] die Verformung des Grundkörpers als Verdrehung der Einspannstelle. Für den Einfluss der benachbarten belasteten Zähne wird eine Verformungsbehinderungsziffer eingeführt, welche die errechnete Verdrehung der Einspannung im Zahngrund um 20% mindert.

Die Addition der Verformungsanteile eines Zahnes ergibt die Gesamtverformung des Zahnes in Umfangsrichtung abhängig von der Belastung. Daraus lässt sich die Ersatzkraft bestimmen, die für eine Verformung eines 1 mm breiten Zahnes um 1 μm in Umfangsrichtung aufgebracht werden muss.

Die Federsteifigkeit c eines Zahnpaars ergibt sich, analog dem Vorgehen von DIETZ [1/8], aus den Einzelsteifigkeiten von Innen- und Außenverzahnung:

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_{\text{Stern}}} + \frac{1}{c_{\text{Hülse}}} \quad (4.42)$$

Diese Vorgehensweise zur Ermittlung der Zahnpaarfedersteifigkeit beinhaltet zwar, wie beschrieben, die Elastizität des Zahnpaars infolge der Verformung der Einspannstellen der Zähne. Ein eventueller Einfluss der Steifigkeit der Schiebemuffe, d.h. eine eventuelle Aufweitung des Ringes als Träger der Zähne der Innenverzahnung infolge der Zahnkräfte, wird hierbei nicht berücksichtigt.

Diese Vereinfachung wird durch den Vergleich der errechneten Zahnpaarfedersteifigkeit mit einer FEM-basierten Analyse begründet. Dazu wurde von einer Innenverzahnung nach Tabelle 5.2 inklusive ihres Grundkörpers ein vernetztes Modell erstellt und die Verschiebung der Zahnflanken am Teilkreis in Umfangsrichtung bei verschiedenen großen Lasten mit Hilfe der Methode der finiten Elemente ermittelt. Diese Verschiebung wurde auf die spezifische Zahnpaarfedersteifigkeit c' umgerechnet. Zum Vergleich wurde die spezifische Zahnpaarfedersteifigkeit einer Innenverzahnung nach Tabelle 5.2 nach dem hier in Kap. 4.3.3.3 beschriebenen Verfahren ermittelt.

Tabelle 4.1 / Vergleich der spezifischen Zahnpaarfedersteifigkeiten nach FEM und nach Kap. 4.3.3.3 analog WEBER/BANASCHEK [1/19]

	mit FEM ermittelt	nach Weber/Banaschek
spez. Zahnpaarfedersteifigkeit, umgerechnet aus einer Belastung auf jeden Zahn von 100N (entspricht 213Nm)	$85,18 \frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$	$85,8 \frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$
spez. Zahnpaarfedersteifigkeit, umgerechnet aus einer Belastung auf jeden Zahn von 150N (entspricht 320Nm)	$85,23 \frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$	$85,8 \frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$
spez. Zahnpaarfedersteifigkeit, umgerechnet aus einer Belastung auf jeden Zahn von 200N (entspricht 426Nm)	$85,18 \frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$	$85,8 \frac{N}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$

Die unter Vernachlässigung der Elastizität des Schiebemuffenringes errechneten Werte zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den mit Hilfe der Methode der finiten Elemente ermittelten Werten. Die sehr geringe Aufweitung des Schiebemuffenringes ist auch anhand der Dehnungen in den Zahnzwischenräumen in den Ergebnisgrafiken der FEM-Berechnung zu erkennen. Bild 4.15 zeigt stellvertretend für die verschiedenen Lastfälle die Analyse des zur Innenverzahnung nach Tabelle 5.2 gehörenden Schiebemuffenringes. Die Schiebemuffe befindet sich hier im Eingriff mit einem Kupplungskörper nach Tabelle 5.2 bei einer Belastung mit einem Drehmoment von 213 Nm und einer gemeinsamen Zahnbreite von 2mm.

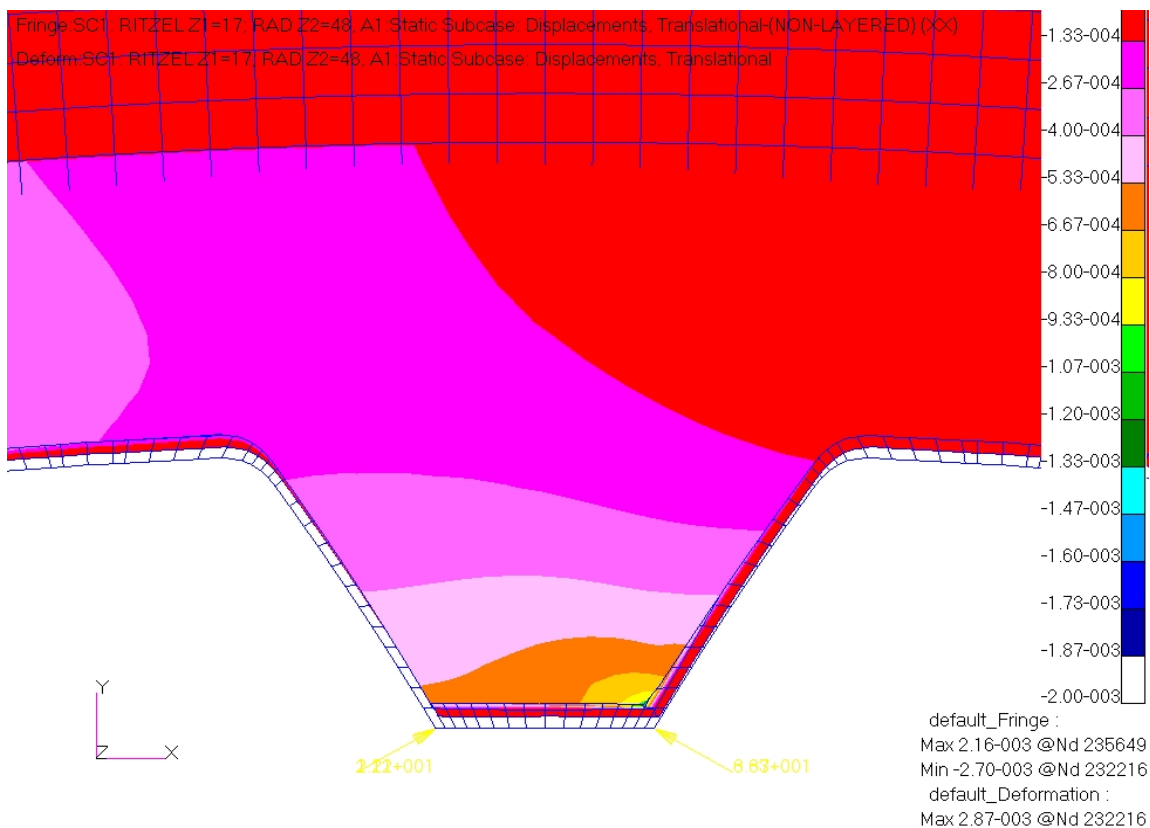


Bild 4.15 / *Steifigkeitseinfluss des Schiebemuffenringes*

Da bei dem hier beschriebenen Rechenverfahren zur Bestimmung der Lastverteilung und der Radialkräfte die Gesamtverformung eines Zahnpaars nur noch abhängig von der tragenden Breite ist, d.h. der Breite, mit der sich die zwei Zähne eines Zahnpaars unter Last tatsächlich berühren, wurde zur Bestimmung dieser tragenden Breite die Methode nach DIN 3990 T1 [2/3] angewandt (s. folgendes Kapitel 4.3.3.4).

Ergänzend sei erwähnt, dass, für im Hinblick auf die Haltbarkeit von Verzahnungen durchgeführte Untersuchungen, dieser Ansatz zu ungenau ist. Für die hier benötigte Genauigkeit der Lastverteilung sowie der Lage des Angriffspunktes der Ersatzkraft auf der Zahnflanke ist es jedoch akzeptabel, diesen vereinfachten Lösungsweg zu wählen.

4.3.3.4 Tragende Breite eines Zahnpaares

Die Größe des Weges, um den sich zwei Zähne unter Last verformen, ist von der Überdeckungsbreite und der Lage der zwei Zähne zueinander abhängig. Um diesen Einfluss rechnerisch erfassen zu können, ist es wichtig zu wissen, ob ein Zahnpaar die anliegende Last mit der vollen oder nur einem Teil der ihm zur Verfügung stehenden gemeinsamen Zahnbreite überträgt.

Als Berechnungsgrundlage dient dabei eine Vorgehensweise, wie sie analog in der DIN 3990 T1 [2/3] angewandt wird. Dort soll ein Faktor zur Bestimmung der Lastüberhöhung an zwei sich im Eingriff befindenden Zähnen unter dem Einfluss eines Winkelfehlers zwischen den zwei Zahnflanken ermittelt werden. Da durch diesen Winkel eine ungleichmäßige Verteilung der Last über die Berührungsbreite eines Zahnpaares entsteht, hat das einen Einfluss auf die Form der auf der Berührungslinie angreifenden Streckenlast und damit auf die örtlichen Spannungen. Diese Methode beinhaltet die Bestimmung der Berührungsbreite des belasteten Zahnpaares und lässt sich damit auch für die hier zu bearbeitende Problemstellung anwenden.

Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass der hier angewandten Berechnungsvorschrift C2 nach DIN 3990 T1 [2/3] ein vereinfachendes theoretisches Modell zugrunde liegt, welches den belasteten Zahn in mehrere einheitliche, voneinander unabhängige Scheiben gleicher Breite aufteilt. In der Folge wird bei dieser Rechenmethode ein linearer Verlauf der Flankenlinienabweichung zu Grunde gelegt und damit ein geradliniger Verformungs- und Lastverteilungsverlauf am Zahnpaar i ermittelt.

Andere Berechnungsverfahren, wie Sie zur Analyse der Lastverteilung, Spannungen und Pressungen Zahnpaaren (d.h. zur Bestimmung der Haltbarkeit von Verzahnungen) nötig sein können, kommen der Realität eines nichtlinearen Verformungsverlaufes näher, erhöhen aber auch die Komplexität der Rechnung. So betrachteten HOHREIN und SENF in [1/14] den belasteten Zahn als einseitig eingespannte Platte veränderlicher Dicke und bestimmen den nichtlinearen Verformungsverlauf über Verformungseinflusszahlen. BÖRNER wiederum verwendet in [1/5] zur Bestimmung der Lastverteilung ebenfalls ein Scheibchenmodell, jedoch werden hier Koppelsteifigkeiten zur Bestimmung der gegenseitigen Beeinflussung eingeführt.

Zur Ermittlung der Art der Streckenlast mit der ein Zahnpaar i belastet wird, ist die Bestimmung der theoretischen Lastbreite b_{cali} vorzunehmen. Dazu muss unterschieden

werden, ob dieses Zahnpaar i vollständig oder nur teilweise über die ihm zur Verfügung stehende gemeinsame Zahnbreite b_{wi} belastet wird.

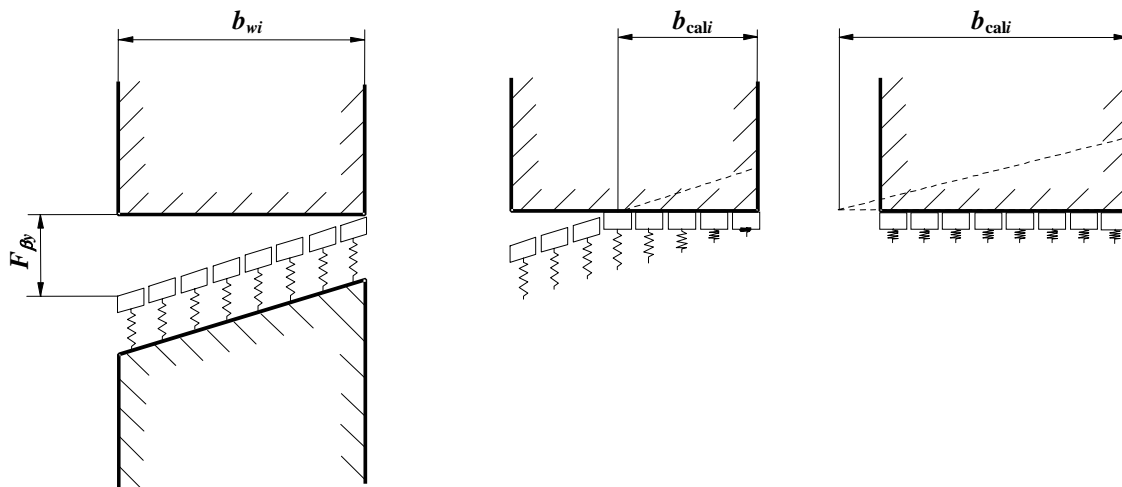


Bild 4.16 / Federmodell analog DIN 3990 [2/3] zur Bestimmung der theor. Berührungsbreite b_{cali}

Das Kriterium dazu ist, ob der durch die Gleichung (4.43) bestimmte Wert größer oder gleich Eins (teilweise Belastung über die gemeinsame Zahnbreite) oder kleiner Eins ist (vollständige Belastung über die gemeinsame Zahnbreite).

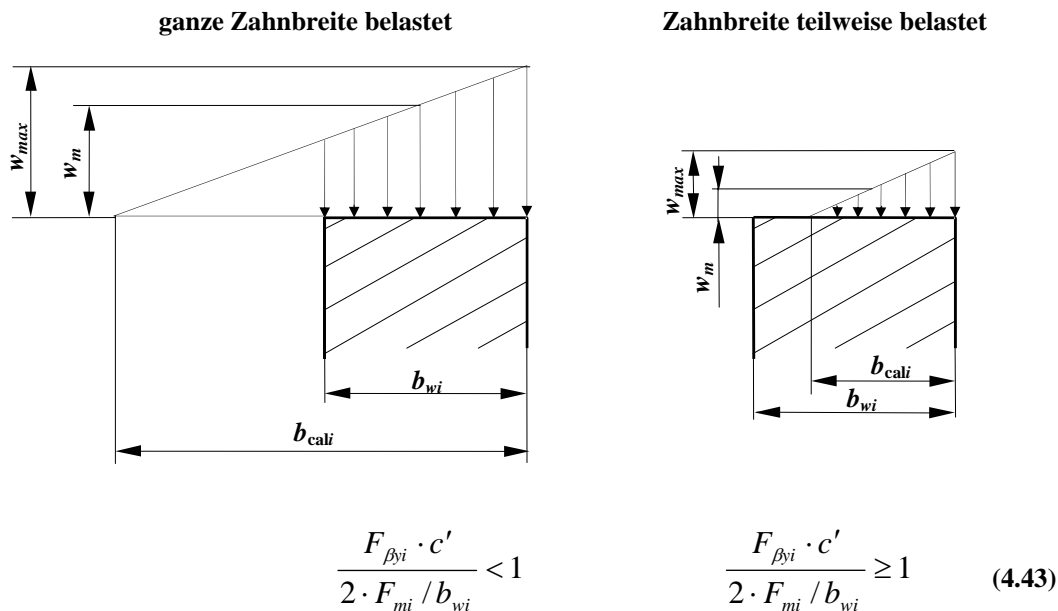
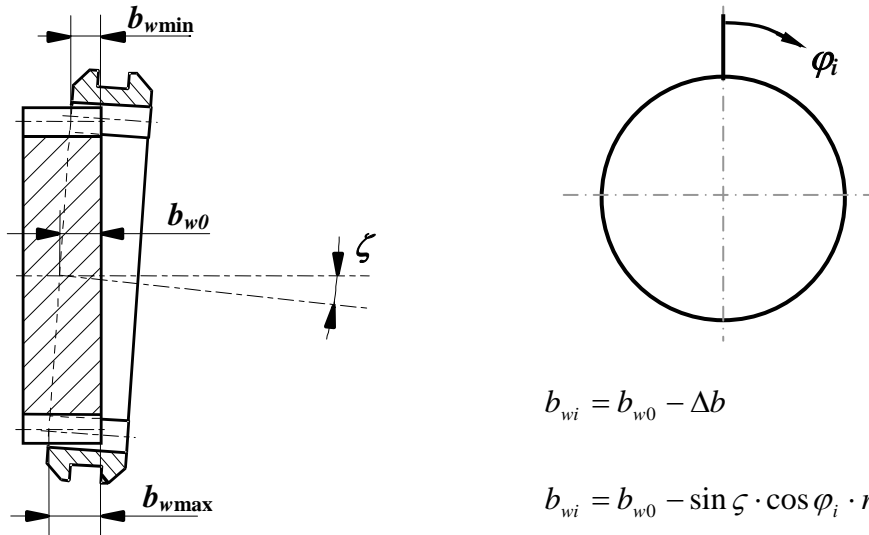


Bild 4.17 / Kriterium zur Bestimmung der Belastungsart

Die Berechnung der Zahnpaarfedersteifigkeit c' wurde in Kapitel 4.3.3.3 beschrieben, für F_{mi} als mittlerer Last am Zahnpaar i ist die Kraft F_{Ni} (s. Kap. 4.3.3.1 und 4.3.3.2) einzusetzen und $F_{\beta yi}$ entspricht dem in den folgenden Abschnitten beschriebenen Klaffmaß zwischen den zwei Zahnflanken bei Anlage der Flanken im unbelasteten Zustand.

Die gemeinsame Zahnbreite b_{wi} eines Zahnpaars i ist abhängig vom Auslenkungswinkel ζ zwischen Außen- und Innenverzahnung sowie der Lage des Zahnpaars auf dem Umfang φ_i . Dazu muss die Überdeckung im unausgelenkten Zustand b_{w0} bekannt sein.



$$b_{wi} = b_{w0} - \Delta b \quad (4.44)$$

$$b_{wi} = b_{w0} - \sin \zeta \cdot \cos \varphi_i \cdot r$$

Bild 4.18 / gemeinsame Zahnbreite der Zahnpaare in Abhängigkeit von deren Stellung auf dem Umfang (mit ζ analog Bild 4.4)

Mit Hilfe dieser Werte und der in DIN 3990 T1 [2/3] dafür angegebenen Formeln kann nun die in den Bildern 4.16 und 4.17 dargestellte theoretische Lastbreite b_{cali} für jedes Zahnpaar i bestimmt werden:

- für Belastung über die ganze Zahnbreite:
$$b_{cali} / b_{wi} = 0,5 + \frac{F_{mi} / b_{wi}}{F_{\beta yi} \cdot c'} \quad (4.45)$$

- für Belastung über einen Teil der Zahnbreite:
$$b_{cali} / b_{wi} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{mi} / b_{wi}}{|F_{\beta yi}| \cdot c'}}$$

Die für die weiteren Iterationsschritte benötigte tatsächliche Berührungsbreite b_{effi} entspricht im Fall der Belastung über die ganze Zahnbreite der gemeinsamen Zahnbreite b_{wi} des Zahnpaars i und im Fall der Belastung nur über einen Teil der Zahnbreite der theoretischen Lastbreite b_{cali} :

- falls $b_{cali} > b_{wi}$ dann gilt:
$$b_{effi} = b_{wi} \quad (4.46)$$

- falls $b_{cali} < b_{wi}$ dann gilt:
$$b_{effi} = b_{cali}$$

Die relative Verlagerung zweier Zähne zueinander durch die Drehung eines Partners um seine z-Achse (Koordinatensystem nach Bild 4.1) wird in Anlehnung an die DIN 3964 (Seite 3) [2/2] in Neigung und Schränkung unterteilt (s. Bilder 4.20 und 4.21). Da jeder

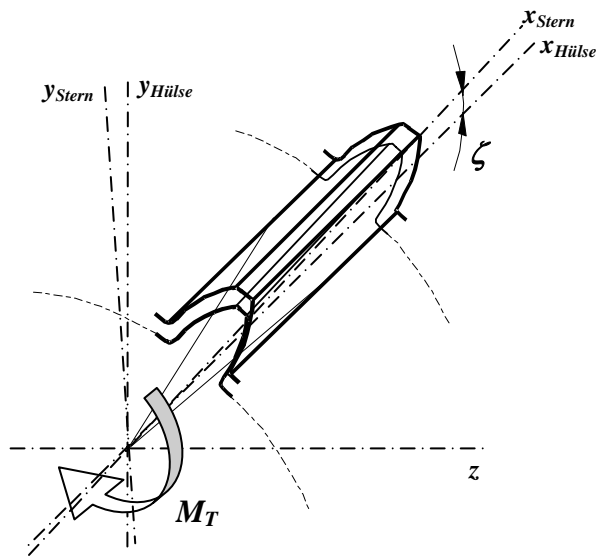


Bild 4.19 / Lage eines beliebigen Außenzahnes zu einem Innenzahn bei einem Winkel zwischen deren Rotationsachsen x_{Stern} und $x_{Hülse}$ (entspricht einer Drehung um die z-Achse bei einem Koordinatensystem nach Bild 4.1)

Zahn zu seinem Gegenzahn bei nicht übereinstimmenden Mittenachsen von Kupplungs- und Synchronkörper sowohl geneigt als auch geschränkt wird, kann zur Berechnung des Klaffmaßes $F_{\beta yi}$ für jedes Zahnpaar i die Lage der zwei Zähne zueinander als eine Überlagerung von reiner Neigung und reiner Schränkung betrachtet werden (s. auch Bild 4.4).

Es ergibt sich für das Klaffmaß $F_{\beta ySchränk}$ zwischen den Zahnflanken eines Zahn-paares bei Schränkung der Zähne zueinander folgender Zusammenhang:

Schränkung:

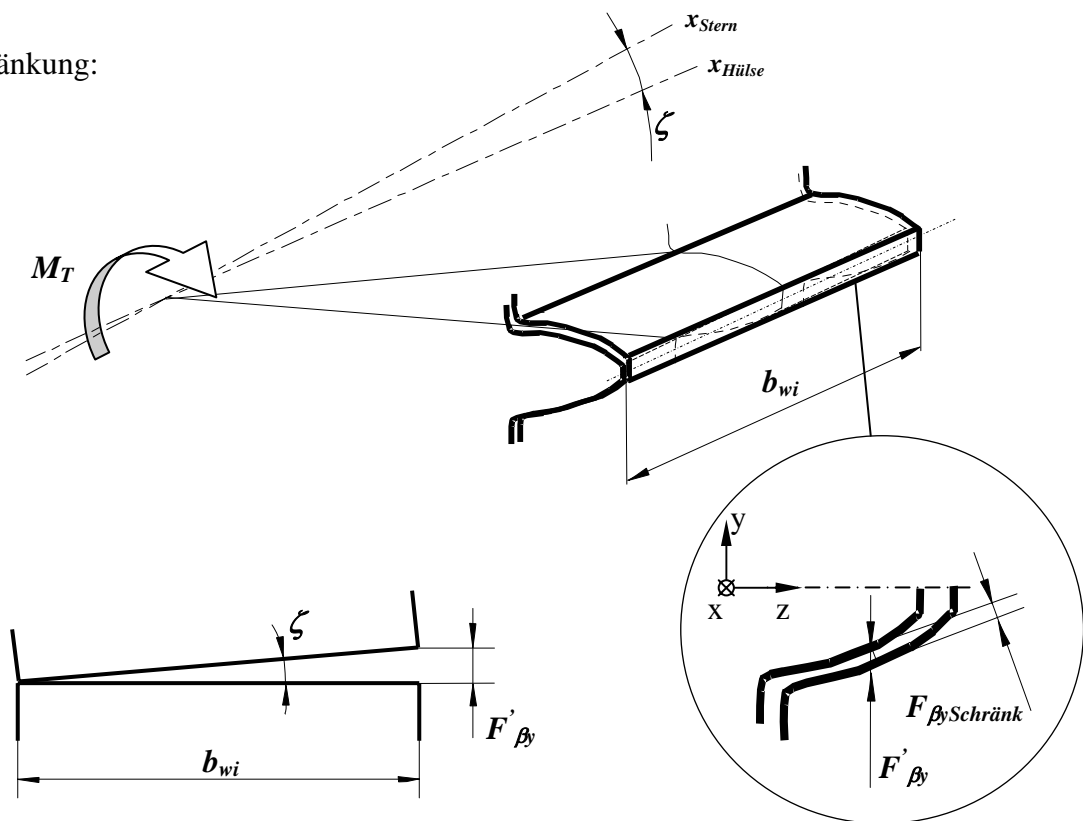


Bild 4.20 / Zusammenhänge an einem verschränkten Zahnpaar (reine Schränkung) in Anlehnung an DIN 3964 [2/2]

In Bild 4.20 ist $F'_{\beta y}$ ein Hilfswert und stellt das Klaffmaß parallel zur Ebene, in der die Bewegung der Zähne gegeneinander stattfindet, dar. Das für die weitere Berechnung erforderliche Klaffmaß zwischen den Zahnflanken eines zueinander geschränkten, unbelasteten Zahnpaars in Normalenrichtung $F_{\beta y \text{Schränk}}$ errechnet sich folgendermaßen:

$$F_{\beta y \text{Schränk}} = b_{wi} \cdot \tan \zeta \cdot \sin(\varphi_i + \psi - \alpha) \quad (4.47)$$

Hierbei ist die Position φ_i (s. Bild 4.18) des betrachteten Zahnpaars auf dem Umfang zu berücksichtigen. Der zur Ermittlung von $F_{\beta y \text{Schränk}}$ nötige Winkelwert ζ gilt wie in Bild 4.4 und 4.18 definiert und wird aus der Durchsenkung des Losrades (s. Kap. 4.3.2) ermittelt.

Die Berechnung des aus einer Neigebewegung zweier Zähne zueinander entstehenden Klaffmaßes $F_{\beta y \text{Neig}}$ erfolgt nach demselben Prinzip:

Neigung:

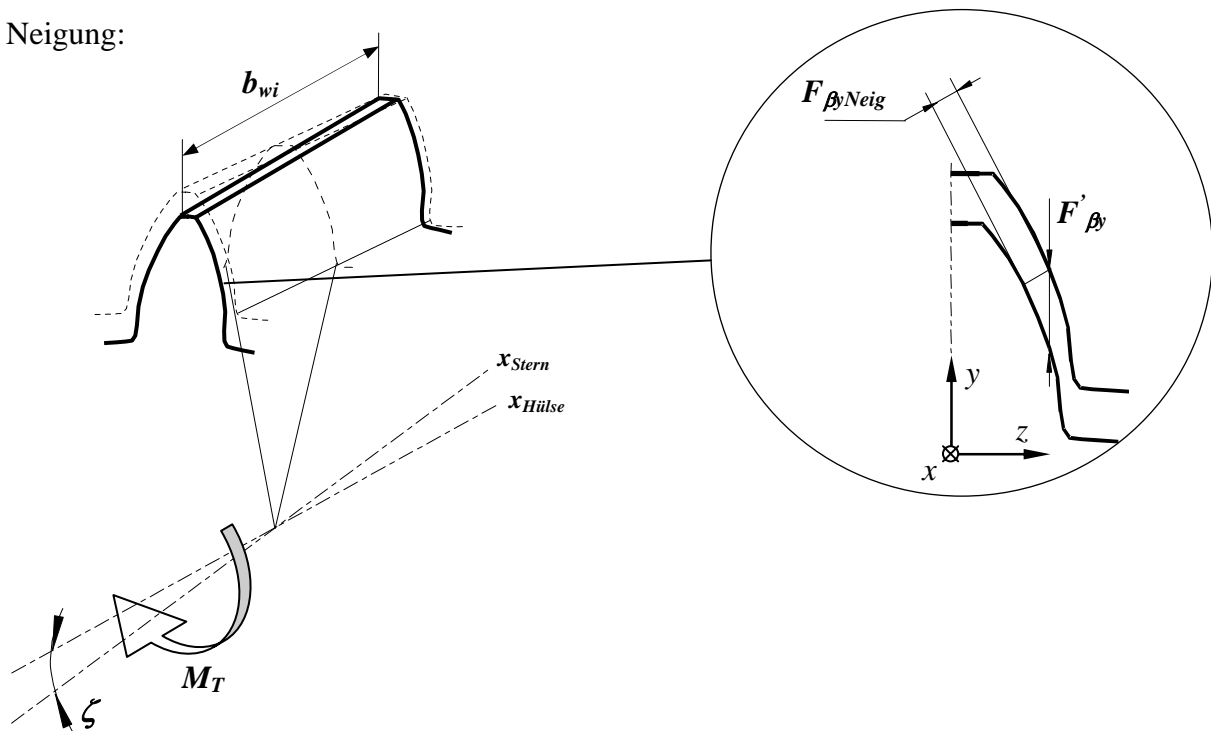


Bild 4.21 / Zusammenhänge an einem zueinander geneigten Zahnpaar (reine Neigung) in Anlehnung an DIN 3964 [2/2]

Das Klaffmaß zwischen den Zahnflanken zweier zueinander geneigter aber unbelasteter Zähne $F_{\beta y \text{Neig}}$ errechnet sich folgendermaßen:

$$F_{\beta y \text{Neig}} = b_{wi} \cdot \tan \zeta \cdot \cos(\varphi_i + \psi - \alpha) \quad (4.48)$$

Für ein zueinander geneigtes und geschränktes Zahnpaar ergibt sich unter Berücksichtigung seiner Winkelstellung auf dem Umfang der Zahnkupplung folgende Gleichung zur Bestimmung des am Zahnpaar i vorliegenden resultierenden Klaffmaßes $F_{\beta yi}$:

$$F_{\beta yi} = b_{wi} \cdot \tan \zeta \cdot (\cos(\varphi_i + \psi - \alpha) - \sin(\varphi_i + \psi - \alpha)) \quad (4.49)$$

Die Winkel φ_i und ψ gelten wie in Bild 4.11 und 4.18 definiert. Ebenso ist bei Anlage der Linksflanken $(\varphi_i + \psi - \alpha)$ durch $(\varphi_i - \psi + \alpha)$ zu ersetzen.

Der zur Ermittlung von $F_{\beta yi}$ nötige Winkelwert ζ gilt wie in Bild 4.4 definiert und kann aus der Durchsenkung des Losrades (s. Kap. 4.3.2) ermittelt werden.

Im folgenden Diagramm Bild 4.22 ist der Verlauf des Klaffmaßes zwischen den Zahnflanken einer einfachen Beispielverzahnung über den Umfang dargestellt.

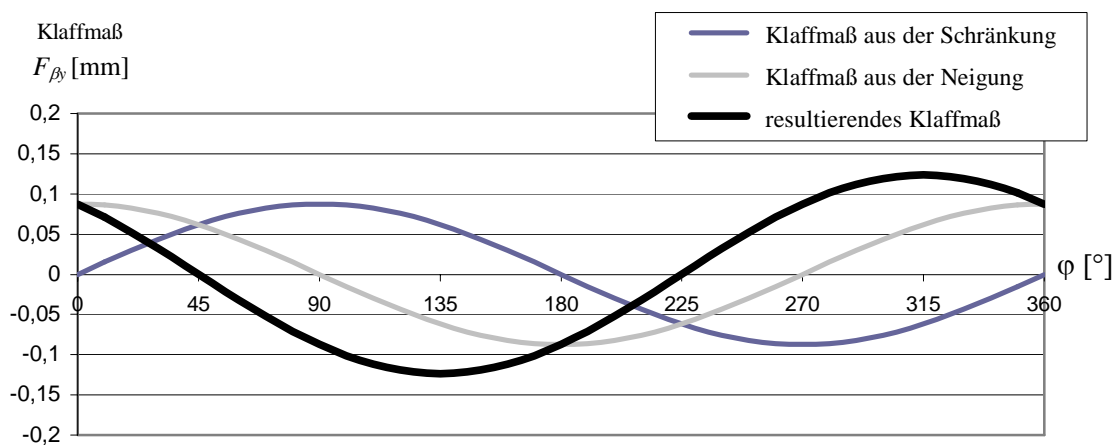


Bild 4.22 / beispielhafte Darstellung der Größe des Klaffmaßes $F_{\beta y}$ zwischen den Zahnflanken einer Kupplungsverzahnungspaarung mit 10mm gemeinsamer Zahnbreite b_w , dem Eingriffswinkel $\alpha=0^\circ$ und einem Winkel $\zeta=0,5^\circ$ zwischen Außen- und Innenverzahnung

Die nun verfügbaren Werte für $F_{\beta yi}$, c' , $F_{mi} = F_{Ni}$ und b_{wi} , eingesetzt in die Gleichungen (4.43), (4.44) und (4.45), ergeben für jedes kraftübertragende Zahnpaar i der Zahnkupplung eine theoretische Berührungsbreite b_{cali} . Wird eine Dreieckslast ($b_{cali} < b_{wi}$) ermittelt, wird im nächsten Iterationsschritt in den Gleichungen (4.17) und (4.24) der Wert b_{cali} als Berührungsbreite b_{effi} verwendet, liegt am Zahnpaar eine Trapezlast ($b_{cali} > b_{wi}$) an, wird in den Gleichungen (4.17) und (4.24) die gemeinsame Zahnbreite b_{wi} zur Errechnung von F_{Ni} benutzt. Die Iteration wird beendet, wenn die Kräfte am Zahn und damit die

Berührungsbreiten sich nur noch geringfügig ändern. Ein Startwert für F_{Ni} wird ermittelt, indem zunächst alle Zahnpaare über die volle, ihnen zur Verfügung stehende gemeinsame Zahnbreite b_{wi} Last übertragen.

4.3.4 Bestimmung der Radialkraft

Wie in Kap. 4.3.1 beschrieben, kann aus dem selbstzentrierenden Verhalten einer drehmomentbelasteten, ausgelenkten Schiebemuffen–Synchronkörper–Verzahnung die auf die Schiebemuffen–Kupplungskörper–Verzahnung wirkende Radialkraft abgeleitet werden. Analog ist die Selbstzentrierung der Schiebemuffen–Kupplungskörper–Verzahnung für die Radialkraft auf die Schiebemuffen–Synchronkörper–Verzahnung verantwortlich.

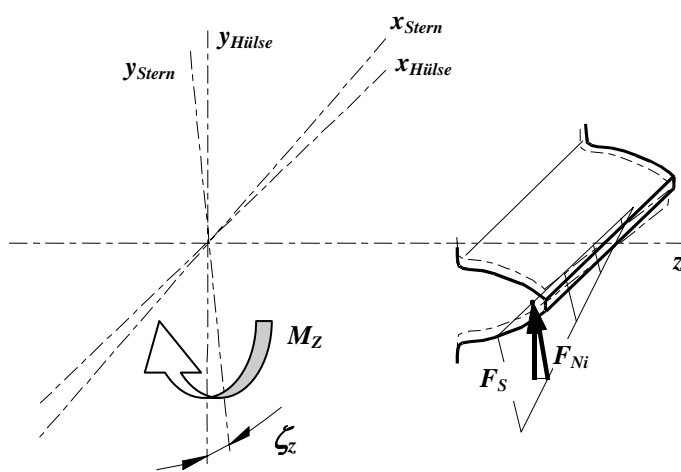


Bild 4.23 / Schema Zentrierwirkung um die z-Achse durch einen verschränkten Zahn

Die Art und die Größe der an jedem Zahn angreifenden Streckenlast ist aus Kap. 4.3.3 bekannt. Es liegt entweder eine Trapezlast bei vollständiger Belastung oder eine Dreieckslast bei unvollständiger Belastung über die gemeinsame Zahnbreite b_{wi} des Zahnpaars i vor. Diese Trapez- oder Dreieckslast lässt sich durch eine Ersatzkraft sowie ein Moment auf den betrachteten Zahn (und damit auch auf den Grundkörper) ersetzen. Die Summe der Momente aller belasteten Zähne steht im Gleichgewicht mit der auf der anderen Seite der Schaltverzahnung wirkenden Radialkraft F_{rad} .

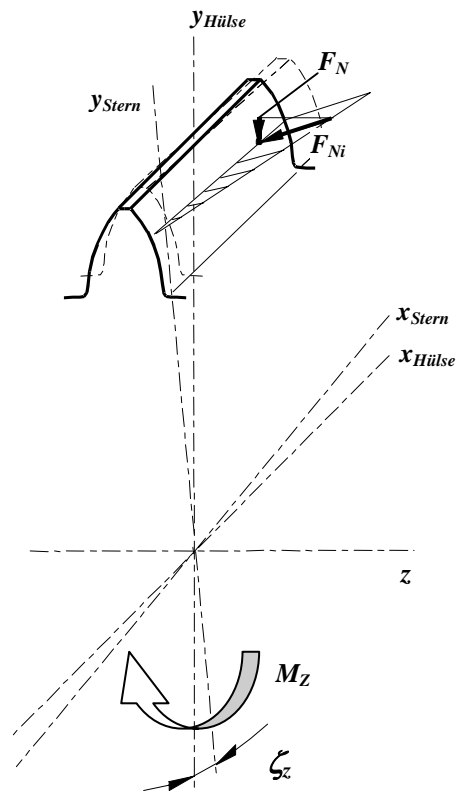


Bild 4.24 / Schema Zentrierwirkung um die z-Achse durch einen geneigten Zahn

Eine geometrische Betrachtung unter Zuhilfenahme von b_{cali} , der theoretischen Berührungslänge des Zahnpaars, und w_{maxi} , des Lastmaximums der anliegenden Streckenlast, macht es möglich, den Schwerpunkt der Dreiecks- bzw. Trapezlast und damit den Kraftangriffspunkt der Ersatzkraft zu ermitteln.

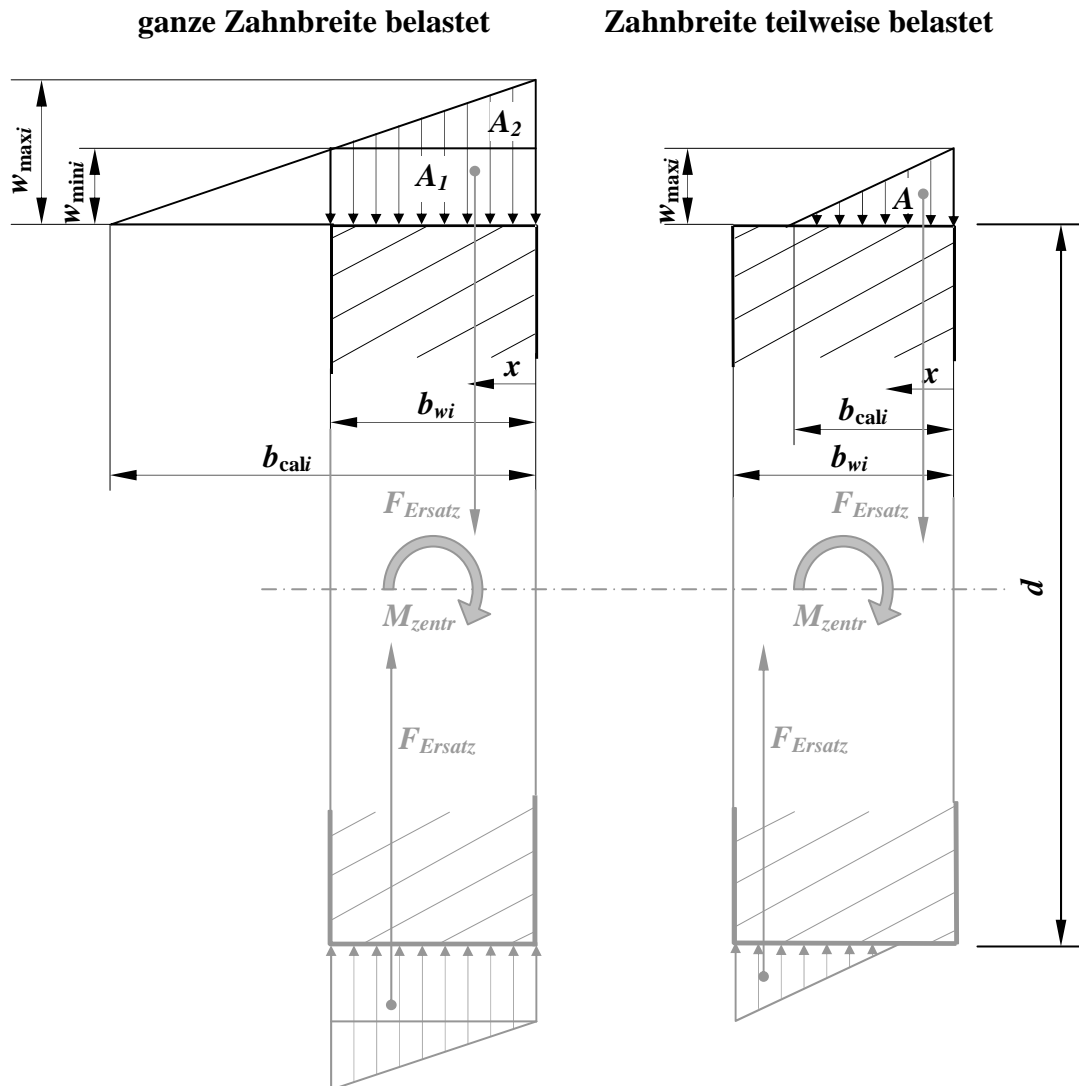


Bild 4.25 / Ermittlung des Kraftangriffspunktes der Ersatzkraft am Zahn zur Bestimmung des zentrierend wirkenden Momentes M_{zentr} einer ausgelenkten, drehmomentbelasteten Steckverzahnung

Lage des Schwerpunktes = x_{Si}

(Kombination aus den Schwerpunkten der zwei Teilflächen; nach Steiner)

$$x_{Si} = \frac{A_1 \cdot \frac{b_{wi}}{2} + A_2 \cdot \frac{b_{wi}}{3}}{A_1 + A_2}$$

$$x_{Si} = \frac{w_{\min i} \cdot \frac{b_{wi}^2}{2} + \frac{w_{\max i} - w_{\min i}}{2} \cdot \frac{b_{wi}^2}{3}}{w_{\min i} \cdot b_{wi} + \frac{w_{\max i} - w_{\min i}}{2} \cdot b_{wi}}$$

(4.50)

nach DIN 3990 Teil 1 [2/3] ist:

$$w_{\max i} = K_{H\beta i} \cdot w_{mi} = \frac{F_{\max i}}{b_{wi}} = \frac{F_{mi}}{b_{wi}} \cdot \frac{b_{cali}}{b_{cali} - \frac{b_{wi}}{2}}$$

(4.50/01)

das Verhältnis zwischen $w_{\max i}$ und $w_{\min i}$ beschreibt:

$$\frac{b_{cali}}{w_{\max i}} = \frac{(b_{cali} - b_{wi})}{w_{\min i}}$$

$$w_{\min i} = \frac{w_{\max i} \cdot (b_{cali} - b_{wi})}{b_{cali}}$$

(4.50/02)

nach Gleichung (4.44) ist:

$$b_{cali} = 0,5 \cdot b_{wi} + \frac{F_{mi}}{F_{\beta yi} \cdot c'}$$

(4.50/03)

Lage des Schwerpunktes = x_{Si}

$$x_{Si} = \frac{b_{cali}}{3}$$

(4.51)

nach DIN 3990 Teil 1 [2/3] ist:

$$w_{\max i} = K_{H\beta i} \cdot w_{mi} = \frac{F_{\max i}}{b_{wi}} = \frac{2 \cdot F_{mi}}{b_{wi}} \cdot \frac{b_{wi}}{b_{cali}}$$

(4.51/01)

nach Gleichung (4.44) ist:

$$b_{cali} = b_{wi} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{F_{mi} / b_{wi}}{|F_{\beta yi}| \cdot c'}}$$

(4.51/02)

Damit ist nun bestimmt, an welcher Stelle auf der Zahnflanke des Zahnpaars i die Kraft F_{Ni} angreift. Daraus lässt sich der Hebelarm ermitteln, an dem F_{Ni} wirkt:

$$l_i = \frac{b_{wi}}{2} - x_{Si}$$

(4.52)

Durch die Aufsummierung der Kraftkomponenten kann nun bestimmt werden, welche resultierenden Momente um die zwei Achsen y und z der Schiebemuffe entstehen. Dazu ist vorher noch die am Zahn angreifende Normalkraft F_{Ni} in die um die y - und um die z -Achse wirkenden Komponenten zu zerlegen.

Kraft, mit der ein Zahnpaar ein Moment um die y -Achse erzeugt:

$$\text{bei belasteten Rechtsflanken:} \quad F_{zentrYi} = F_{Ni} \cdot \cos(\varphi_i + \psi - \alpha) \quad (4.53)$$

$$\text{bei belasteten Linksflanken:} \quad F_{zentrYi} = F_{Ni} \cdot (-\cos(\varphi_i - \psi + \alpha))$$

Kraft, mit der ein Zahnpaar ein Moment um die z -Achse erzeugt:

$$\text{bei belasteten Rechtsflanken:} \quad F_{zentrZi} = F_{Ni} \cdot \sin(\varphi_i + \psi - \alpha) \quad (4.54)$$

$$\text{bei belasteten Linksflanken:} \quad F_{zentrZi} = F_{Ni} \cdot (-\sin(\varphi_i - \psi + \alpha))$$

Die Berechnung des zentrierenden Momentes erfolgt durch die Multiplikation der jeweiligen Zahnkraft mit dem entsprechenden Hebelarm:

$$M_{zentrY} = \sum_{i=1}^z F_{zentrYi} \cdot l_i \quad (4.55)$$

$$M_{zentrZ} = \sum_{i=1}^z F_{zentrZi} \cdot l_i \quad (4.56)$$

Die Radialkräfte an der Schaltverzahnung (s. Bild 4.5) ergeben sich schließlich unter Berücksichtigung der Breite der Schiebemuffe, d.h. der Distanz l_{SK-KK} zwischen den Mitten der zwei Steckverzahnungen Schiebemuffe–Synchronkörper und Schiebemuffe–Kupplungskörper:

$$F_{RY} = \frac{M_{zentrY}}{l_{SK-KK}} \quad (4.57)$$

$$F_{RZ} = \frac{M_{zentrZ}}{l_{SK-KK}} \quad (4.58)$$

Zusätzlich wirkt bei einer drehmomentbelasteten Schiebemuffen–Kupplungskörper–Verzahnung ein weiteres zentrierendes Moment auf die Schiebemuffe, das aus der Wirkung der Hinterschneidungen resultiert:

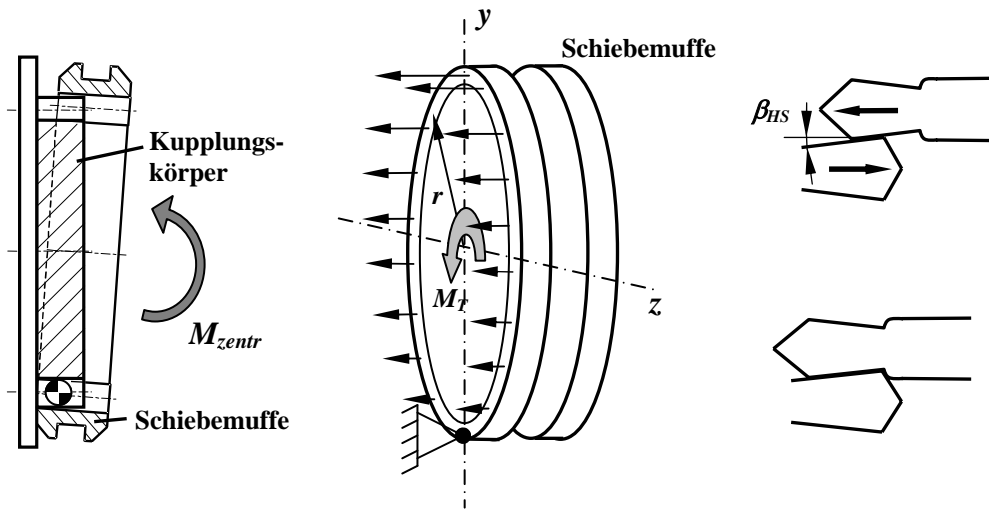


Bild 4.26 / auf die Schiebemuffe zentrierend wirkendes Moment M_{zentr} als Folge der Hinterschneidung β_{HS}

Dieses zentrierende Moment lässt sich wie folgt berechnen:

$$M_{zentrHS} = \sum_{i=1}^z F_{Ni} \cdot \tan \beta_{HS} \cdot (r + r \cdot \cos \varphi_i) \quad (4.59)$$

Die daraus resultierende Radialkraft auf der anderen Seite der Schaltverzahnung lautet:

$$F_{RHS} = \frac{M_{zentrHS}}{l_{SK-KK}} \quad (4.60)$$

Die Radialkräfte auf der anderen Seite der Schaltverzahnung zusammengefasst ergibt:

$$F_R = \sqrt{F_{RY}^2 + (F_{RZ} + F_{RHS})^2} \quad (4.61)$$

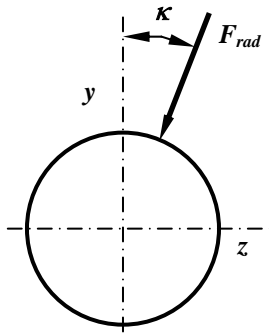


Bild 4.27 / Angriffswinkel κ der Radialkraft F_{rad}

Der Angriffswinkel κ der Radialkraft auf dem Umfang ist:

$$\kappa = \arctan \left(\frac{F_{RY}}{F_{RZ} + F_{RHS}} \right) \quad (4.62)$$

Damit sind alle notwendigen Werte zur Berechnung der Lastverteilung zu einem beliebigen Zeitpunkt, d.h. einer beliebigen Winkelstellung der Schaltverzahnung bestimmt.

4.3.5 Bestimmung der Axialkraft

In Kap. 4.3.2 bis 4.3.4 wurden die Grundlagen der Berechnung der Lastverteilung an einer Schaltverzahnung erläutert. Eine solche Berechnung ist jedoch nur für einen statischen Zustand, d.h. eine Winkelstellung der Schaltverzahnung, gültig. Um dennoch eine Aussage über das Verhalten einer sich drehenden Schaltverzahnung treffen zu können, d.h. die tatsächliche Axialkraft auf die Schiebemuffe bestimmen zu können, ist ein Vergleich der Lastverteilung in der Zone des Auseinanderlaufens der Zähne mit der Lastverteilung in der Zone des aufeinander Zulaufens der Zähne über eine ganze Umdrehung notwendig, damit eine Berücksichtigung der mitrotierenden Teilungsabweichungen gegeben ist. Theoretisch sind demzufolge die Lastverteilungen in allen Winkelstellungen zu ermitteln. Als praktikable und ausreichend genaue Methode hat sich die Berechnung einer der Zähnezahl entsprechenden Anzahl von Winkelstellungen erwiesen.

Die mittlere Differenz der aus den Zahnnormalkräften resultierenden Reibungskräfte in den zwei Zonen, über eine Umdrehung betrachtet, ergibt eine Kraft auf die Schiebemuffe in Axialrichtung.

$$F_{axial} = \left(\sum F_{N(haltend)} \cdot \mu \right) - \left(\sum F_{N(tremend)} \cdot \mu \right) \quad (4.63)$$

(Die Ermittlung des dazu benötigten Reibbeiwertes μ ist in Kap. 5.2.1 beschrieben)

Diese resultierende Axialkraft auf die Schiebemuffe ergibt sich aus der Addition der Axialkraft aus der Synchronkörper–Schiebemuffen–Verzahnung und der Axialkraft aus der Kupplungskörper–Schiebemuffen–Verzahnung. Diese resultierende Axialkraft ist dann mit der koppelnd wirkenden Kraft aus der Hinterschneidung zu vergleichen. Ein Gangspringfall liegt vor, wenn die Axialkraft

1. der Kraft aus der Hinterschneidung entgegenwirkt und
2. größer als die Kraft aus der Hinterschneidung ist.

Dieses Rechenmodell berücksichtigt keine eventuell vorhandenen äußeren Rastierkräfte. Des weiteren ist Konvergenz nur dann gesichert, wenn eine relativ große Lastverteilung über den Umfang der Verzahnungen vorliegt. In Extremfällen, bei nur einzelnen belasteten Zahnpaaren, erzielt man mit diesem Rechenablauf ggf. keine Konvergenz.

4.3.6 Zusammenfassung Rechenablauf

Um die Berechnungen so unkompliziert wie möglich und die Anzahl der benötigten Ausgangsdaten minimal zu halten, wurden bei mehreren Rechenschritten Vereinfachungen eingeführt. Diese Vereinfachungen wurden in den Kapiteln 4.3.2 bis 4.3.5 beschrieben und so ausgewählt, dass das Ergebnis nicht unzulässig stark verfälscht, sondern mit guter Genauigkeit wiedergegeben wird. Diese Vereinfachungen sind möglicherweise für Analysen im Rahmen von Haltbarkeitsberechnungen in Kombination so nicht vertretbar, aber hier ist der Einfluss auf das benötigte Ergebnis sehr gering und daher zulässig.

1. Für die Ermittlung der Belastung über die gemeinsame Zahnbreite eines Zahnpaars wird die Methode C2 nach DIN3990-T1 benutzt - es wird bei Flankenlinienabweichung zwischen den Flanken eines Zahnpaars ein linearer Belastungsverlauf angenommen, was bei dem hier betrachteten Fall eine Abweichung bei der ermittelten Größe des Rückstellmomentes, d.h. der selbstzentrierenden Wirkung der ausgelenkten Synchronkörper-Schiebemuffen- bzw. der ausgelenkten Kupplungskörper-Schiebemuffen-Verzahnung ergibt.
2. Die Schiebemuffe wird, mit Ausnahme der eigentlichen Zähne der Innenverzahnung sowie deren Einspannstellen, als starr betrachtet - dies führt zu geringen Abweichungen bei den errechneten Verteilungen der Last über den Umfang der Synchronkörper-Schiebemuffen- und der Kupplungskörper-Schiebemuffen-Verzahnung.
3. Für die Ermittlung der Reibkräfte durch aufeinander gleitende Zahnflanken wird ein konstanter Reibbeiwert μ angenommen - dies beeinflusst die errechnete Größe der resultierenden Axialkraft auf die Schiebemuffe.

Des Weiteren wurden bestimmte Einflussgrößen auf die in Kapitel 4.3.2 bis 4.3.5 beschriebenen Analysen ausgeklammert. Diese Einflüsse reduzieren entweder die Gefahr des Auftretens von Gangsprüngen (im Rahmen dieser Arbeit soll der für das Auftreten von Gangsprüngen gefährlichere Fall Gegenstand der Untersuchung sein) oder deren Einbeziehung erfordert eine im Vergleich zu deren Einfluss überproportionale Erweiterung der Rechnung sowie der dafür benötigten Ausgangsdaten.

Für weitergehende Untersuchungen sollten diese Größen jedoch Berücksichtigung finden, da sie den Einsatzbereich der hier entwickelten Methode erweitern.

1. Ein zusätzlicher Kippwinkel des Losrades relativ zum Synchronkörper hat einen im Rahmen der Versuche (s. Kap. 5.2.4) festgestellten Einfluss auf die Gangspringneigung. Dieser Anteil wird rechentechnisch bisher noch nicht erfasst. Die Richtung der relativen Verkippung ist entscheidend, ob die Gefahr des Auftretens von Gangspringen vergrößert oder reduziert wird (s. Bild 5.14). Für die Einbeziehung dieses Punktes sind zusätzliche Kenntnisse über die Geometrie:

- des Losradgrundkörpers,
- der am Losrad angearbeiteten Laufverzahnung,
- der Wellen sowie
- eventuell vorhandener Wellenabsätze

erforderlich. Welche Schiefstellung des betrachteten Losrades sich in welcher Größe einstellt, muss für die jeweils vorliegende Geometrie separat ermittelt werden.

Denkbar ist ein Fall, bei dem die Breite der Losradlagerung (der Losradgrundkörper) die mögliche Schiefstellung begrenzt, in einem anderen Fall wird die mögliche Schiefstellung durch einen Wellenabsatz und einen aufgepressten Lagerinnenring vorgegeben.

2. Teilungsabweichungen werden zugelassen und berücksichtigt, allerdings setzt das Rechenverfahren Grenzen für die verarbeitbare Größe der Teilungsabweichung - das hier angewandte Rechenverfahren zur Ermittlung der Verteilung der Last über den Umfang der Synchronkörper-Schiebemuffen- und der Kupplungskörper-Schiebemuffen-Verzahnung zeigt nur bei relativ gleichmäßiger Verteilung ein zufriedenstellendes Konvergenzverhalten. Extreme Teilungsabweichungen mit extremer Konzentration der Last an einer Stelle des Umfanges können bei den Iterationen zu Konvergenzproblemen führen. Jedoch ist der für das Auftreten von Gangspringen kritischere Fall die möglichst gleichmäßige Verteilung der Last über einen Großteil des Umfanges.

3. Radiale Versätze zwischen den Mitten von Innen- und Außenverzahnung werden bisher rechentechnisch nicht erfasst. Solche Mittenversätze treten bei flankenzentrierten Steckverzahnungen im Zusammenhang mit Teilungsabweichungen auf. Der Versatz der Innen- zur Außenverzahnung vergrößert sich so lange, bis zwischen beiden Verzahnungspartnern eine statisch bestimmte Anlage vorliegt. Dadurch wiederum reduziert sich die aus den Teilungsabweichungen resultierende Lastkonzentration an einer Stelle des Umfanges der betrachteten Synchronkörper–Schiebemuffen– oder der Kupplungskörper–Schiebemuffen–Verzahnung und es erfolgt eine Drehmomentübertragung über mehrere Bereiche des Umfanges. Es wird ein Schlagen oder Taumeln des geführten Verzahnungspartners auftreten und durch die nun wieder gleichmäßigere Verteilung der Last über den Umfang der Steckverzahnung nimmt die Gangspringneigung wieder zu.

Bei durchmesserzentrierten Steckverzahnungen werden solche radialen Verlagerungen durch das Spiel der Durchmesserzentrierung begrenzt und es erfolgt eine Konzentration der zu übertragenden Last im Bereich des am weitesten vorstehenden Zahnpaares (vgl. Bild 4.2). Diese Konstellation erlaubt auch eine Übertragung des Drehmomentes durch nur einen Bereich des Umfanges der Steckverzahnung.

Für die Berücksichtigung solcher radialen Verlagerungen bei flankenzentrierten Steckverzahnungen mit größeren Teilungsabweichungen ist die Kenntnis einer Reihe von weiteren Geometriedaten notwendig. Diese zusätzlichen Angaben sind von der gewählten Ausführung der Schaltverzahnung abhängig und müssen für jede Konstruktion neu zusammengestellt und ausgewertet werden.

Die in Kapitel 5 beschriebenen Versuche zur Überprüfung des theoretischen Ansatzes erfolgten an einer Verzahnungspaarung (Tab. 5.2) mit Durchmesserzentrierung zwischen Synchronkörper und Schiebemuffe.

Zusammenfassend stellt Bild 4.28 den in den vorangegangenen Kapiteln 4.3.2 bis 4.3.5 beschriebenen Rechenablauf noch einmal grafisch dar:

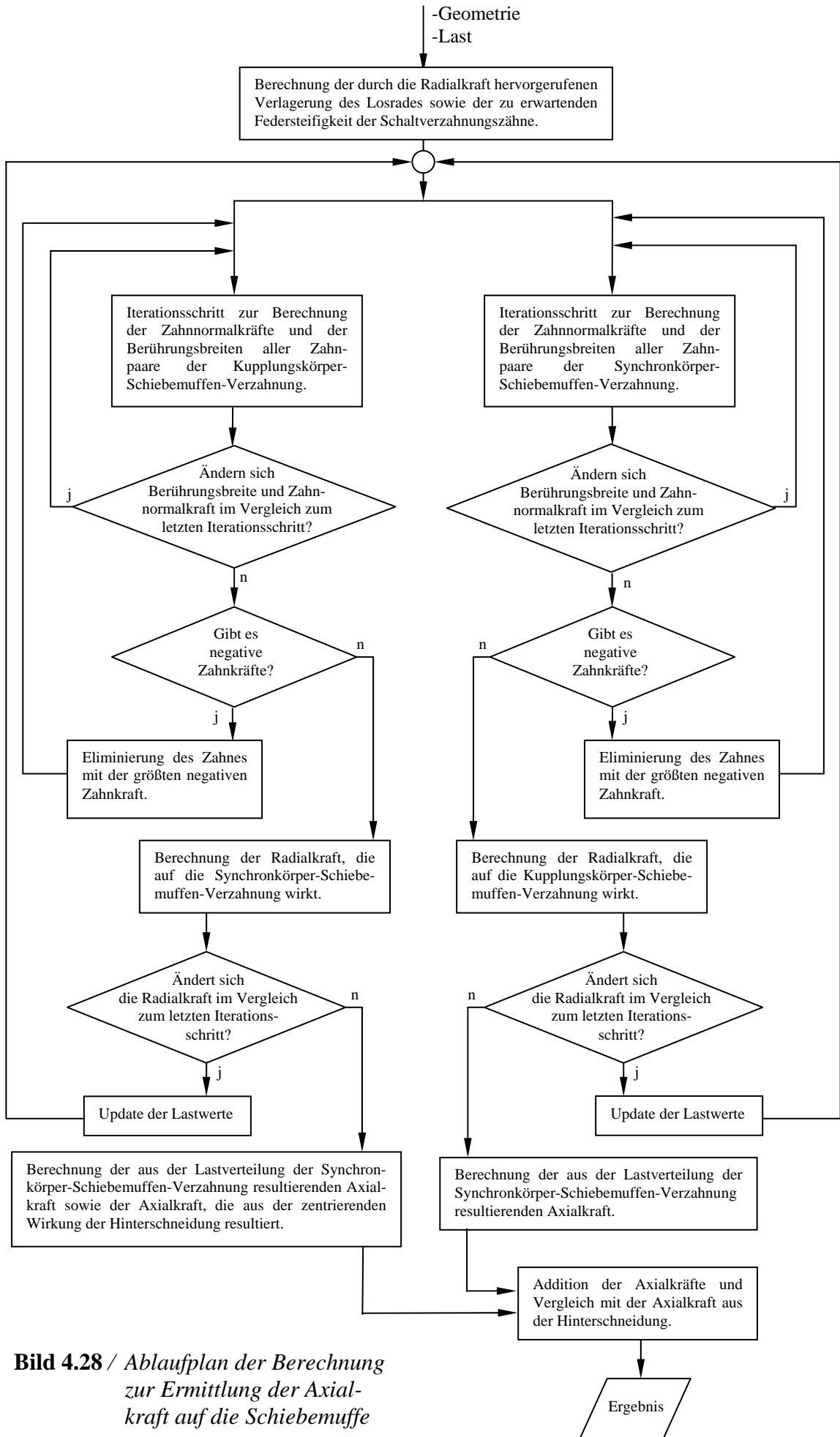


Bild 4.28 / Ablaufplan der Berechnung zur Ermittlung der Axialkraft auf die Schiebemuffe

5 Experimentelle Untersuchungen

5.1 Allgemeines

Die unter 4. vorgestellte Theorie zur Entstehung von Gangsprüngen zeigt einen konkreten Weg zur Berechnung der zu erwartenden, Gangsprüngen verursachenden Axialkraft auf. Nun ist mit Hilfe von Versuchen zu überprüfen, dass tatsächlich die dort genannten Mittenversätze ausschlaggebend für ein Wandern der Schiebemuffe sind und andere Faktoren, wie z.B. Drehschwingungen (vgl. Kap. 3.3.2 / 13. [3/4]), nicht als Ursache für Gangsprüngen in Betracht kommen. Es ist auch zu zeigen, dass die berechneten Werte mit den in der Praxis auftretenden Werten übereinstimmen. Dazu wurden die im Folgenden näher erläuterten Versuche durchgeführt.

5.2 Versuche zur Analyse des Problems

5.2.1 Reibbeiwertermittlung

Ein wichtiger Bestandteil der Betrachtung der Gangsprüngen beeinflussenden Kräfte ist die Kenntnis des Reibbeiwertes zwischen den Zähnen der Schaltverzahnungsteile.

$$F_{Reib} = \mu \cdot F_N \quad (5.1)$$

Prinzipiell können bei bekannten Zahnnormalkräften F_N die auftretenden Reibkräfte F_{Reib} durch das Coulombsche Reibgesetz (5.1) ermittelt werden. Allerdings muss man dabei beachten, dass der Reibbeiwert μ keine Konstante ist, sondern von verschiedenen Faktoren abhängt, d.h. an jedem Zahn und in jeder Winkelstellung einen anderen Wert annehmen kann. So wird der Reibbeiwert μ nicht nur durch die Materialpaarung und die Viskosität des Öles, einer temperatur- und druckabhängigen Größe, beeinflusst, sondern vor allem durch die von den Geometrie- und Lastverhältnissen abhängige Art der Reibung.

BÜNDER hat in [1/7] experimentell nachgewiesen, dass bei der Rotation von Zahnkupplungen mit gekrümmter Flankenlinie überwiegend ein geschlossener Schmierfilm vorhanden ist (Flüssigkeitsreibung). Hierbei ließ der direkte Kontakt zweier Zähne einen elektrischen Strom fließen, was nur in den Umkehrpunkten der Neigungsstellungen der Zähne (Mischreibung) der Fall war. Der sonst vorhandene geschlossene Schmierfilm unterbrach den Stromfluss. Im Gegensatz dazu stellt HEINZ [1/13] in seinen Betrachtungen zu Zahnkupplungen mit gekrümmter Flankenlinie fest, dass die überwiegend auftretende Reibungsart die Mischreibung mit Reibbeiwerten von $\mu = 0,01$ bis $0,1$

ist und dass bei sehr kleinen Winkeln zwischen den Mittennachsen von Außen- und Innenverzahnung (kleiner $0,05^\circ$) die Gefahr des Auftretens von Grenzreibung mit Reibbeiwerten bis $\mu = 0,3$ stark zunimmt.

Da die Geometrie der Zähne von Schaltverzahnungen in Kraftfahrzeugschaltgetrieben aber von der der in [1/13] und [1/7] betrachteten Zahnkupplungen abweicht, ist eine einfache Übertragung der Ergebnisse ohne Verifizierung nicht ratsam. Da die bombierten und zueinander verkippten Zähne einer Zahnkupplung unter Last eine gleichmäßigere Pressungsverteilung ergeben als die mit geraden Flanken ausgestatteten und zueinander verkippten Zähne einer Schaltverzahnung ist zu erwarten, dass die Reibungsverhältnisse in Schaltverzahnungen ungünstiger ausfallen als die in Zahnkupplungen.

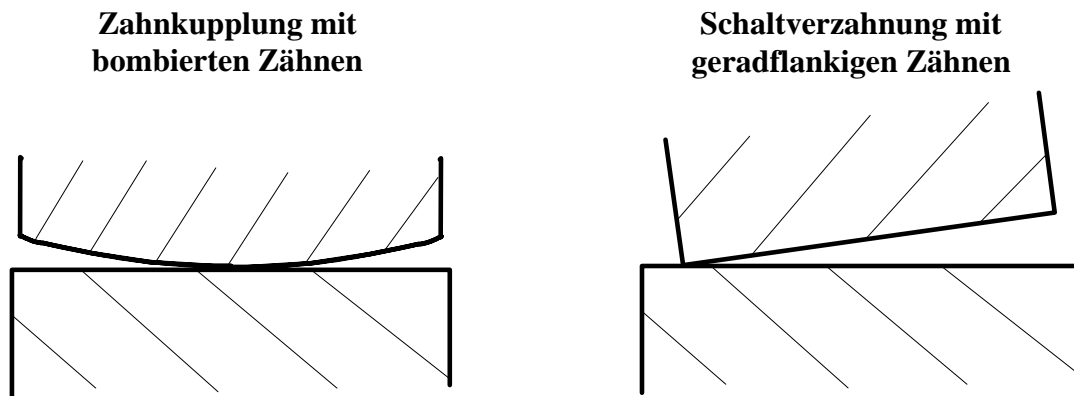


Bild 5.1 / Berührung zwischen den Zähnen von Zahnkupplungen und Schaltverzahnungen

Die sehr aufwändig und sorgfältig durchgeführten Analysen von HEINZ [1/13] für bombierte Zahnkupplungen ergeben in Abhängigkeit einer Vielzahl von Parametern lediglich einen „Reibbeiwertebereich“. Dieser Bereich kann in der in Bild 5.2 grafisch dargestellten Spanne zwischen $\mu = 0,01$ und $0,3$ liegen.

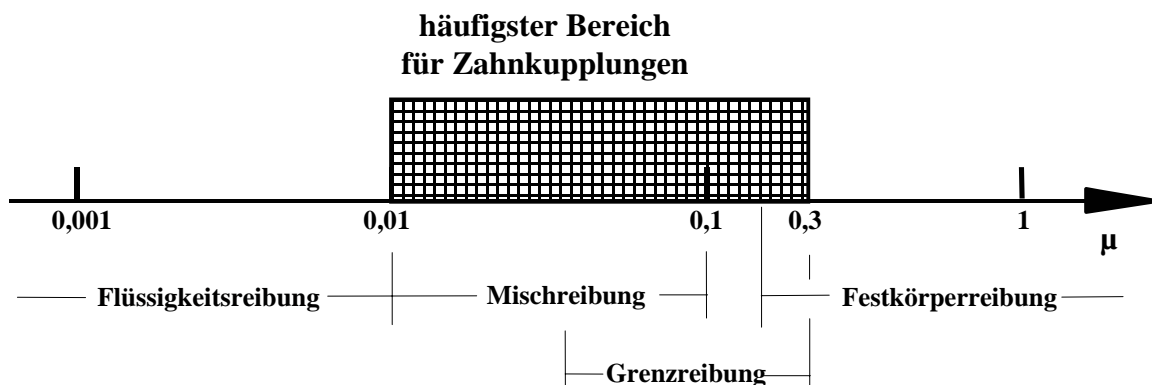


Bild 5.2 / typische Reibbeiwerte beim Betrieb von Zahnkupplungen mit bombierten Zahnflanken nach HEINZ [1/13]

Es wurde deshalb als nützlich erachtet, ergänzend zu den theoretischen Annahmen einen Schwing-Reib-Versuch durchzuführen. Dabei wurde angestrebt, die geometrischen und die Lastparameter analog den in einer Schaltverzahnung auftretenden zu wählen. Trotzdem wird diese Messung aufgrund der vielen Parameter, die Einfluss auf die Reibung haben, sowie aufgrund des schwankenden Reibbeiwertes bei Umlauf der Schaltverzahnung fehlerbehaftet sein. Zur Eingrenzung des Reibbeiwertebereiches bzw. zur Erlangung eines Überblickes über den an der ausgewählten Versuchsverzahnung vorliegenden Reibungszustand ist ein solcher Test aber ausreichend.

Zur Versuchsdurchführung wurde ein SRV-Gerät der Firma OPTIMOL verwendet. Diese Prüfeinrichtung ermittelt den Reibbeiwert einer aus zwei Prüflingen bestehenden Reibpaarung. Dazu sind eine Schwingamplitude und eine Normalkraft zu definieren sowie bestimmte Umgebungseinflüsse (Schmierung und Temperatur) einzustellen. Allerdings benötigt diese Prüfeinrichtung Prüfkörper mit speziellen Abmessungen und Formen.

Zur Herstellung geeigneter Prüfkörper wurde zuerst eine Messung der Oberflächenrauheiten an den Zahnflanken der Teile der Versuchsverzahnung (s. Tabelle 5.2) durchgeführt. Dabei wurde sowohl in Zahnbreitenrichtung (Bearbeitungsrichtung bei Kupplungskörper und Schiebemuffe), also in der Richtung, in der sich die Teile relativ zueinander bewegen, als auch evolvierend in Zahnhöhenrichtung (also für Kupplungskörper und Schiebemuffe quer zur Bearbeitungsrichtung, wie nach DIN EN ISO 4288 [2/5] verlangt) gemessen. Folgende Rauheitswerte R_z wurden ermittelt:

Tabelle 5.1 / R_z -Werte an den Zähnen der Versuchsverzahnung:

	Synchronkörper	Kupplungskörper	Schiebemuffe
Zahnhöhenrichtung	5,2 μm	2,5 μm	3,0 μm
Zahnbreitenrichtung	7,2 μm	1,4 μm	2,7 μm

Es ist zu erkennen, dass die Rauheitswerte der spanend bearbeiteten Werkstücke Kupplungskörper und Schiebemuffe quer zur Bearbeitungsrichtung höher liegen. Bei der Schiebemuffe allerdings mit geringerer Differenz, da hier im Anschluss an die spanende Herstellung der Zähne die Hinterschneidungen (an denen gemessen wurde) mit einem Walzwerkzeug erzeugt wurden. Die Rauheitsmessung am Synchronkörper, bei der Versuchsverzahnung als Sinterteil ausgeführt, ergibt aufgrund der an der Oberfläche

vorhandenen Poren einen deutlich höheren R_z -Wert. Dabei muss aber in Betracht gezogen werden, dass Sinterwerkstoffe mit ihren plateauartigen Oberflächen üblicherweise hervorragende Gleiteigenschaften aufweisen [1/9].

Als Substitut für die zwei Naben der Schaltverzahnung (Kupplungskörper und Synchronkörper) wurden aus identischem Material Scheiben von 20 mm Durchmesser und 5 mm Dicke mit entsprechender Oberflächenrauheit (Abweichung maximal $1,0 \mu\text{m}$) und Härte angefertigt. Die Bearbeitungsrichtungen wurden im Prüfgerät so ausgerichtet, dass sie die in einer Schaltverzahnung vorliegende Bewegungsrichtung simulierten. Zur Erzeugung der



Bild 5.3 / *Prüfkörper zur Reibbeiwertmessung mit einem SRV-Gerät*

anfänglich zu erwartenden Linienberührung wurden Zahnsegmente aus einer Schiebemuffe herausgetrennt und auf eine sich selbst ausrichtende Trägerplatte aufgebracht (Bild 5.3).

Da in einer Schaltverzahnung die Hauptrelativbewegung der Zahnflanken von Nabe und Hülse zueinander während des Verlaufs einer Umdrehung stattfindet (überlagert von anderweitig angeregten

Bewegungen mit einer anderen Frequenz, z.B. die Anregung durch die Zahneingriffsfrequenz der Laufverzahnung des Losrades) wurde eine Schwingfrequenz von 50 Hz

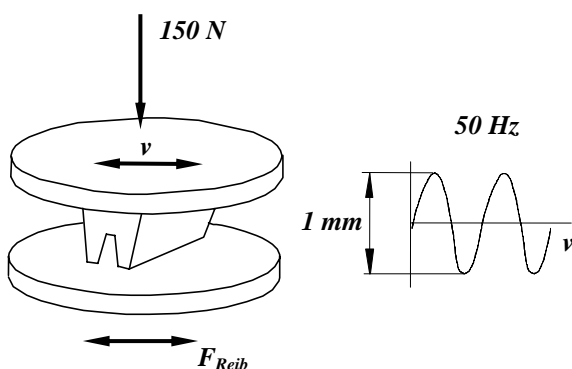


Bild 5.4 / *Parameter der Reibbeiwertmessung*

gewählt. Dies entspricht einer Drehzahl der Schaltverzahnung von 3000 min^{-1} . Als Belastungskraft wurden 150 N appliziert. Dies würde überschlägig für eine Verzahnung nach Tabelle 5.2, bei Übertragung der Last durch 30 Zahnpaare (durch Aussparungen und Teilungsabweichungen tragen nicht alle 48 Zahnpaare), eine Drehmomentbelastung der

Kupplung von 198 Nm bedeuten. Auch dies ist ein realistischer Wert für eine Kraftfahrzeugschaltverzahnung. Als Ergebnis der Versuche, die mit 1mm Schwingweite, unter Öl und bei Raumtemperatur durchgeführt wurden, konnte für die Paarung Kupplungskörperwerkstoff-Schiebemuffenwerkstoff ein Reibbeiwert von $\mu = 0,09$ und für die

Paarung Synchronkörperwerkstoff–Schiebemuffenwerkstoff ein Reibbeiwert von $\mu = 0,08$ ermittelt werden. Dies liegt im von HEINZ in [1/13] angegebenen Bereich und bestätigt auch die Aussage, dass Zahnkupplungen bei kleinen Auslenkungen, wie sie in Schaltverzahnungen vorliegen, im Grenzreibungsbereich (s. Bild 5.2) laufen können. Bei weiteren vertiefenden Versuchen dürfte sich die Schwingfrequenz, also das Äquivalent zur Drehzahl n der Schaltverzahnung, als Haupteinflussfaktor für die Reibung herausstellen. Hier sind weitere Versuche erforderlich. Unter Berücksichtigung der bisher bekannten Ergebnisse erscheint bei Schaltverzahnungen ein Reibbeiwertebereich von $\mu = 0,05$ bis $0,12$ als realistisch.

5.2.2 Versuche mit Getrieben im Fahrzeug

Ein durch einen sich selbsttätig entkoppelnden 3. Gang auffälliges Getriebe wurde nacheinander in zwei Fahrzeuge mit unterschiedlichen Motorisierungen eingebaut. Im ersten Fall handelte es sich um einen 4-Zylinder-Dieselantrieb mit Turboaufladung und im zweiten Fall um einen 6-Zylinder-Benzinmotor. Zwei Antriebsquellen mit einem ähnlichen maximalen Drehmoment aber mit sehr unterschiedlicher Schwingungsanregung. Die Schaltverzahnung des 3. Ganges dieses Getriebes, mit folgenden Daten:

Tabelle 5.2 / Daten der Versuchsverzahnung

	Synchronkörper	Schiebemuffe	Kupplungskörper
Zähnezahl	48	48	48
Modul	1,85 mm	1,85 mm	1,85 mm
Eingriffswinkel	30°	30°	30°
Teilkreisdurchmesser	88,8 mm	88,8 mm	88,8 mm
Grundkreisdurchmesser	76,9 mm	76,9 mm	76,9 mm
Fußkreisdurchmesser	87,1 mm	91,8 mm	87,1 mm
Kopfkreisdurchmesser	91,4 mm	88,0 mm	91,0 mm
Profilverschiebung	0,4062 mm	0,4711 mm	0,3845 mm
Hinterschnitt	-	4°	4,5°
Breite	22 mm	20,5 mm	5 mm

wurde auch als Versuchsverzahnung für die in den nächsten Abschnitten erläuterten Experimente verwandt. Ergänzend sei auch gesagt, dass das Sollmaß des Bohrungsdurch-

messers des Losrades $51^{+0,021}_{+0,005}$ mm, das des Außendurchmessers der Welle an dieser Stelle $45^{+0}_{-0,016}$ mm und das des Durchmessers der Nadeln des Losradlagers 2,997 mm betrug.

Bei Probefahrten mit beiden Fahrzeugen trat Gangspringen beim Beschleunigen im 3. Gang auf. Allerdings nicht immer und, da das Drehmoment nur durch die Gaspedalstellung zu beurteilen war, bei hoher, aber nicht genau bekannter Belastung. Da Gangspringen aber bei beiden Fahrzeugen auftrat, kann keine eindeutige Zuordnung zu den Eigenschaften des Torsionsschwingsystems Antriebsstrang getroffen werden.

5.2.3 Prüfstandsversuche an Getrieben

5.2.3.1 Belastungs- und Schaltstellungsversuche

Um nun Erkenntnisse darüber zu erhalten, bei welcher Belastung und bei welcher Drehzahl Gangspringen auftritt, wurde das zu den Versuchen im Fahrzeug verwendete Getriebe mit Hilfe einer Prüfeinrichtung weitergehend untersucht. Es wurde ein Prüfstand mit elektrischem Antrieb, also annähernd gleichförmiger Drehmomenteinleitung, und stufenlos einstellbarer Eingangsdrehzahl benutzt. Als Belastung waren am Abtrieb zwei Elektromotoren zuschaltbar, eine Bremsbelastung am Abtrieb entsprach Zugbetrieb, eine Antriebsleistung am Abtrieb entsprach Schubbetrieb. Es wurden mehrere Versuchsreihen durchgeführt, jeweils mit einer Ausgangsbedingung variiert (Drehzahl, Drehmoment, Drehrichtung, Lastrichtung, Übersetzung bzw. Gang). Dies geschah im Hinblick darauf, eine Konstellation von Drehmoment und Drehzahl zu finden, bei der Gangspringen bevorzugt auftritt. Hierbei wurde festgestellt bzw. noch einmal bestätigt, dass Gangspringen im 3. Gang bei diesem Getriebe nur bei Zugbelastung auftritt. Und zwar über das gesamte untere Drehzahlband (100 min^{-1} - ca. 2000 min^{-1}) sowie bei mittleren bis hohen Beanspruchungen. Es traten aber auch Prüfläufe auf, bei denen unter identischen Bedingungen, nach erfolgtem Gangspringen und neu eingelegtem Gang, kein weiteres selbsttätiges Entkoppeln auftrat.

Ein am Abtrieb bremsend wirkendes Moment, welches auf die Antriebswelle bezogen 60 Nm betrug sowie eine Drehzahl von 300 min^{-1} erwiesen sich für das Analysieren von Gangspringen als günstige Werte. Da bei dieser Zugbelastung der Lastschlag im Moment der Entkopplung nicht zu stark ausfällt und bei dieser Drehzahl eine ausreichend große

Zeitspanne zwischen Start und Entkopplung (zwischen 20 und 25 Sekunden) zur Beobachtung des Gangspringens verbleibt, wurden diese Last- und Drehzahlwerte für die weitergehenden, im Anschluss beschriebenen Versuche eingestellt.

Im folgenden Versuch sollte ein Einfluss der zufälligen Schaltstellung nachgewiesen werden. Dazu wurden zwei Fenster im Bereich des 3. Ganges in das Getriebegehäuse eingebracht und damit zwangsweise auch die Schmierung von Getriebeöl auf beim Einbau gefettete Teile umgestellt. Durch diese Öffnungen und entsprechende Markierungen auf Schiebemuffe und Kupplungskörper wurde sichergestellt, dass bei jedem Versuchsdurchgang die beiden Teile Kupplungskörper und Schiebemuffe in die gleiche Stellung (bzw. vorsätzlich in eine andere Schaltstellung) geschaltet werden konnten.

Bei den Versuchen mit oben beschriebener Belastung in allen 48 möglichen Schaltpositionen war ein Bereich zu erkennen, in dem der Gang nicht springt sowie ein Bereich, in dem der Gang springt. Allerdings nur, wenn die Schaltverzahnung mit einer geringen Menge Schmiermittel (Fett) versehen war. Es war auch zu erkennen, dass Gangspringen in den unterschiedlichen Schaltpositionen mit unterschiedlicher Intensität ablief, d.h. unterschiedlich schnell sowie mit unterschiedlicher Axialkraft auf die Schiebemuffe.

Die anschließende Ermittlung der Teilungsabweichungen ergab gegenüber den anderen Teilen der gleichen als auch gegenüber den Teilen anderer Geometrie einen vergleichsweise guten Verlauf der um die Exzentrizität korrigierten Teilungs-Summenabweichung.

- Es betrug die maximale Teilungs-Summenabweichung (um den Einfluss der Exzentrizität korrigiert) einer Zugflanke des Kupplungskörpers: $F_p = 32 \mu\text{m}$

und

- die maximale Teilungs-Summenabweichung (um den Einfluss der Exzentrizität korrigiert) einer Zugflanke der Schiebemuffe: $F_p = 19,5 \mu\text{m}$.

Die Vermessung von Wellen-, Nadel- und Losradbohrungsdurchmesser ergab dagegen eine an der oberen Toleranzgrenze liegende Lagerluft von $S = 42 \mu\text{m}$. Daraufhin wurden mit dem gleichen Satz Teile (Welle, Losrad mit Kupplungskörper, Schiebemuffe und Synchronkörper) weitere Versuche durchgeführt, bei welchen durch Nadeln mit vergrößertem Durchmesser die Lagerluft stufenweise in $4 \mu\text{m}$ -Schritten von $42 \mu\text{m}$ auf $30 \mu\text{m}$ reduziert wurde. Bei Versuchsläufen in allen 48 möglichen Schaltpositionen war zu erkennen, dass ab einer Lagerluft von $S \leq 38 \mu\text{m}$ (mit diesen Verzahnungen in diesem Getriebe) kein Gangspringen mehr auftrat.

5.2.3.2 Analyse der Bewegung der Teile bei Drehung unter Last

Das Ziel dieser Versuche war es, die Bewegungen von Schiebemuffe und Losrad im Verlauf des Gangspringens zu analysieren. Im Mittelpunkt standen hierbei die Verkippungen. Hierfür wurden in das auch für die in 5.2.2 beschriebenen Versuche verwendete Getriebe zusätzlich sechs induktive HBM-Wegaufnehmer eingebaut. Drei Wegaufnehmer für die axiale Antastung der Schiebemuffe und drei für die axiale Antastung des Bauteiles Losrad mit Kupplungskörper, um deren Bewegungen eindeutig beschreiben zu können,

Diese Wegaufnehmer wurden für das Losrad auf einem Durchmesser von 62 mm um dessen Drehachse installiert und für die Schiebemuffe auf einem Durchmesser von 97,5 mm (siehe Bilder 5.5 und 5.6). Der Winkel zwischen den Aufnehmern betrug jeweils 120° . Der „Wegaufnehmer Losrad unten“ war 50° vor der gedachten Verbindungslinie der beiden Wellen angeordnet und der „Wegaufnehmer Schiebemuffe unten“ 40° vor der gedachten Verbindungslinie. Damit wurden für beide Bauteile drei Messwerte ermittelt, mit denen die Position von Losrad und Schiebemuffe im Koordinatensystem eindeutig bestimmt war. Es konnte also zu jedem Messzeitpunkt festgestellt werden, in welcher Lage sich die beiden Bauteile zueinander befinden.

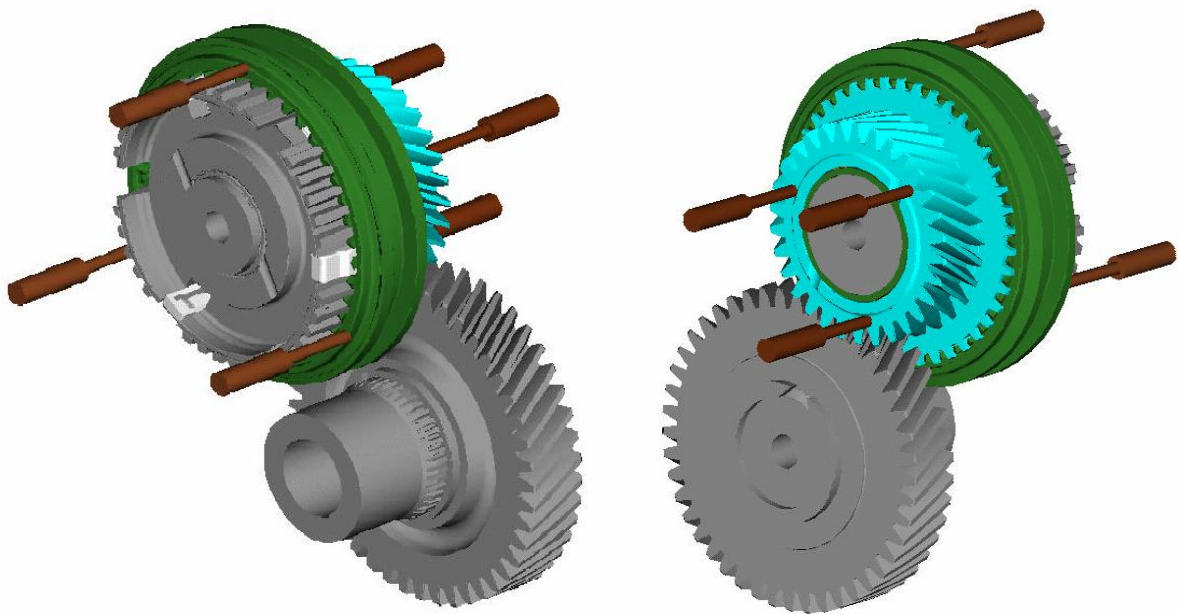


Bild 5.5 / *Wegaufnehmer zur Antastung von Schiebemuffe und Losrad im Getriebe*

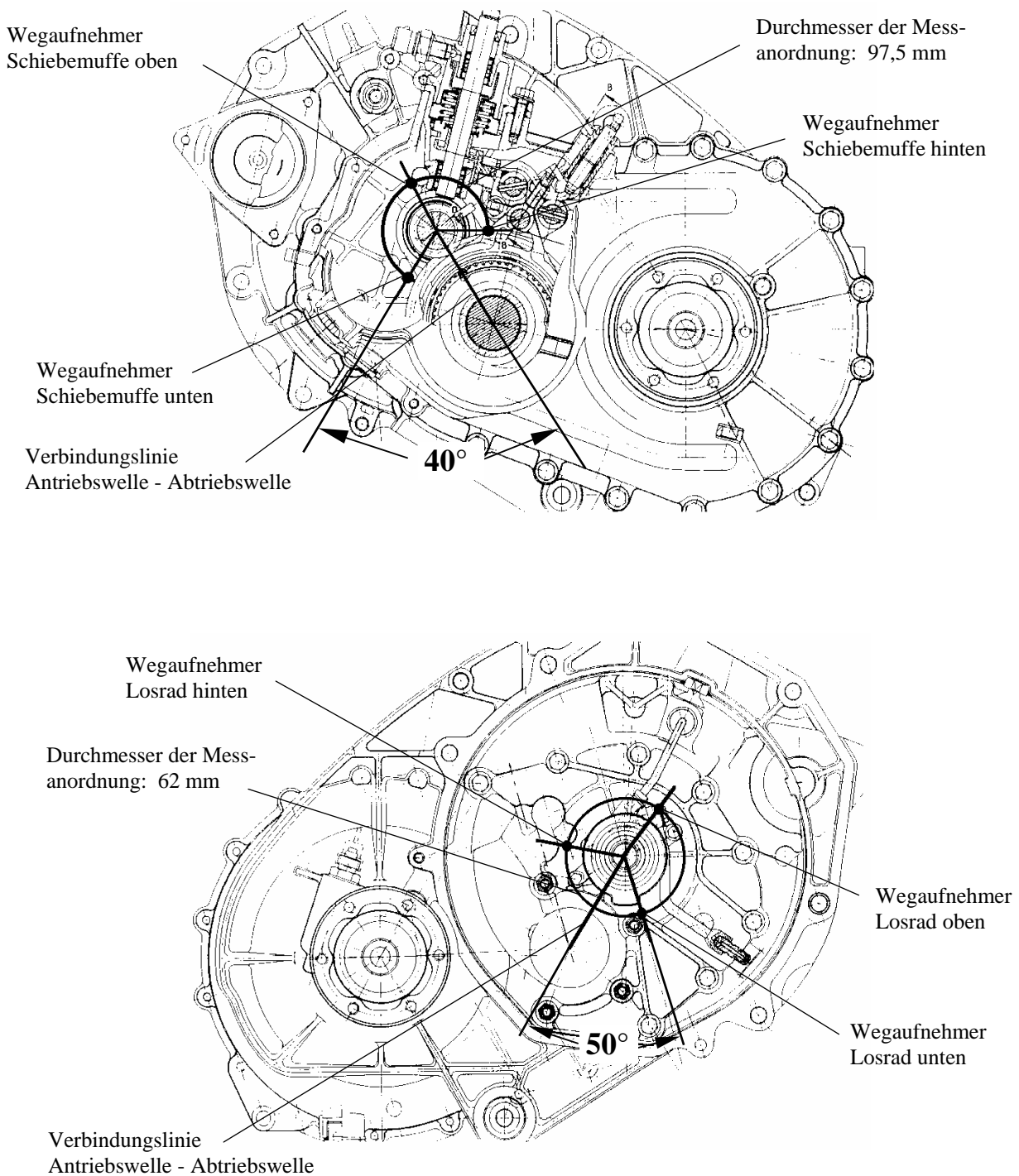


Bild 5.6 / Übersicht über die Lage der Wegaufnehmer im Getriebe zur Ermittlung der axialen Bewegungen der Schiebemuffe und des Losrades

Zusätzlich zu den Wegaufnehmern wurden zwei induktive Drehzahlsensoren eingebaut. Einer ermittelte die Drehzahl an der Laufverzahnung des Losrades des 3. Gangs, der andere die Drehzahl an einer eigens dafür in die Schiebemuffe eingebrachten Verzahnung.

Auswertung:

Die drei Werte für die Axialposition des Bauteils wurden in eine Verschiebung entlang der x-Achse (bezogen auf den Mittelpunkt der Antastfläche) und die zwei möglichen Verkippungen um die y- und z-Achse umgerechnet:

1. Randbedingungen :

Es wird ein Koordinatensystem (s. Bild 4.1 und 5.5) eingeführt. Durch die bekannte Lage der Wegaufnehmer im Messaufbau ist durch dieses Koordinatensystem für jeden der 6 Wegaufnehmer ein fester y- und ein fester z-Wert definiert. Der x-Wert ergibt sich, indem man zu einem festen x_0 -Wert (S_{ix}) einen durch die Wegmessung bestimmten variablen x-Wert (s_i) addiert.

Bei dieser Auswertung wird also vorausgesetzt:

- ein Koordinatensystem nach Bild 4.1,
- dass alle Sensoren ortsfest sitzen,
- dass die Sensoren nur x-Werte messen

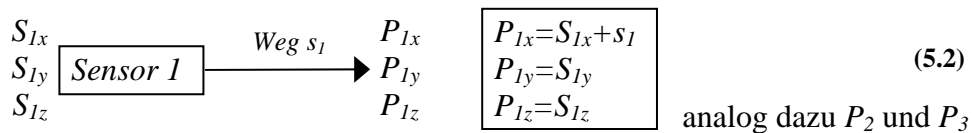
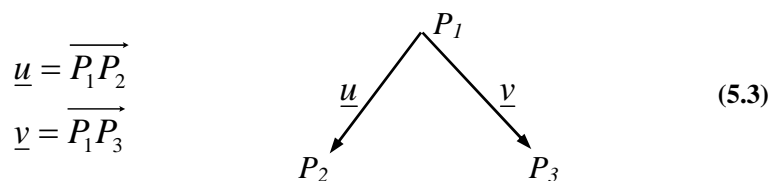


Bild 5.7 / *Koordinaten eines Wegaufnehmers und Koordinaten eines angetasteten Punktes*

2. Richtungsvektoren \underline{u} und \underline{v} :

Die drei Punkte P_1 , P_2 und P_3 für das jeweilige Bauteil können durch zwei Vektoren \underline{u} und \underline{v} beschrieben werden, welche eine Ebene, die auf der Oberfläche des entsprechenden Bauteils liegt, aufspannen.



3. Normalenvektor \underline{n} :

Diese Ebene lässt sich durch einen auf ihr liegenden Punkt P und ihren Normalenvektor \underline{n} , der folgendermaßen gebildet wird, darstellen:

$$\underline{n} = \underline{u} \times \underline{v}$$

$$\underline{n} := \begin{pmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{pmatrix}$$

$$n_x = u_y \cdot v_z - u_z \cdot v_y$$

$$n_y = u_z \cdot v_x - u_x \cdot v_z$$

$$n_z = u_x \cdot v_y - u_y \cdot v_x$$

(5.4)

4. Ebene A:

Die Ebene A (definiert durch einen Punkt P und einen Normalenvektor \underline{n}) beschreibt die Lage der angetasteten Bauteiloberfläche im Koordinatensystem.

$$\text{Ebene A: } -p = P(x, y, z) \cdot \underline{n} \quad (\text{Hesseform})$$

$$-p = x \cdot n_x + y \cdot n_y + z \cdot n_z$$

(5.5)

$$-p = (\underline{P}_1 \cdot \underline{n}) = x_{P_1} \cdot n_x + y_{P_1} \cdot n_y + z_{P_1} \cdot n_z$$

5. Mittelpunkt des Bauteiles:

Eine Radialbewegung von Losrad oder Schiebemuffe wird bei diesen Betrachtungen vernachlässigt. In dieser Berechnung wird ausschließlich die Translationsbewegung entlang der Drehachse (hier als x-Achse definiert) berücksichtigt. Der Mittelpunkt des Bauteils ist also immer der Punkt, in dem die x-Achse die Ebene schneidet.

Ein Vektor \underline{x} , welcher auf der x-Achse liegt, kann

durch folgende Gleichung beschrieben werden:

$$\underline{x} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \lambda \cdot \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (5.6)$$

$$\underline{x} = P_G + \lambda \cdot R_G$$

P_G entspricht dabei dem Aufhängungs- bzw. Startpunkt des Vektors \underline{x} und R_G dem Endpunkt (und legt damit die Richtung fest). Der Wert λ verschiebt den Endpunkt und bestimmt damit die Länge des Vektors \underline{x} . λ muss so festgelegt werden, dass $\lambda \cdot R_G$ nicht nur der Endpunkt des Vektors \underline{x} ist (also auf der x-Achse liegt), sondern auch auf der Ebene A liegt. Dann ist $\lambda \cdot R_G$ zugleich auch der Mittelpunkt des Bauteiles. Dazu ist $\lambda \cdot R_G$ in die Ebenengleichung einzusetzen.

$$-p = P \cdot \underline{n} \quad (5.7)$$

$$-p = (\lambda \cdot R_G) \cdot \underline{n}$$

Daraus kann λ bestimmt werden:

$$\lambda = \frac{-P}{R_G \cdot \underline{n}}$$

$$\lambda = \frac{-p}{R_{Gx} \cdot n_x + R_{Gy} \cdot n_y + R_{Gz} \cdot n_z} = \frac{-p}{1 \cdot n_x + 0 \cdot n_y + 0 \cdot n_z} \quad (5.8)$$

$$\lambda = \frac{-p}{n_x}$$

Der Mittelpunkt der Schiebemuffe M_{SM} oder des Losrades M_{LR} lässt sich nun unter Verwendung von (5.2) bis (5.8) bestimmen:

$$\lambda \cdot R_G = M_{SM/LR} = \begin{pmatrix} -p \\ n_x \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -p/n_x \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (5.9)$$

6. Verkippungen ζ der Bauteilebenen um die y- und z-Achse:

$$\begin{aligned}\tan \zeta_y &= \frac{n_z}{n_x} \\ \zeta_y &= \arctan\left(\frac{n_z}{n_x}\right) \\ \tan \zeta_z &= \frac{n_x}{n_y} \\ \zeta_z &= \arctan\left(\frac{n_x}{n_y}\right)\end{aligned}\tag{5.10}$$

Die in dieser Form ausgewerteten Messdaten ließen erkennen, dass die zwei gemessenen Bauteile sich nicht zentriert um ihre Mittenachse drehen. Es war ein Schlagen bzw. Taumeln der Schiebemuffe und des Bauteils Losrad mit Kupplungskörper zu erkennen, was mathematisch zwei sich ändernden Verkippungen um die y- und z-Achse entspricht. Durch das in der Fehlerbetrachtung beschriebene Problem der fehlenden Kenntnis der Ausgangsverkippungen lässt sich aus den Diagrammen nicht mit Sicherheit ablesen, wie groß diese Verkippungen sind. Die mit diesen Versuchen ermittelten Verschiebungen und die dazugehörigen Drehungen um die y- und z-Achse wurden in Diagrammen (Anlage V/1 bis V/7) über der Zeit aufgetragen.

Tabelle 5.3 / Last und Drehzahl bei den Messungen am Versuchsgetriebe:

	Drehzahl	Last	Anlage
Messung 0	300 min ⁻¹	60 Nm - Zug	V / 1
Messung 1	300 min ⁻¹	60 Nm - Zug	V / 2
Messung 2	300 min ⁻¹	40 Nm - Zug	V / 3
Messung 3	300 min ⁻¹	80 Nm - Zug	V / 4
Messung 4	500 min ⁻¹	60 Nm - Zug	V / 5
Messung 5	300 min ⁻¹	60 Nm - Schub	V / 6
Messung 6	600 min ⁻¹	60 Nm - Zug	V / 7

- **Messung 0:**

Die für die Messung 0 gewählte Darstellungsart und Diagrammeinteilung ist auch für die folgenden Messungen gültig. Die Diagramme stellen dar:

- | | |
|----------------------------------|---|
| „Weg Mitte Schiebemuffe“ | - die Axialbewegung der Mitte der Schiebemuffe; errechneter Punkt, in dem die Ebene, welche die drei Wegaufnehmer aufspannen von der Drehachse (x-Achse) durchstoßen wird |
| „Weg Messaufnehmer Schiebemuffe“ | - Ausschnitt der Axialbewegungen der drei Wegaufnehmer, welche die Schiebemuffe antasten u. welche die Schiebemuffenebene aufspannen |
| „Drehungen um die Achsen Y & Z“ | - Drehungen der Ebene, in der die Schiebemuffe liegt, gegenüber einem fest definierten Koordinatensystem. |
| „Weg Mitte Losrad“ | - die Axialbewegung der Mitte des Losrades; errechneter Punkt, in dem die Ebene, welche die drei Wegaufnehmer aufspannen von der Drehachse (x-Achse) durchstoßen wird |
| „Weg Messaufnehmer Losrad“ | - Ausschnitt der Axialbewegungen der drei Wegaufnehmer, welche das Losrad antasten und welche die Losradenebene aufspannen |
| „Drehungen um die Achsen Y & Z“ | - Drehungen der Ebene, in der das Losrad liegt, gegenüber einem fest definierten Koordinatensystem. |

Das Diagramm „Weg Mitte Schiebemuffe“ lässt einen Lasteinstellbereich erkennen, in dessen Verlauf der Prüfstand erst auf die entsprechende Solldrehzahl für den Versuch (in diesem Fall 300 min^{-1}) hochläuft und dann die Last (in diesem Fall 60 Nm) zugeschaltet wurde. Innerhalb dieses Lasteinstellbereiches bewegt sich das Losrad zusammen mit der Schiebemuffe aus einer undefinierten Lage, entsprechend der Kraft aus der Schrägverzahnung, 0,2 mm axial bis zum Anschlag am Synchronkörper. In dem Moment, in dem Stationärbedingungen vorliegen, beginnt die Schiebemuffe eine kontinuierliche Axialbewegung weg vom Losrad auszuführen. Das Entkoppeln erfolgt, nachdem zwischen den Zähnen von Schiebemuffe und Kupplungskörper keine Flankenüberdeckung mehr besteht, nach einer Deplatierung der Mitte der Schiebemuffe von 1,6 mm (Deplatierung Schiebemuffe - Deplatierung Losrad = $1,8 \text{ mm} - 0,2 \text{ mm}$) und einer Zeit von 17 Sekunden (nachdem stationäre Last- und Drehzahlverhältnisse herrschen). Der Gang springt nach 85 Umdrehungen unter Stationärbedingungen. Pro Umdrehung entfernt sich die Schiebemuffe um $18,8 \mu\text{m}$ vom Losrad.

Das Diagramm „Weg Messaufnehmer Schiebemuffe“ stellt die Messwerte der drei Wegaufnehmer, welche die Schiebemuffe antasten, ausschnittsweise grafisch dar. Aus diesen Werten wird der „Weg Mitte Schiebemuffe“ errechnet. Die korrigierten Werte beinhalten die korrigierte Tastfläche. Dieser Messung liegen zum Vergleich die unkorrigierten Originalwerte bei. Bei den folgenden Versuchen wird auf die Darstellung der

Originalwerte verzichtet. Fälschlicherweise könnte vermutet werden, dass die Amplituden der gemessenen Deplatzierungen im Vergleich zu den Originalwerten nach der Korrektur geringer ausfallen müssten. Korrigiert sind die Amplituden aber größer. Bei näherer Betrachtung erscheinen diese Werte aber logisch, da erstens, bei einem Seitenschlag von $250\ \mu\text{m}$ (siehe Bild 5.9) keine Kurve wie die des Wegaufnehmers „Schiebemuffe hinten“ realistisch sein kann und zweitens sollten die Wegaufnehmer annähernd drei gleiche Kurven in Phasenverschiebung zueinander anzeigen, da sie dieselbe Bahn abtasten. Bei den korrigierten Werten ist dies der Fall.

Die Diagramme für das Losrad sind ebenfalls in den in Tabelle 5.3 aufgeführten Anlagen dargestellt. Die Taumelbewegungen des Losrades wurden analog der Vorgehensweise bei der Schiebemuffe berichtet. Hier sind die korrigierten Amplituden der von den Wegaufnehmern gemessenen Deplatzierungen tatsächlich kleiner als die Originalwerte.

Anhand der Differenz zwischen angezeigter Verkippung während des Gangspringens und nach erfolgtem Gangspringen muss man die Verkippungen beider Bauteile um die Achsen Y und Z als gering bezeichnen. Für eine deutlichere Verkippung des Bauteiles Schiebemuffe wurde durch Nadeln mit kleinerem Durchmesser die Radialluft in der Losradlagerung von $42\ \mu\text{m}$ auf $46\ \mu\text{m}$ erhöht.

- **Messung 1**

Der prinzipielle Ablauf des Gangspringens entspricht dem der Messung 0. Bei dieser Messung ist im Lasteinstellbereich jedoch eine größere gemeinsame Anfangsverschiebung von Losrad und Schiebemuffe zu erkennen ($0,5\ \text{mm}$). Das resultiert aus der ab diesem Versuch überdrehten Oberfläche am Losrad zur Beseitigung der auf der Tastbahn der Wegaufnehmer liegenden Ölnuten. Hierdurch wurde auch das Axialspiel des Losrades vergrößert.

Zum Zeitpunkt $t = 21$ bis $22,5$ Sekunden ist ein zu ignorierender Kurvenverlauf in den Diagrammen zu erkennen, welcher aus einem Aussetzer der Messtechnik resultiert.

Auf den Lasteinstellbereich folgt eine Phase, in dem sich die Schiebemuffe stabilisiert und sogar Richtung Losrad läuft. Zum Zeitpunkt $t = 26,5$ Sekunden fängt die Schiebemuffe an, vom Losrad wegzulaufen. Dieses Verhalten muss so interpretiert werden, dass bei dieser ersten Messung nach dem Einbau des überdrehten Losrades die frische Schmierung der Teile die Reibung an beiden Verzahnungsseiten sehr stark reduziert hat und erst nach einer

teilweisen Verdrängung des Fettes die Reibung in einen Zustand übergang, der dem vorherigen Versuch bzw. der Schmierung mit Öl entsprach.

Auch bei einem Vergleich der Bewegungen der Schiebemuffe während der Messung 0 und der Messung 1 ist ein Unterschied zu erkennen. Es ist aus den Diagrammen erkennbar, dass sich bei der Messung 1 die Verdrehung der Schiebemuffe über den Verlauf des Gangspringens ändert. Dies resultiert aus der im Verlauf der Messung zunehmenden Flankenüberdeckung zwischen Schiebemuffe und Synchronkörper und der abnehmenden Flankenüberdeckung zwischen Schiebemuffe und Kupplungskörper. Der Synchronkörper erhält durch die in Kapitel 4.2.1 bzw. Kapitel 4.2.4 beschriebene Selbstzentrierung die Möglichkeit, die Schiebemuffe zunehmend auf seine Mittenachse auszurichten. Dass diese veränderliche Verkipfung der Schiebemuffe in dieser und den folgenden Messungen zu beobachten ist, nicht aber in der Messung 0, liegt an dem aus der größeren Radialluft folgenden erhöhten Mittenversatz des Losrades und der dadurch größeren Anfangsverkipfung der Schiebemuffe.

Der Gang springt nach effektiv 18 Sekunden (nach einer Gesamtzeit von $t = 46$ Sekunden) und benötigt dafür 90 Umdrehungen. Pro Umdrehung wird die Schiebemuffe also um $17,7 \mu\text{m}$ deplatziert.

- **Messung 2**

Auch hier ist bei $t = 22$ Sekunden ein zu ignorierender Aussetzer der Messtechnik zu erkennen. Die Bewegungen von Schiebemuffe und Losrad entsprechen denen der Messung 1. Allerdings folgt sofort auf den Lasteinstellbereich die Bewegung der Schiebemuffe weg vom Losrad. Auch hier ändert sich die Verdrehung der Schiebemuffe aus dem in der Beschreibung zur Messung 1 genannten Grund während des Verlaufes des Gangspringens. Der Gang springt nach effektiv 20 Sekunden (nach einer Gesamtzeit von $t = 26$ Sekunden) und benötigt dafür 98 Umdrehungen. Pro Umdrehung wird die Schiebemuffe also um $16,3 \mu\text{m}$ deplatziert.

- **Messung 3**

Auch in den Protokollen zu dieser Messung sind die typischen Phasen, also Drehzahl-einstellbereich, Lasteinstellbereich mit Überschwingen und dem darauf folgenden Beginn des Weglaufens der Schiebemuffe vom Losrad mit sich über den Verlauf des Gangspringens ändernder Verdrehung, zu erkennen. Das Verhalten der Bauteile entspricht dem der in den vorangegangenen Messungen protokollierten. Der Gang springt nach

effektiv 16 Sekunden (nach einer Gesamtzeit von $t = 22,5$ Sekunden) und 82 Umdrehungen. Pro Umdrehung wird die Schiebemuffe also um $19,5 \mu\text{m}$ deplatziert.

- **Messung 4**

Trotz höherer Drehzahl ist der Ablauf des Gangspringens mit denen der vorangegangenen Messungen identisch. Die Schiebemuffe stabilisiert sich nicht, sondern beginnt sofort mit einer Axialbewegung weg vom Losrad. Auch die veränderliche Verdrehung der Schiebemuffe ist zu beobachten. Nach effektiv 12,8 Sekunden (nach einer Gesamtzeit von $t = 21$ Sekunden) und 106 Umdrehungen ist der Gang gesprungen. Pro Umdrehung wird die Schiebemuffe also um $15,1 \mu\text{m}$ deplatziert.

- **Messung 5**

Bei dieser Messung wurden die Lastverhältnisse umgekehrt. Es erfolgte kein Gangspringen. Eine provozierte Deplatzierung ($t = 2$ bis 8 Sekunden) von $1,4 \text{ mm}$ überwand die Schiebemuffe innerhalb von 72 Umdrehungen. Das entspricht $19,4 \mu\text{m}$ pro Umdrehung. Auffällig ist der unruhige Lauf der Schiebemuffe (Graph Schiebemuffe hinten).

- **Messung 6**

Der Lasteinstellbereich ist in diesen Diagrammen nicht enthalten. Trotz der nochmals erhöhten Drehzahl folgt auch diese Entkopplung der Schaltverzahnung dem Muster der vorangegangenen Messungen mit Zugbelastung. Nach effektiv 5,5 Sekunden und 54 Umdrehungen ist der Gang gesprungen. Pro Umdrehung wird die Schiebemuffe um $29,6 \mu\text{m}$ deplatziert. Verglichen mit den anderen Messungen ist dies ein deutlich höherer Wert.

Die Bewegungen des Synchronkörpers wurden in diesem Versuch nicht erfasst. Da jedoch der Sitz des Synchronkörpers auf der Welle auch fehlerbehaftet sein kann, wird auch dieses Teil der Kupplungsverzahnung eine nicht ideale Drehbewegung ausführen. Im Gegensatz zu Schiebemuffe und Losrad wird dies aber eine sehr viel kleinere und keine veränderliche Drehbewegung sein.

Es ist aus diesen Messungen zu erkennen, dass alle drei Teile der Schaltverzahnung unterschiedliche Rotationsbewegungen ausführen. Die Betrachtung der Änderungen der Verkippungen von Schiebemuffe und Losrad um die beiden Achsen Y und Z im Verlaufe des Entkopplungsvorganges zeigt, dass der Betrag der Verkippungen der Schiebemuffe deutlich größer als der des Losrades ist.

Die zwei Drehzahlsensoren sollen bei der Rotation um die Drehachse über Drehzahldifferenzen (Abheben der Zahnflanken des Kupplungskörpers von den Zahnflanken der Schiebemuffe) zwischen den beiden gemessenen Teilen informieren. Ein derartiges Verhalten hätte natürlich Einfluss auf die Reibung an den Kontaktstellen der Verzahnungen. Die Drehzahlkurven sind jedoch bei konstant eingestellter Antriebsdrehzahl deckungsgleich. Ein dynamischer Einfluss in Form einer pulsierenden Zahnnormalkraft ist damit aber nicht ausgeschlossen.

Fehlerbetrachtung:

Die mit den mechanischen Tastern ermittelten Werte sind fehlerbehaftet. Dies resultiert zum einen aus der Anatomie der Wegaufnehmer, mit ihrem in einer Spule laufenden Kern und der mit einer Kugel versehenen Tastspitze (analog einem Kugelschreiber). Laut Hersteller haben diese Wegaufnehmer über den Bereich von 0 bis 10 Volt den in Bild 5.8 dargestellten maximalen Fehler von 0,5%. Bei den für diese Versuche benutzten Wegaufnehmern mit dem Nennmessbereich von 10 mm beträgt der maximale Fehler also 50 μm .

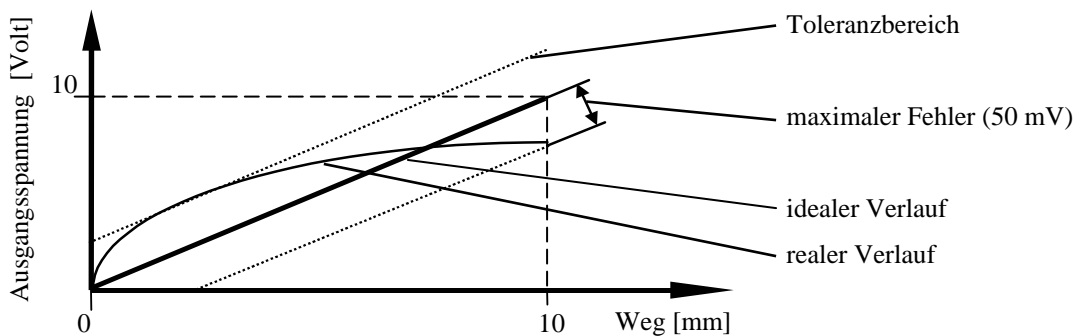


Bild 5.8 / Fehlerkurve Wegaufnehmer; qualitativer Verlauf

Ergänzend sei erwähnt, dass „Nennmessbereich 10 mm“ einen Messbereich von -10 bis $+10$ mm umfasst, wozu das Diagramm in Bild 5.8 gespiegelt für den negativen Bereich gültig ist. Der für diese Versuche bedeutsamere Hardwarefehler ist allerdings die Auflösung. Die verwendeten Taster können 5 bis 10 mV auflösen, bei einem Nennmessbereich von 10 mm also 5 bis 10 μm . Dies stellt für die angestrebte Genauigkeit schon eine relativ große Unsicherheit dar. Zum Zweiten ist der verwendete, verhältnismäßig lange Taststab Temperatureinflüssen ausgesetzt. Dieser Temperatureinfluss kann aber bei der Korrektur dieser Messungen vernachlässigt werden, da die Bauteile weder im warmen Öl laufen noch die Messzeiten so lang sind, dass Reibungswärme übertragen werden kann.

Weiterhin sind die aufgezeichneten Signale durch einen Rundlauffehler verfälscht. Die fertigungstechnisch bedingten Ungenauigkeiten bei der Herstellung der Stirnflächen von Losrad und Schiebemuffe (welche im normalen Betrieb keine besondere Funktion ausüben und somit auch keiner besonderen Bearbeitungstoleranz bedürfen, hier aber als Tastflächen dienen) bewirken, dass die Tastflächen nicht senkrecht zur Drehachse stehen. Bei Rotation dieser Flächen entsteht nun ein sinusförmiges Signal welches vortäuscht, die Tastfläche würde taumeln (s. Bild 5.9).

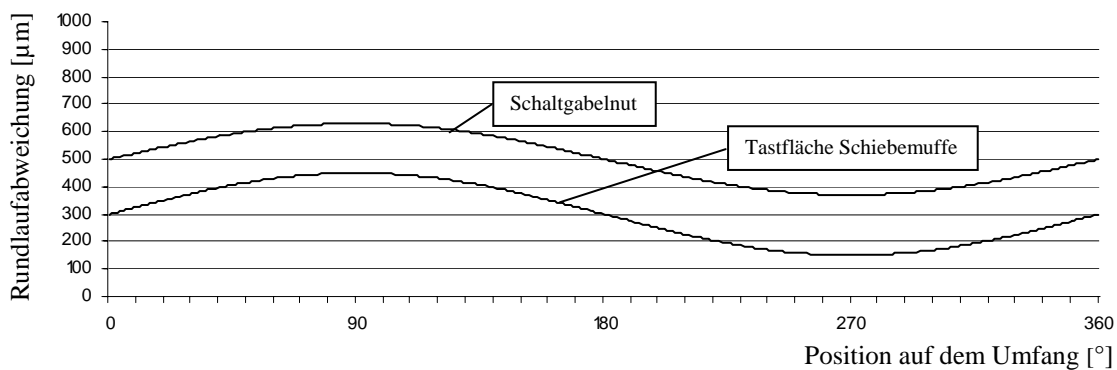


Bild 5.9 / *Planlauf Schiebemuffe*

Dieser Fehler konnte gemindert werden, indem den eigentlichen Messwerten durch Vermessen der Tastflächen erzeugte Referenzkurven überlagert wurden.

Ein weiterer Fehler ist der Offsetfehler. Die Messwerte der Taster können zwar bei Beginn der Messung auf Null gesetzt werden, aber es ist nicht sichergestellt, ob die Teile in der durchgeschalteten Position ideal senkrecht zur Drehachse stehen oder schon einer geringen Verdrehung oder Verschiebung ausgesetzt sind. Demzufolge ist auch sonst von keinem späteren Messzeitpunkt bekannt, in welcher Lage sich die Teile befinden. Als Anhaltspunkt kann dienen, dass die Teile nach dem Gangspringen relativ zentriert umlaufen werden, aber es sind auch andere Stellungen von Losrad und Schiebemuffe zur Drehachse (z.B. durch den Einfluss der Schaltgabel auf die Schiebemuffe) denkbar.

5.2.4 Schaltverzahnung isoliert auf dem Prüfstand

Die Ergebnisse des vorangegangenen Versuches lassen sehr gut erkennen, dass die Lage der Mittenachse des Losrades und, in noch stärkerem Maße, die Lage der Mittenachse der Schiebemuffe unter Last von der Solllage (die der Mittenachse der Welle entspricht) abweicht. Nachteilig an diesem Versuchsaufbau war aber, dass der Radialversatz des

nadelgelagerten Losrades aus Platzgründen und aufgrund der ebenfalls einfließenden Wellendurchbiegung nicht ermittelt werden konnte. Des Weiteren sind die vielfältigen Einflussgrößen, die innerhalb eines kompletten Fahrzeuggetriebes auftreten (wie Dimensionsabweichungen [z.B. Lagerspiele], Verformungen [z.B. Wellendurchbiegungen] und dynamische Effekte [z.B. Zahneingriffsfrequenzen]) auch weiterhin wirksam, d.h. dass nicht alle dieser Einflussgrößen erfasst und erst recht nicht gesteuert werden können um ihre Bedeutung zu analysieren.

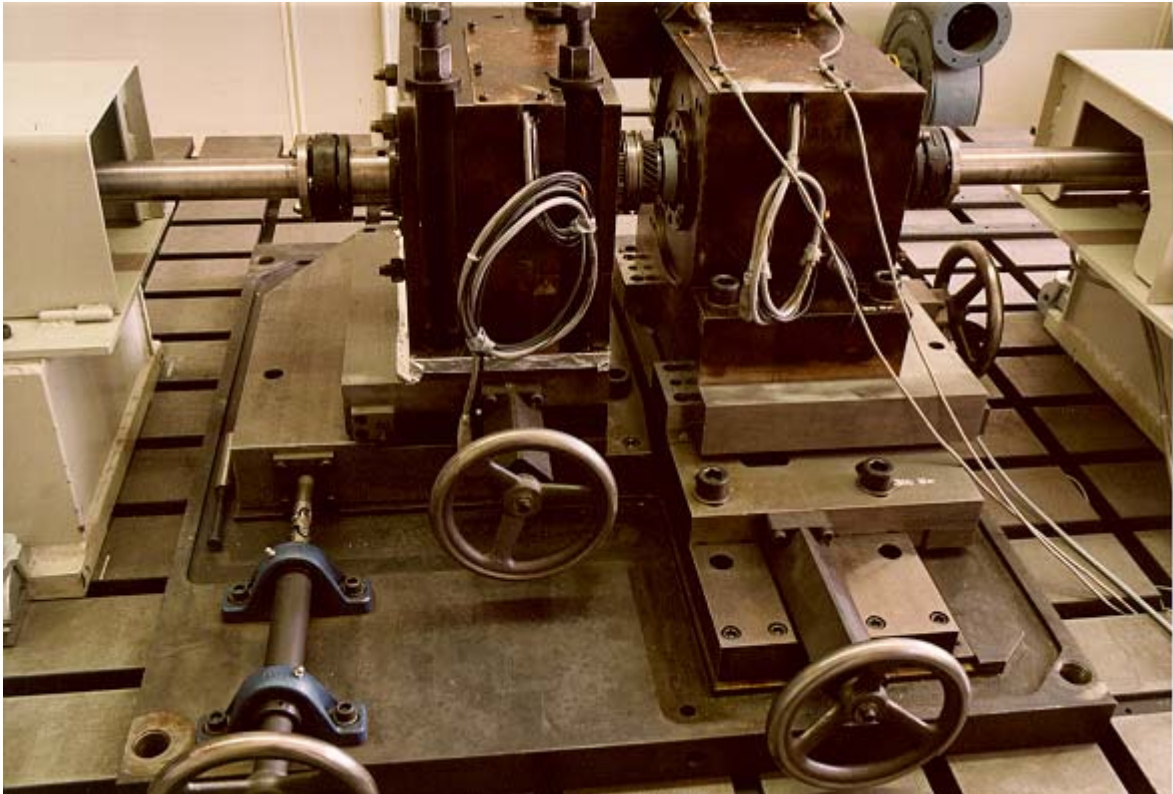


Bild 5.10 / Versuchsaufbau zur kontrollierten Applizierung von Mittenversatz und Winkelfehler

Um die aus den vorangegangenen Versuchen als maßgebend hervorgegangenen Einflussfaktoren

- Mittenversatz zwischen Kupplungskörper und Synchronkörper
- Winkel zwischen den Mittenachsen von Schiebemuffe und Kupplungskörper bzw. Schiebemuffe und Synchronkörper als auch Winkel zwischen den Mittenachsen von Kupplungskörper und Synchronkörper

genauer zu untersuchen, wurde die in Bild 5.10 dargestellte Prüfeinrichtung aufgebaut. Es handelte sich hierbei um einen Prüfstand mit elektromotorischem An- und Abtrieb sowie zwei zueinander verstellbaren Lagerböcken. Diese zwei Lagerböcke gestatteten es, den Synchronkörper und den Kupplungskörper einzeln aufzunehmen und entsprechend den

Einflussfaktoren zueinander zu positionieren, ohne das Wellendurchbiegung, Lagerverformungen der relativ kleinen Lager eines Getriebes oder zusätzliche Rastierungen den Verlauf des Gangspringens beeinflussen. Bild 5.11 zeigt die bei diesem Versuch verwendete Prüflingsaufnahme, welche auch die Aufnahme von Serienteilen zulässt.

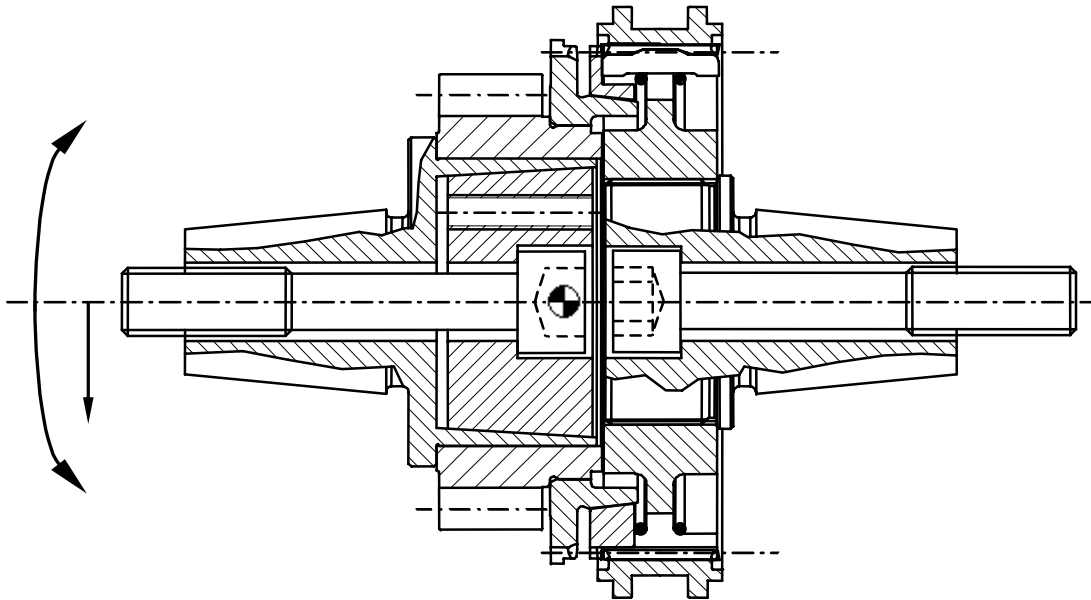


Bild 5.11 / Positionierungsmöglichkeiten des Losrades zum Synchronkörper auf der Versuchseinrichtung (Versuchsteilesatz 1)

Die Einstellung von Winkel und Parallelversatz der Lagerböcke zueinander erfolgte über Feingewindespindeln und wurde über zwei induktive Wegaufnehmer der Firma HBM messtechnisch erfasst, mit Hilfe des HBM-Erfassungsprogrammes CATMAN verarbeitet und über einen Bildschirm angezeigt. Die Nullstellung, d.h. übereinstimmende Achsen, wurde mit Hilfe eines Lasermesssystems ermittelt (s. Anlage X) und anschließend die Wegaufnehmer angeglichen.

Um nun den Effekt der verschieden großen Radialkräfte auf den beiden Seiten der Zahnkupplung experimentell nachzuweisen, wurden in einer zweiten Ausbaustufe der Prüfeinrichtung die Radiallager des einen Lagerbockes als Kraftmesslager ausgeführt. Dazu wurden die Innenringe der zwei Zylinderrollenlager NU 1014 und NU 1016 mit je vier zu einer Wheatstoneschen Vollbrücke verschalteten Dehnmessstreifen versehen. Zwei DMS erfassten die Dehnungen

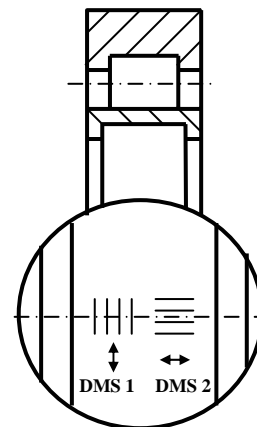


Bild 5.12 / Anordnung der DMS im Messlager

im Krafteinleitungsbereich in Umfangsrichtung und Axialrichtung (s. Bild 5.12). Zwei weitere DMS wurden auf dem Umfang um 180° versetzt montiert und dienen zur Temperaturkompensation. Je Umdrehung wurde damit zweimal die am Lager angreifende Radialkraft erfasst. Da die Dehnungen an beiden Messstellen unterschiedlich sind, die Kalibrierung der Messkette aber für die komplette Vollbrücke durchgeführt wird, entspricht nur der Messwert einer Messstelle der tatsächlich angreifenden Radialkraft.

Des Weiteren wurden für diesen Versuch in der zweiten Ausbaustufe beide Seiten der in Bild 5.11 gezeigten Schalteinrichtung einteilig ausgeführt, da sich damit die durch die Existenz mehrerer Schnittstellen vorhandene Exzentrizität reduzieren ließ.

Auswertung:

In der ersten Ausbaustufe wurde bei $n=300 \text{ min}^{-1}$ eine Verzahnung nach Tabelle 5.2 mit sehr geringen Abweichungen (insbesondere Teilungsabweichungen) analysiert. Es wurde das Drehmoment im Bereich zwischen $+10$ und $+80 \text{ Nm}$ (bzw. -10 und -80 Nm) stufenweise variiert und das Auftreten von Gangsprüngen bei schrittweise um $10 \mu\text{m}$ erhöhtem Mittenversatz und um $0,05^\circ$ erhöhtem Kippwinkel zwischen Synchronkörper und Kupplungskörper aufgezeichnet.

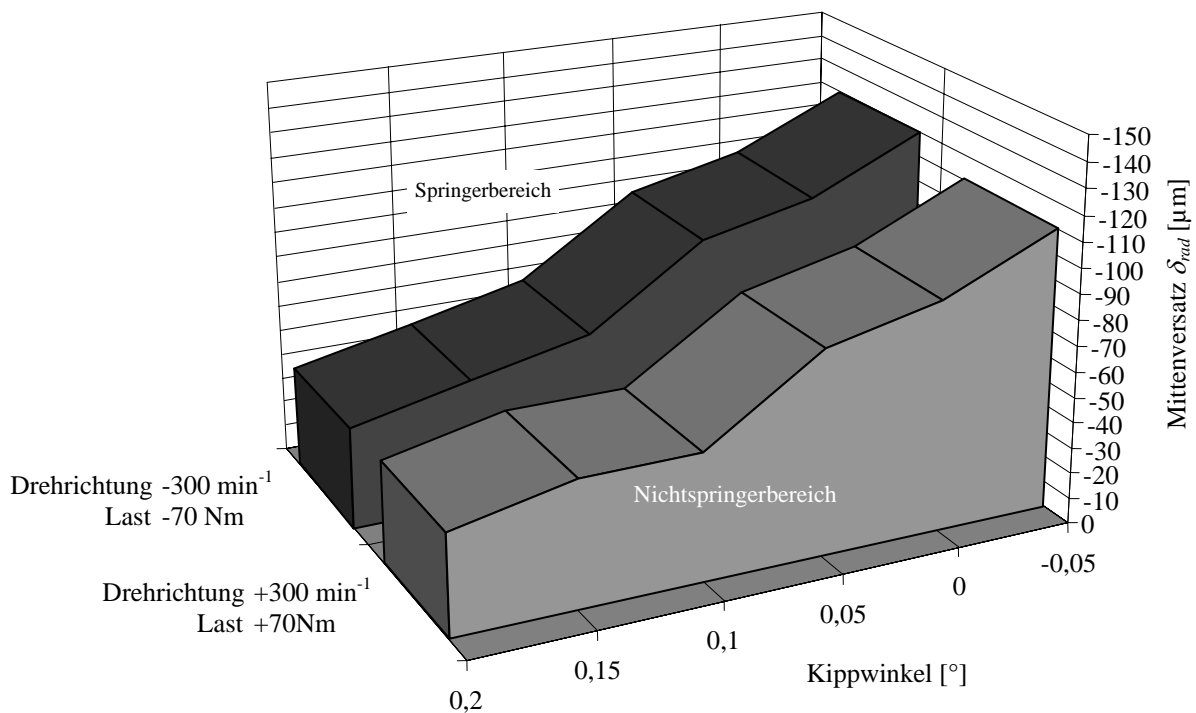
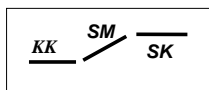


Bild 5.13 / Auftreten von Gangsprüngen bei unterschiedlichen Mittenversätzen und Kippwinkeln zwischen den Mittenachsen von Synchronkörper und Kupplungskörper

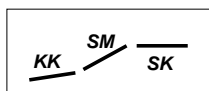
Das Diagramm in Bild 5.13 zeigt den Bereich des sicher gekoppelten Umlaufs der Schaltverzahnung für die beiden Drehrichtungen bei einer Drehmomentbelastung von $+70 \text{ Nm}$ (bei $+300 \text{ min}^{-1}$) und -70 Nm (bei -300 min^{-1}). Außerhalb dieser Bereiche entkoppelte sich der Gang selbstständig. Die beiden Lastfälle mit umgekehrtem Drehmoment ($-70 \text{ Nm} / 300 \text{ min}^{-1}$ und $+70 \text{ Nm} / -300 \text{ min}^{-1}$) zeigten sichere Ganghaltung.

Es ist aus diesen Versuchen zu erkennen (vorausgesetzt die Kombination von Last- und Drehrichtung wirkt trennend auf die Schaltverzahnung), dass:

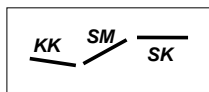
- paralleler Mittenversatz zwischen Synchronkörper und Kupplungskörper ausreicht, um Gangspringen hervorzurufen,
- zusätzliches Verkippen der Losradachse zur Synchronkörperachse die Neigung zum Gangspringen erhöht bzw. verringert:



Fall 1: bei starkem Mittenversatz tritt Gangspringen auf



Fall 2: erhöht den zum Gangspringen notwendigen Mittenversatz



Fall 3: reduziert den zum Gangspringen notwendigen Mittenversatz

Bild 5.14 / Auswirkung von zusätzlicher Losradverkipfung auf das Auftreten von Gangspringen

Diese Ergebnisse befinden sich in Übereinstimmung mit dem aus der Theorie zu erwartenden Verhalten der Schaltverzahnung. Danach kann durch reinen parallelen Mittenversatz Gangspringen auftreten. Die bei der Analyse der Kräfte an einer Steckverzahnung (Kap 4.3.3) nicht berücksichtigte zusätzliche Verkipfung der Losradachse zur Synchronkörperachse hat einen Einfluss auf die Größe der auf der Synchronkörperseite der Schaltverzahnung wirkenden Radialkraft. Damit hat die Verkipfung auch einen Einfluss auf die dort erzeugte Axialkraftkomponente auf die Schiebemuffe. Konkret heißt das, dass verglichen mit Fall 1 (Bild 5.14) im Fall 3 die Summe der beiden Axialkraftkomponenten aus den beiden Steckverzahnungen größer ist (und damit die Gangspringneigung steigt) und im Fall 2 kleiner ist (und damit die Gangspringneigung sinkt).

Der für Gangspringen bei negativem Drehsinn um $10 \mu\text{m}$ höhere notwendige Mittenversatz ist auf die unterschiedlichen Teilungsabweichungen von Rechts- und Linksflanken der verwendeten, nicht abweichungsfreien Versuchsverzahnung zurückzuführen.

Bei Messungen mit dem Versuchsaufbau der zweiten Ausbaustufe wurde wiederum das Auftreten von Gangsprüngen bei schrittweise um $10\ \mu\text{m}$ erhöhtem Mittenversatz zwischen Synchronkörper und Kupplungskörper aufgezeichnet. Dazu kamen jedoch, wie bereits erwähnt, einteilige Prüflinge ohne Schnittstellen zur Aufnahme von Serienteilen zum Einsatz. Zusätzlich sollte bei einem ersten Versuchsdurchlauf die Radialkraft auf der Kupplungskörperseite und bei einem Weiteren, die auf der Synchronkörperseite ermittelt werden. Dazu wurde zuerst der Kupplungskörperprüfling und danach der Synchronkörperprüfling an den mit Radialkraftmesslagern ausgestatteten Lagerbock anmontiert, d.h. die Schaltverzahnung wurde im Prüfstand um 180° gedreht. Die Drehzahl war analog den vorangegangenen Versuchen mit $+300\ \text{min}^{-1}$ (bzw. $-300\ \text{min}^{-1}$) und das Drehmoment mit konstant $+70\ \text{Nm}$ (bzw. $-70\ \text{Nm}$) eingestellt.

Die Drehmoment- und die Drehrichtung, bei welcher Gangsprüngen auftrat, waren bei identischer Einbaurichtung der Prüflinge die gleichen wie beim ersten Versuch mit isolierter Schaltverzahnung.

Bei Belastung der Schaltverzahnung mit einem Drehmoment von $-70\ \text{Nm}$ bei einer Drehzahl von $-300\ \text{min}^{-1}$ und einem Winkelfehler von 0° im Versuch 1 sprang der Gang bei $120\ \mu\text{m}$ Versatz der Mittenachsen von Synchronkörper und Kupplungskörper. Bei einer Belastung von $+70\ \text{Nm}$ bei $+300\ \text{min}^{-1}$ erfolgte das Entkoppeln bei $110\ \mu\text{m}$ Versatz der Mittenachsen. Im zweiten Versuch mit 0° Winkelfehler ist bei $80\ \mu\text{m}$ ($-70\ \text{Nm}$ und $-300\ \text{min}^{-1}$) sowie bei $50\ \mu\text{m}$ ($+70\ \text{Nm}$ und $+300\ \text{min}^{-1}$) Mittenversatz Gangsprüngen zu verzeichnen. Daran ist zu erkennen, dass die durch die einteiligen Prüflinge reduzierte Exzentrizität und der damit geglättete Teilungsabweichungsverlauf die Gangsprüngen tatsächlich erhöht. Der Unterschied zwischen den zwei Drehrichtungen im notwendigen Mittenversatz zur Erzeugung von Gangsprüngen ist, wie auch in der Auswertung zum Versuch 1, mit den unterschiedlichen Teilungsabweichungen zwischen Rechts- und Linksflanken zu erklären.

Werden die Teile am jeweils anderen Lagerbock montiert, d.h. die Schaltverzahnung wird 180° gedreht, wie beim zweiten Versuch geschehen, ist bei gleicher Drehrichtung die entgegengesetzte Lastrichtung notwendig, um Gangsprüngen hervorzurufen:

- $-300\ \text{min}^{-1}$ und $+70\ \text{Nm}$ Belastung springt im 2. Versuch bei $60\ \mu\text{m}$ Mittenversatz
- $+300\ \text{min}^{-1}$ und $-70\ \text{Nm}$ Belastung springt im 2. Versuch bei $80\ \mu\text{m}$ Mittenversatz

Dies steht in Übereinstimmung mit den theoretischen Überlegungen, da bei gedrehter Schalteinrichtung die Schiebemuffe, um die Schaltung zu lösen, in die entgegengesetzte Richtung laufen muss.

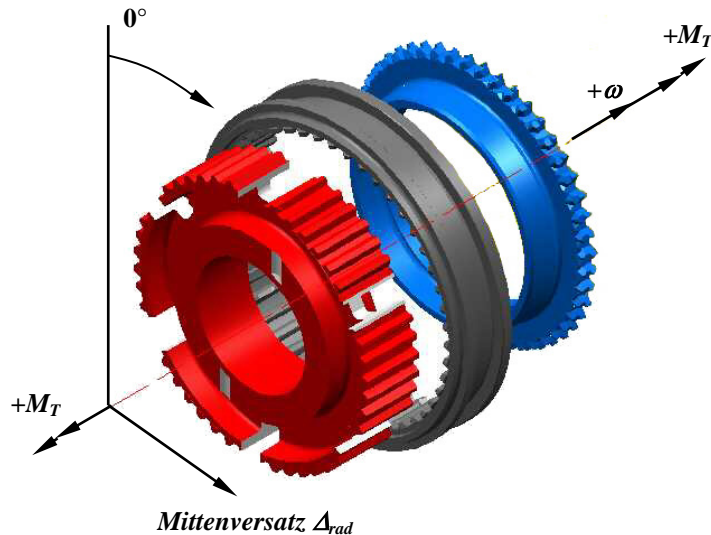


Bild 5.15 / Richtungen des Mittenversatzes, der Winkelangaben, des Drehmomentes und der Drehrichtung

Die Auswertung der mit Hilfe der Messlager ermittelten Radialkräfte ist in die Betrachtung der Angriffsrichtung und in die Betrachtung der Größe der Kraft zu unterteilen.

Die Analyse der Angriffsrichtung der Radialkräfte bei den verschieden großen Mittenversätzen in der in Bild 5.15 bezeichneten Richtung lässt die Winkelposition 270° auf dem Umfang des am Messlagerbock montierten Teiles als Angriffsort der Radialkraft erkennen. Im in Bild 5.14 dargestellten Fall wäre das Losrad mit dem Kupplungskörper KK am Messlagerbock montiert. Damit bezieht sich der Angriffswinkel also auf den Umfang des Kupplungskörpers. Die Radialkräfte wirken orthogonal zu den Rotationsachsen von Kupplungskörper und Synchronkörper, in der dem Mittenversatz entgegengesetzten Richtung. Dies entspricht den theoretischen Überlegungen zur Selbstzentrierung einer Steckverzahnung.

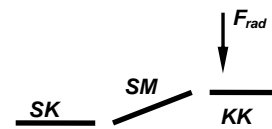


Bild 5.16 / Richtung der Radialkraft auf den KK bei Mittenversatz

Für die in Tabelle 5.2 beschriebene Versuchsverzahnung sind in den folgenden zwei Diagrammen die errechneten und die gemessenen Angriffswinkel der Radialkraft am Umfang des Kupplungskörpers (Bild 5.17) und des Synchronkörpers (Bild 5.18) für jeweils einen der vier Lastfälle unter Einfluss der verschiedenen Mittenversätze dargestellt.

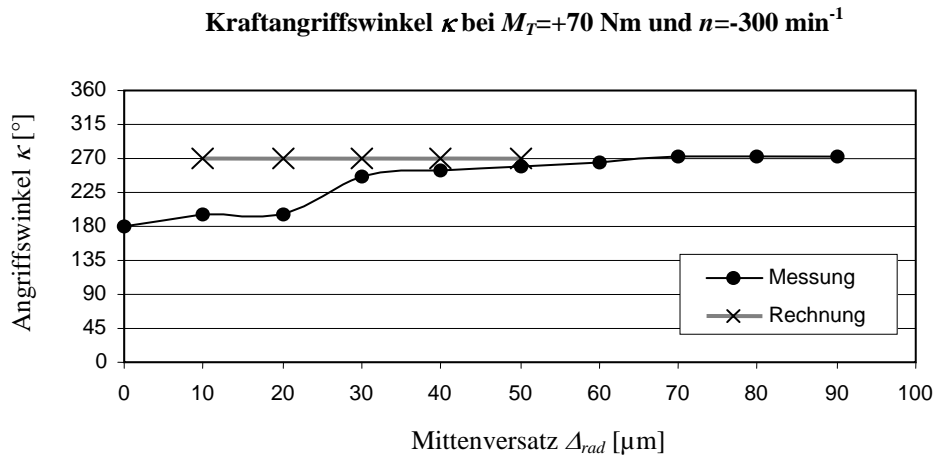


Bild 5.17 / Angriffswinkel der Radialkraft am Kupplungskörperumfang

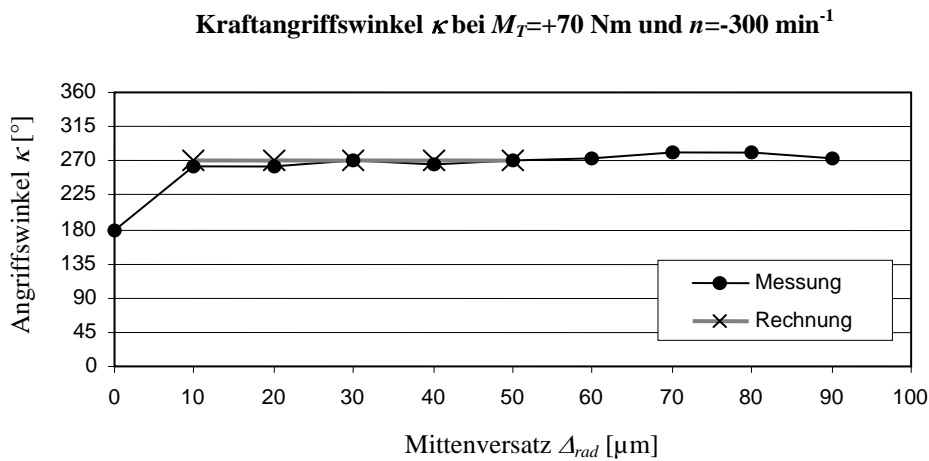


Bild 5.18 / Angriffswinkel der Radialkraft am Synchronkörperumfang

Die Abweichung des gemessenen vom errechneten Angriffswinkel κ der Radialkraft am Kupplungskörper bei Mittenversätzen zwischen 0 und 30 μm (s. Bild 5.17) ist auf eine fehlerbehaftete Anfangsausrichtung der Lagerböcke in Höhenrichtung (vgl. Bild 5.10) zurückzuführen. Dadurch wird der gewünschte einstellbare horizontale Mittenversatz durch einen vertikalen Mittenversatz überlagert. Die Anfangsausrichtung nach dem Drehen der Prüfschaltverzahnung erwies sich als nahezu fehlerfrei, da keine größere Winkeländerung über den Verstellbereich zu beobachten ist. Dieses Verhalten ist auch bei der Auswertung der drei anderen Lastfälle (s. Anlage Y) zu erkennen.

Hieraus ist zu ersehen, dass der Angriffswinkel der Radialkraft am Umfang der Verzahnungspaarung nur abhängig von der Richtung des vorliegenden Mittenversatzes ist. Die Größe des Mittenversatzes beeinflusst die Richtung der angreifenden Radialkraft nicht.

Weiterhin konnte mit Hilfe der Versuche bestätigt werden, dass die Größe der Radialkräfte durch das Rechenmodell mit ausreichender Genauigkeit wiedergegeben wird. Bild 5.19 und Bild 5.20 stellen den Radialkraftverlauf am Synchronkörper und am Kupplungskörper bei zunehmendem Mitterversatz für einen der vier Lastfälle dar.

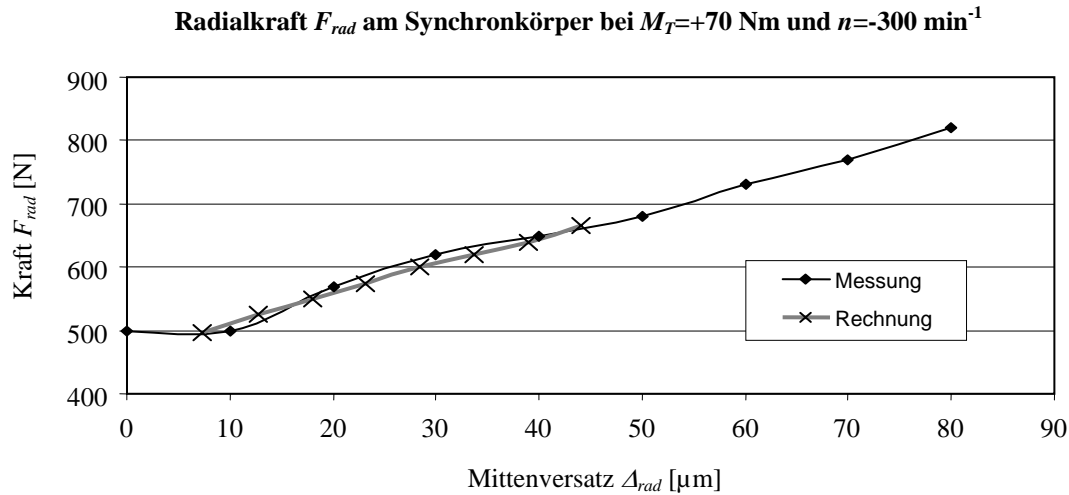


Bild 5.19 / Größe der Radialkraft auf den Synchronkörper

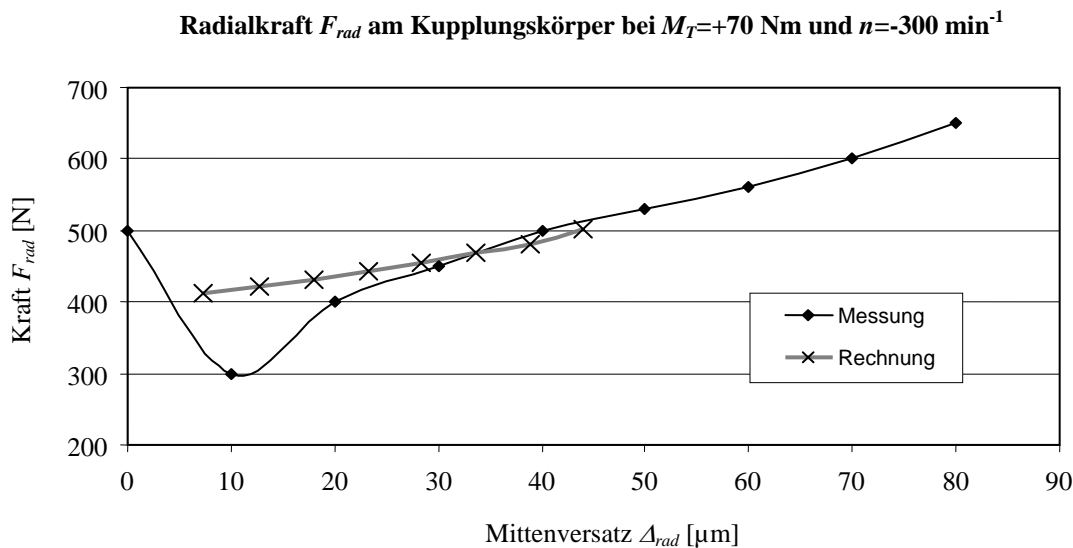


Bild 5.20 / Größe der Radialkraft auf den Kupplungskörper

Es ist zu erkennen, dass mit zunehmendem Mitterversatz die Größe der Radialkräfte an beiden Steckverzahnungen zunimmt. Trotz der geringeren selbstzentrierenden Wirkung der Kupplungskörper–Schiebemuffen–Verzahnung ist dabei die auf den Synchronkörper

wirkende Radialkraft größer als die auf den Kupplungskörper wirkende. Dies resultiert aus der zusätzlichen zentrierenden Wirkung der Hinterschneidung.

Die Abweichung der gemessenen von der errechneten Radialkraft bei Mittenversätzen zwischen 0 und $30\mu\text{m}$ (Bild 5.20) ist wiederum auf die fehlerbehaftete Anfangsausrichtung der zwei Lagerböcke zueinander zurückzuführen.

Da bei identischer Verzahnung alle Komponenten der resultierenden Axialkraft auf die Schiebemuffe näherungsweise linear vom Drehmoment abhängig sind, bewirkt die Steigerung des Drehmomentes keine Änderung der Größe der resultierenden Axialkraft. Die Versuche konnten dies auch bestätigen. Im realen Getriebe ist die Verlagerung des Losrades allerdings lastabhängig, d.h. die Erhöhung des Drehmomentes bewirkt eine Vergrößerung des Mittenversatzes der zwei Außenverzahnungen Synchronkörper und Kupplungskörper zueinander. Damit ergibt sich auch eine Abhängigkeit der resultierenden Axialkraft auf die Schiebemuffe vom Drehmoment (Bild 5.21), welche im Rechenmodell auch berücksichtigt wurde (Kap. 4.3.2).

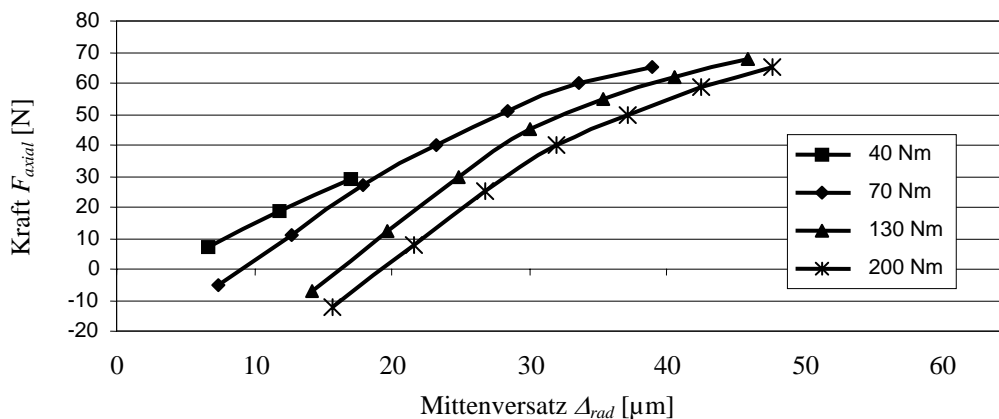


Bild 5.21 / rechnerisch ermittelte resultierende Axialkraft auf die Schiebemuffe der Versuchsverzahnung in einem Gangspringlastfall bei einem Reibbeiwert von $\mu = 0,07$ in Abhängigkeit vom Drehmoment

Zusätzlich konnte anhand der Versuche eine Abhängigkeit der resultierenden Axialkraft auf die Schiebemuffe vom Kippwinkel des Kupplungskörpers gezeigt werden (s. Bild 5.13). Bei weiterführenden Betrachtungen sollte ein Modell zur rechnerischen Bestimmung der Schiefstellung des Losrades mit dem daran befestigten Kupplungskörper ergänzt werden.

Durch Parametervariation innerhalb der Rechnungen konnte weiterhin die Abhängigkeit der resultierenden Axialkraft auf die Schiebemuffe vom vorliegenden Reibbeiwert nach-

gewiesen werden. Die Steuerung des Auftretens von Gangsprüngen durch die Beeinflussung der Reibungsverhältnisse an einer Schaltverzahnung ist in Bild 5.22 dargestellt.

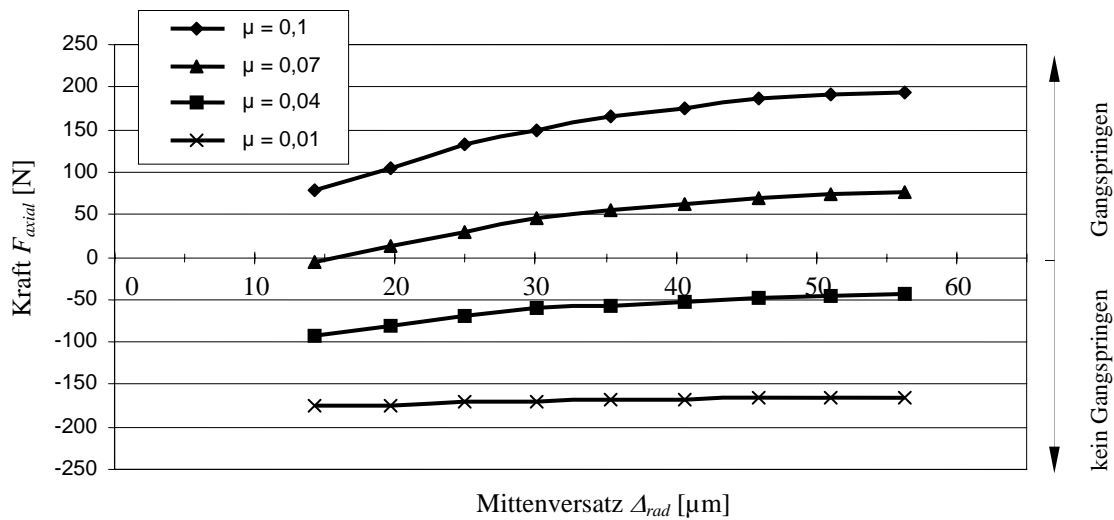


Bild 5.22 / rechnerisch ermittelte resultierende Axialkraft auf die Schiebemuffe der Versuchsverzahnung in einem Gangsprüngerlastfall bei Drehmoment 130Nm in Abhängigkeit vom Reibbeiwert μ

Die Abhängigkeit der resultierenden Axialkraft auf die Schiebemuffe von der Fertigungsgenauigkeit der Schaltverzahnung ist in Bild 5.23 dargestellt. Hier wird gezeigt, wie sich drei gleichmäßig auf dem Umfang verteilte Bereiche mit identisch vorstehenden Zähnen auf die resultierende Axialkraft auf die Schiebemuffe auswirken.

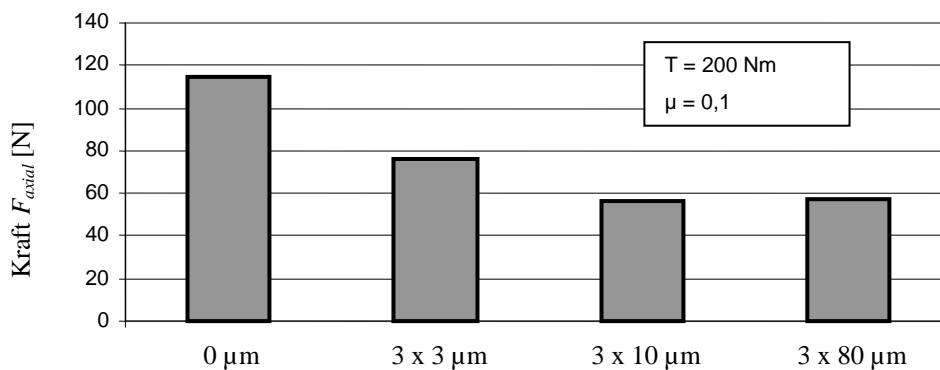


Bild 5.23 / rechnerisch ermittelte resultierende Axialkraft auf die Schiebemuffe der Versuchsverzahnung in einem Gangsprüngerlastfall bei einem Drehmoment von 200Nm und drei Bereichen mit vorstehenden Zähnen

Man erkennt, dass mit steigender Größe des „Vorstehens“ der Zahnflanken die Axialkraft sinkt (vgl. auch 3.4.3). Tragen nur noch die vorstehenden Zähne (3·10 μm und 3·80 μm), ändert sich die resultierende Axialkraft auf die Schiebemuffe nicht mehr.

Allerdings wird bei der Herstellung von Verzahnungen üblicherweise ein typischer Sinusverlauf der Teilungs-Summenabweichung erzeugt, welcher sich noch stärker reduzierend auf die resultierende Axialkraft auswirkt. Dabei ist allerdings zu beachten, dass das hier verwendete Rechenmodell keine Radialverlagerung zwischen den Mitten von Innen- und Außenverzahnung zulässt. Ein Modell zur Einbeziehung solcher Radialverlagerungen sollte bei weiterführenden Betrachtungen der nächste Schritt sein.

Fehlerbetrachtung:

Die Messstelle läuft pro Umdrehung einmal an der Angriffsstelle der Radialkraft vorbei. Bei diesem Aufbau ist aber nicht sichergestellt, dass sich auch eine Lagerrolle genau zwischen der Angriffsstelle der Radialkraft und der Messstelle befindet, um die Belastung direkt auf den mit DMS bestückten Bereich zu übertragen. Der wahrscheinlichere Fall wird sein, dass in der Position, in der die Messstelle auf einer Achse liegt, entlang der die Radialkraft wirkt, die Belastung über zwei sich links und rechts der Messstelle befindende Rollen übertragen wird und deshalb die Dehnung im Bereich der DMS geringer ausfällt.

Des Weiteren unterliegen auch die Rollen des Messlagers einer Toleranz. D.h. auch hier gibt es zwischen den einzelnen Rollen geringe Unterschiede im Durchmesser. Die Folge davon ist, dass bei identischer Radialbelastung nicht jede Rolle die gleiche Dehnung an der Messstelle hervorrufen wird, wie der in Bild 5.24 illustrierte Versuch belegt. Die Messstelle lag dabei konstant auf der Achse, entlang der die Radialkraft wirkte und die 18 Rollen des Messlagers wurden zwischen dem Angriffspunkt der Radialkraft und den Messstellen durchgerollt. Die Kalibrierkraft betrug konstant 200 N.

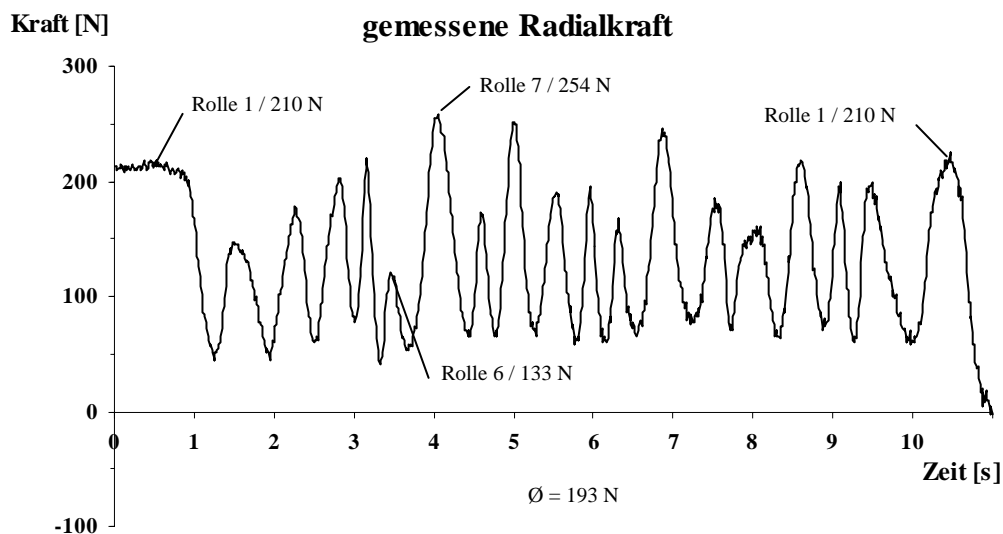


Bild 5.24 / unterschiedliche Dehnung an der Messstelle durch die 18 Rollen des Messlagers NU 1014

Anhand des Diagramms sind eindeutig die Stellungen zu erkennen, bei denen sich Rollen zwischen der Messstelle und dem Angriffspunkt bzw. links und rechts der Messstelle und dem Angriffspunkt der Radialkraft befanden. Außerdem ist der Unterschied im Wert der Dehnung, den die einzelnen Rollen bewirken, sichtbar. Die Abweichung zwischen angezeigter und tatsächlich anliegender Kraft bei einer genau zwischen dem Angriffspunkt der Radialkraft und der Messstelle liegenden Rolle beträgt bei dieser Kalibrierung des Lagers bis zu 33 %. Eine weitere Schwächung des Materials über den Dehnmessstreifen würde eine höhere Dehnung und damit eine Reduzierung dieses Wertes bewirken. Es ist aber ein Kompromiss zwischen hoher Dehnung der Messstelle (und damit hoher Empfindlichkeit der Wheatstoneschen Brückenschaltung) und möglichst steifer Lagerung der Welle für geringe unbeabsichtigte Lageabweichung der Schaltverzahnungsteile zueinander zu treffen. Zusätzlich bedeutet eine weitere Schwächung des Lagerringes eine stark erhöhte Bruchgefahr sowohl im Betrieb als auch während der Montage bei Presspassung. Bei einer Mittlung über die Amplitudenwerte aller Rollen ergibt sich der Wert 193 N. Dies liegt 3,5 % unter dem tatsächlichen Wert. Es war also notwendig, auch eine Mittlung über die Amplitudenwerte der Messungen und eine anschließende Korrektur um diese 3,5 % vorzunehmen.

Eine dritte Fehlerquelle ergibt sich daraus, dass die für eine solche Applikation einer Radialkraftmesseinrichtung geeigneten Zylinderrollenlager spielbehaftet sind. Da die Mittenversätze und Winkelfehler durch den Lagerbock vorgegeben sind, werden Abweichungen von den eingestellten Werten infolge der Ausnutzung des Lagerspiels durch die Welle auftreten. Ein weiterer Fehler im Betrag des Mittenversatzes und des Winkelfehlers resultiert aus Höhenunterschieden beim Anziehen der Feststellschrauben der beiden Böcke. Es wurde versucht, diesen Fehler durch Anziehen der Schrauben in einer bestimmten Reihenfolge mit einem bestimmten Drehmoment zu minimieren. Die dazu nötigen Daten wurden mit Hilfe des oben erwähnten Laser-Ausrichtsystems ermittelt.

Weiterhin ist auch die Verstellung der Böcke mit Spindeln fehlerbehaftet. Die Verwendung von Spindeln mit einer Gewindesteigung von 1 mm erschwerte die genaue Einstellung von Versätzen in 10 µm-Schritten. Da tragfähige Gewinde mit noch geringeren Steigungen nur mit erhöhtem Aufwand und unter Verwendung spezieller Materialien und Werkzeuge zu fertigen sind, ist zu empfehlen, bei ähnlichen Aufbauten zur Positionierung im Mikrometerbereich zukünftig die Feinverstellung über Piezoelemente zu realisieren.

Zusätzlich sei darauf hingewiesen, dass auch die hier verwendeten induktiven Wegtaster einen geringen Fehler einbringen (s. Fehlerbetrachtung im Kap. 5.2.3.2).

6 Vergleich Theorie - Praxis

Abschließend soll hier eine Aussage über die Vergleichbarkeit der errechneten und der versuchstechnisch ermittelten Ergebnisse getroffen werden.

Die mit der in Kap. 4.3.3.3 beschriebenen Rechenmethode ermittelten spezifischen Zahnpaarfedersteifigkeiten liegen in dem von DIETZ in [1/8] angegebenen Spektrum von 43 bis $55 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$. Es ergibt sich für die in Kapitel 5.2.2 erwähnte Versuchsverzahnung eine spezifische Zahnpaarfedersteifigkeit

$$\text{-für die Paarung Synchronkörper–Schiebemuffe von: } c' = 47,93 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}}$$

$$\text{-für die Paarung Kupplungskörper–Schiebemuffe von: } c' = 47,82 \frac{\text{N}}{\text{mm} \cdot \mu\text{m}} .$$

Auch das allgemeine Modell zur Entstehung von Gangsprüngen wurde bestätigt. Durch experimentelle Untersuchungen konnten die Überlegungen zum Auftreten von Gangsprüngen bei Mittenversatz in einem bestimmten Lastfall bewiesen und die zur Erzeugung einer ungleichmäßigen Lastverteilung notwendigen Radialkräfte mit ihrer Lage auf dem Umfang der Verzahnung nachgewiesen werden. Von Vorteil war dabei die Unabhängigkeit des Angriffswinkels von der Größe des Mittenversatzes.

Die mit Hilfe des Berechnungsmodells aufgezeigte Abhängigkeit der resultierenden Axialkraft auf die Schiebemuffe von den Verzahnungsabweichungen wurde versuchstechnisch nicht überprüft.

Die berechnete Größe der bei einem bestimmten Mittenversatz auftretenden Radialkraft konnte durch die Versuche mit ausreichender Genauigkeit wiedergegeben werden. Durch die Verwendung von spielbehafteten Lagern kommt es vor dem tatsächlichen Versatz der Mittenachsen von Kupplungskörper und Synchronkörper zu einer Ausnutzung des Spiels der Lagerung. Wird dies vernachlässigt, treten Abweichungen der gemessenen zur errechneten Radialkraft auf. Des weiteren wird die eindeutige Zuordnung der gemessenen Radialkraft zum tatsächlichen Mittenversatz erschwert.

Durch die sorgfältig hergestellten, aber nicht abweichungsfreien Versuchsverzahnungen reduziert sich zusätzlich die resultierende Axialkraft auf die Schiebemuffe (vgl. Bild 5.23) und Gangsprüngen tritt erst bei höheren Mittenversätzen auf.

7 Zusammenfassung

Die Ursache des Auftretens von Gangspringen ist der durch den Radialversatz des Losrades zum Synchronkörper zustande kommende Winkel zwischen der Innenverzahnung Schiebemuffe und den Außenverzahnungen Kupplungs- und Synchronkörper. Die unter Drehmomentbelastung auftretende Selbstzentrierung solcher Steckverzahnungen und die zentrierende Wirkung der Hinterschneidung haben an der gegenüberliegenden Seite der Schaltverzahnung eine Radialkraft zur Folge, welche eine ungleichmäßige Verteilung der Last aus diesem Drehmoment auf die einzelnen Zähne bewirkt. Die durch den Kippwinkel hervorgerufenen Bereiche des „Aufeinanderzulaufens“ und des „Auseinanderlaufens“ der Zähne in Verbindung mit Bereichen von unterschiedlicher Last am Zahnpaar bewirkt entweder eine die Schaltverzahnung trennende oder eine zusätzlich haltende Kraft.

Mit Hilfe des in Kap. 4.2.1 beschriebenen Modells kann ermittelt werden, welcher Lastfall (Kombination von Last- und Drehrichtung) bei einer Schaltverzahnung gangspringfördernd und welcher gangspringhemmend wirkt. Bei bekannter Geometrie und Belastung der Schaltverzahnung kann weiterhin mit guter Genauigkeit ermittelt werden, wie groß die in Axialrichtung auf die Schiebemuffe wirkende Kraft ist. Dabei sind als Haupteinflussparameter die Breite der Schiebemuffe, die gemeinsame Zahnbreite zwischen Synchronkörper- und Schiebemuffenverzahnung sowie zwischen Schiebemuffen- und Kupplungskörperverzahnung als auch die Größe des Hinterschneidungswinkels erkennbar.

Durch folgende, in diesem Modell enthaltene Vereinfachungen, ist die errechnete Axialkraft auf die Schiebemuffe eine Näherungslösung. So wird beispielsweise im Modell aufgrund der fehlenden Rechenvorschriften der gleiche Reibbeiwert an allen Zahnpaaren und bei allen Drehzahlen verwandt. Damit wird die Abhängigkeit des Reibbeiwertes von der Zahnstellung, der Drehzahl sowie der Materialbearbeitungsrichtung und -qualität nicht berücksichtigt. Ein eindeutiges Rechenverfahren zur Bestimmung des Reibbeiwertes würde die Exaktheit des Ergebnisses verbessern. Eine zusätzliche Steigerung der Genauigkeit wäre zu erzielen, wenn der Kippwinkel des Losrades relativ zum Synchronkörper in das Rechenverfahren eingebunden sowie eine Verfeinerung der Geometrieannahmen durchgeführt würde. Bisher werden auch keine radialen Versätze der Innen- zur Außenverzahnung zugelassen. Liegen jedoch Teilungsabweichungen vor, wird ihre Wirkung auf die Lastverteilung teilweise durch radiale Verschiebungen beeinflusst. Beachtet und unterschieden werden muss dann allerdings, ob die Schaltverzahnung flanken- oder stollenzentriert ist. Bei weiterführenden Untersuchungen sollten diese Punkte Beachtung finden.

8 Schlussfolgerungen

Wie erläutert, hat das Problem des sich selbsttätig lösenden Formschlusses bei einer Kraftfahrzeugschaltverzahnung hauptsächlich die Ursache in einer fehlerhaften Lage des Bauteils „Losrad mit Kupplungskörper“ im System Schaltverzahnung. Fehlerhaft hergestellte Bauteile können ebenfalls zu Gangspringen führen, wenn z.B. die Wirkung der Hinterschneidungen aufgehoben oder keine ausreichende gemeinsame Zahnbreite zwischen Schiebemuffe und Kupplungskörper ermöglicht wird. Teilungsabweichungen an den Bauteilen der Schaltverzahnung sind jedoch für das Problem Gangspringen nicht verantwortlich.

Für Versuchszwecke ist es durchaus möglich, eine fast ideale Lage des Bauteils „Losrad mit Kupplungskörper“ zu realisieren und damit Gangspringen zu verhindern. Problematisch ist bei der Lösung „Lageverbesserung“ die praktische Umsetzung im Getriebe bei Serienproduktion. Hier sind die vorgeschriebenen, bereits sehr geringen Toleranzen immer noch nicht klein genug, um eine Minimierung der Deplatziierung des Losrades für alle Teile des Toleranzfeldes zu gewährleisten. Somit ist immer eine mehr oder weniger fehlerhafte Lage des Bauteiles „Losrad mit Kupplungskörper“ zu erwarten.

Eine weitere Lösungsmöglichkeit ist die Vergrößerung der Kräfte, welche zur Arretierung des geschalteten Ganges beitragen. Dazu gehören zum einen alle durch Rastierungen von außerhalb des Systems Schaltverzahnung aufgebrauchten Haltekräfte und zum anderen die durch die Hinterschneidungen erzeugte Haltekraft. Größere Rastierkräfte können relativ einfach verwirklicht werden und zur Vergrößerung der Axialkraft durch die Hinterschneidung kann der Hinterschneidungswinkel β_{HS} vergrößert werden. Beides hat allerdings den Nachteil, daß die Maßnahmen nur bis zu einer bestimmten Grenze angewandt werden können, da sonst Einbußen beim Schaltkomfort zu erwarten sind. Weil die ganghaltende Kraft aus einer Rastierung nur indirekt über die Schaltgabel auf die Schiebemuffe aufgebracht werden kann und damit die Schaltgabel permanent an der Schiebemuffe anliegt, hat speziell die Erhöhung der Rastierkraft den zusätzlichen Nachteil, dass erhöhter Verschleiß an der Schaltgabel auftreten kann.

Die zu empfehlende Lösung ergibt sich aus der theoretischen Betrachtung der Wirkmechanismen in einer Schaltverzahnung bei Lageabweichung des Bauteils „Losrad mit Kupplungskörper“ (Kap. 4.2.1). Es ist anzustreben, die Differenz der Zahnnormalkräfte aus der Zone des „Aufeinanderzulaufens“ und der Zone des „Auseinanderlaufens“ der

Zähne eines Zahnpaares so gering wie möglich zu halten, um eine möglichst geringe Axialkraft auf die Schiebemuffe zu erhalten. Dies kann durch die Verringerung der äußeren Radialkräfte auf die Steckverzahnungen erreicht werden.

Zur Reduzierung der Radialkräfte infolge der zentrierenden Wirkung der Steckverzahnungen bei Drehmomentbelastung kann einmal die Überdeckung zwischen Synchronkörper und Schiebemuffe verringert werden oder eine Breitenballigkeit an dieser Verzahnung angebracht werden. Theoretisch sind diese Maßnahmen auch an der Schiebemuffen–Kupplungskörper–Verzahnung wirkungsvoll, jedoch ist die Überdeckung dort üblicherweise sehr gering und eine Balligkeit über die Hinterschneidung ist sehr schwierig herzustellen.

Die Platzersparnis bei einer Verringerung der Überdeckung an der Synchronkörper–Schiebemuffen–Verzahnung durch die Verringerung der Breite des Synchronkörpers wäre durchaus auch für quer eingebaute Getriebe von Vorteil. Hierbei ist allerdings zu beachten, daß die in Axialrichtung verschiebbare Verzahnung Synchronkörper–Schiebemuffe nicht so schmal ausgeführt wird, dass Verklemmen auftritt.

Weiterhin kann zur Verminderung der Gefahr des Auftretens von Gangspringen die Breite der Schiebemuffe bzw. der Abstand der Verzahnungsmitten der Synchronkörper–Schiebemuffen–Verzahnung und der Schiebemuffen–Kupplungskörper–Verzahnung vergrößert werden, damit die selbstzentrierende Wirkung an einer ausgelenkten Steckverzahnung geringere äußere Radialkräfte zur Folge hat. Ein Ergebnis einer solchen Vorgehensweise ist allerdings die Verbreiterung des Getriebes.

Ergänzend zu diesen Maßnahmen sollten die Reibbeiwerte zwischen Schiebemuffe und Synchronkörper, als auch zwischen Schiebemuffe und Kupplungskörper so klein wie möglich gewählt werden. Hierdurch wird die durch Reibung hervorgerufene Axialkraft auf die Schiebemuffe minimiert, d.h. das Ungleichgewicht zwischen der haltenden Kraft aus der Hinterschneidung und der ggf. trennend wirkenden Kraft aus der Lageabweichung zugunsten der Kraft aus der Hinterschneidung wird verschoben (Die Abhängigkeit der Axialkraft auf die Schiebemuffe vom Reibbeiwert μ ist in Bild 5.21 dargestellt).

Eine weitere Möglichkeit zur Vermeidung von Gangspringen lässt sich aus den Untersuchungen an Getrieben unterschiedlicher Hersteller ableiten. Hierbei wird, durch vorstehende Zahnflanken, die Last aus dem Drehmoment auf zwei sich gegenüberliegende

oder drei symmetrisch auf dem Umfang verteilte Bereiche konzentriert. Die Wirksamkeit der in 3.4.3 beschriebenen Maßnahmen zum Segmenttragen basiert auf dieser Grundlage, worüber jedoch noch ein separater theoretischer Nachweis zu führen wäre.

Zusammenfassend sind die hier erläuterten Schlussfolgerungen noch einmal in folgender Tabelle 8.1 aufgelistet:

Tabelle 8.1 / Hinweise zur Konstruktion von Getrieben im Hinblick auf Gangspringen:

	bestehende Konstruktionen	Neukonstruktionen
1	Reduzierung des Radialspieles der betroffenen Losradlagerung	Auswahl einer sowohl spielarmen als auch möglichst breiten Losradlagerung
2	Vergrößerung des Hinterschneidungswinkels von Kupplungskörper und Schiebemuffe	Auswahl eines Fertigungsverfahrens zur Herstellung von großen Hinterschneidungen
3	Vergrößerung der durch Rastierungen aufgebrauchten Haltekräfte	Vorsehen geeigneter Rastierungen mit hoher haltender Wirkung
4	Einbau zusätzl. Haltevorrichtungen in Form von Haltekanten auf dem Synchronkörper	Vorsehen mehrerer Haltevorrichtungen wie Hinterschneidungen, Haltekanten etc.
5	Reduktion der gemeinsamen Zahnbreite von Schiebemuffe und Synchronkörper im geschalteten Zustand	Auswahl einer kl. gemeinsamen Zahnbreite zw. Schiebemuffe und Synchronkörper bzw. eines Systems mit Nut im Synchronkörper
6	Anwendung bombierter Zähne auf dem Synchronkörper	Anwendung bombierter Zähne auf dem Synchronkörper
7		Auswahl eines möglichst großen Abstands zw. den Mitten der Steckverzahnung Synchronkörper-Schiebemuffe und Schiebemuffe-Kupplungskörper im geschalteten Zustand
8	Reduzierung der Oberflächenrauigkeit der Zahnflanken von Schiebemuffe, Synchron- und Kupplungskörper in Richtung ihrer Bewegung zueinander	Auswahl eines Verfahrens zur Herstellung der Verzahnungen von Schiebemuffe, Synchron- und Kupplungskörper mit axialer Richtung der spanenden Bearbeitung bzw. einer geringen resultierenden Oberflächenrauigkeit
9	Einbau eines Verzahnungspartners (Innen- oder Außenverzahnung) mit Bereichen vorstehender Zahnflanken	Vorsehen eines Verzahnungspartners (Innen- oder Außenverzahnung) mit Bereichen vorstehender Zahnflanken

9 Verzeichnisse

9.1 Literaturverzeichnis

9.1.1 Bücher und Zeitschriften

- [1/1] *Basedow, G.:* ZAHNKUPPLUNGEN FÜR HOHE DREHZAHLN, Zeitschrift „Antriebstechnik“ Nr. 2 / 1984, S. 18 - 21
- [1/2] *Bär, G. / Kunze, G.:* ZUM EINGRIFFSVERHALTEN EINER KUPPLUNGSVERZÄHNUNG, Zeitschrift „Maschinenbautechnik“ Nr. 12 /1986, S. 560 – 563, Berlin
- [1/3] *Bauer, H. P.:* ÜBER DAS AXIALVERHALTEN VON ZAHNKUPPLUNGEN, Zeitschrift „Konstruktion“ Nr. 42 / 1990, S. 355 – 360, Springer-Verlag
- [1/4] *Benkler, H.:* ZUR AUSLENKUNG BOGENVERZÄHNTER ZAHNKUPPLUNGEN, Zeitschrift „Konstruktion“ Nr. 8 /1972, S. 326 – 333, Springer-Verlag
- [1/5] *Börner, J.:* EINE BESONDERS EFFEKTIVE METHODE ZUR BERECHNUNG DER VERZÄHNUNGSBEANSPRUCHUNG IM EINGRIFFSFELD, Forschungsbericht, Technische Universität Dresden, 1994
- [1/6] *Breuer, M.:* DOKUMENTATION ZUM FORSCHUNGSVORHABEN NR. 184, LAGERSTEIFIGKEIT, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V., Heft 375, 1993
- [1/7] *Bünder, C.:* ANALYSE DER BEANSPRUCHUNGEN DER VERZÄHNUNG VON ZAHNKUPPLUNGEN, Dissertation TU Dresden, 2000
- [1/8] *Dietz, P.:* DIE BERECHNUNG VON ZAHN- UND KEILWELLENVERBINDUNGEN, Selbstverlag des Verfassers, Büttelborn, 1978
- [1/9] *Fachverband Pulvermetallurgie:* RAUHEITSMESSUNG AN SINTERMETALLEN, Informationsschrift hrsg. vom Fachverband Pulvermetallurgie, Hagen, 1991
- [1/10] *Fleiss, R. / Pahl, G.:* RADIAL- UND AXIALKRÄFTE BEIM BETRIEB VON ZAHNKUPPLUNGEN, VDI-Berichte Nr. 299, S. 153 – 159, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1977
- [1/11] *Fleiss, Rainer:* DAS RADIAL- UND AXIALVERHALTEN VON ZAHNKUPPLUNGEN Dissertation TH Darmstadt, 1977

- [1/12] *Freudenthal, P.*: ABSCHLUßBERICHT ZUM FORSCHUNGSVORHABEN NR. 206, LOSRADKIPPEN, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Heft 402, 1994
- [1/13] *Heinz, R. / Fleiss, R.*: UNTERSUCHUNG DER KRAFT- UND REIBUNGSVERHÄLTNISSE IN ZAHNKUPPLUNGEN FÜR GROßE LEISTUNGEN UND IHRES EINFLUSSES AUF DAS SCHWINGUNGSVERHALTEN VON GEKOPPELTEN WELLENSTRÄNGEN, Forschungskuratorium Maschinenbau, Vorhaben Nr. 13, Teilabschlußberichte, 1977 / 1979
- [1/14] *Hohrein, A. / Senf, M.*: UNTERSUCHUNGEN ZUR LAST- UND SPANNUNGSVERTEILUNG AN SCHRÄGVERZAHNTEN STIRNRÄDERN, Dissertation, Technische Universität Dresden, 1978
- [1/15] *Lechner, Gisbert*: FAHRZEUGGETRIEBE / GRUNDLAGEN, AUSWAHL, AUSLEGUNG UND KONSTRUKTION, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1994
- [1/16] *Linke, Heinz*: STIRNRADVERZÄHNUNG, Hanser-Verlag, München, Wien, 1996
- [1/17] *Lundberg, G.*: CYLINDER COMPRESSED BETWEEN TWO PLANE BODIES, SKF Kugellagerfabriken, Göteborg 1949
- [1/18] *Pries, Margitta*: ZUR GEOMETRIE UND KINEMATIK VON BOGENZAHNKUPPLUNGEN, Dissertation TU Dresden, 1990
- [1/19] *Weber, C. / Banaschek, K.*: FORMÄNDERUNG UND PROFILRÜCKNAHME BEI GERAD- UND SCHRÄGVERZAHNTEN RÄDERN, Verlag Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig, 1955
- [1/20] *Wesolowski, K.*: DREIDIMENSIONALE BEANSPRUCHUNGSZUSTÄNDE UND FESTIGKEITSNACHWEIS DREHMOMENTBELASTETER ZAHNWELLEN-VERBINDUNGEN UNTER ELASTISCHER UND TEILPLASTISCHER VERFORMUNG, Fortschritt-Berichte VDI-Reihe 1 Nr. 286, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997
- [1/21] *Wiche, E.*: RADIALE FEDERUNG VON WÄLZLAGERN BEI BELIEBIGER LAGERLUFT, Zeitschrift „Konstruktion“ Heft 5 / 1967, S. 184 – 192
- [1/22] *Ziegler, H.*: VERZÄHNUNGSSTEIFIGKEIT UND LASTVERTEILUNG SCHRÄG-VERZÄHNTER STIRNRÄDER, Dissertation TH Aachen, 1971

9.1.2 Normen

- [2/1] *Deutsches Institut für Normung e.V.*: DEUTSCHE NORM DIN 3960, BEGRIFFE UND BESTIMMUNGSGRÖßEN FÜR STIRNRÄDER UND STIRNRADPAARE MIT EVOLVENTENVERZÄHNUNG, Beuth-Verlag GmbH, Berlin, 1987
- [2/2] *Deutsches Institut für Normung e.V.*: DEUTSCHE NORM DIN 3964, ACHSABSTANDSABMAßE UND ACHSLAGETOLERANZEN VON GEHÄUSEN FÜR STIRNRADGETRIEBE, Beuth-Verlag GmbH, Berlin, 1980
- [2/3] *Deutsches Institut für Normung e.V.*: DEUTSCHE NORM DIN 3990, TEIL 1, TRAGFÄHIGKEITSBERECHNUNG VON STIRNRÄDERN, Beuth-Verlag GmbH, Berlin, 1987
- [2/4] *Deutsches Institut für Normung e.V.*: DEUTSCHE NORM DIN 5480, ZAHNWELLENVERBINDUNGEN MIT EVOLVENTENFLANKEN, Beuth-Verlag GmbH, Berlin, 1991
- [2/5] *Deutsches Institut für Normung e.V.*: EUROPÄISCHE NORM DIN EN ISO 4288, OBERFLÄCHEN: TASTSCHNITTVERFAHREN; REGELN UND VERFAHREN ZUR BEURTEILUNG DER OBERFLÄCHENBESCHAFFENHEIT, Beuth-Verlag GmbH, Berlin, 1991

9.1.3 Patentschriften

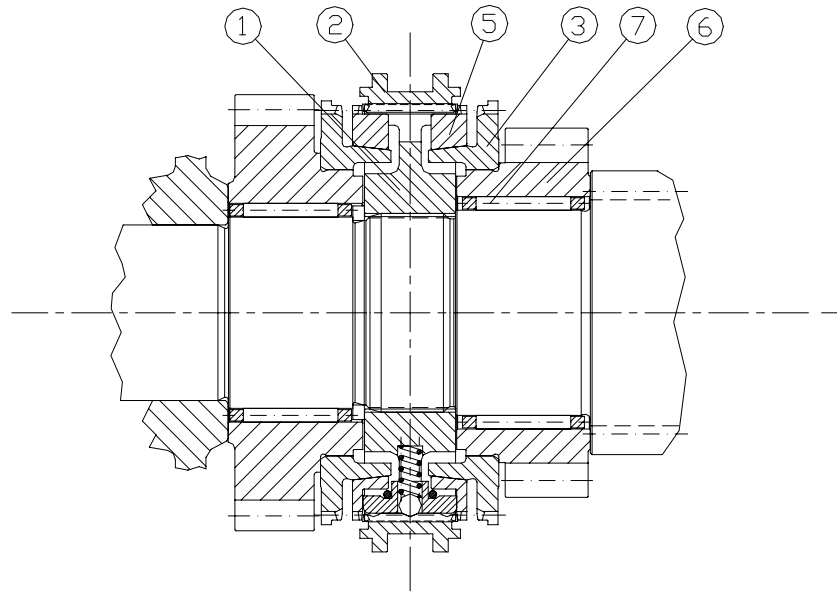
- [3/1] *Bibbens, William H.*: Patentschrift US 3 334 715 und die korrespondierenden Patente US 3 367 462 (1968), US 3 537 558 (1969), DE 1 500 326 (1965) und EP 0 005 645 (1979), INTERLOCKING TOOTHED MEMBERS, Anmeldung: 22. Januar 1964, für William H. Bibbens, Detroit / Michigan, US
- [3/2] *Bürger, Hans*: Offenlegungsschrift DE 100 59 417 A1, GANGSPRUNGSICHERE FORMSCHLUSSKUPPLUNG, Anmeldung: 30. November 2000, für DaimlerChrysler AG, Stuttgart / Deutschland
- [3/3] *Duncan, Emmett B.*: Patentschrift US 3 305 061, AXIAL LOCKING CLUTCH, Anmeldung: 16. Dezember 1964, für Borg Warner Co., Chicago / Illinois, US

- [3/4] *Janiszewski, Grzegorz*: Veröffentlichungsschrift DE 4 491 682 T1, EINGRIFFSVORRICHTUNG IN EINEM FAHRZEUGGETRIEBE, Anmeldung: 16. März 1994, für Aktiebolaget Volvo, Göteborg / Schweden
- [3/5] *Johnson, Charles.*: Offenlegungsschrift DE 19 542 924 A1, SYNCHRONISATIONSANORDNUNG MIT EINEM DREHMOMENTVERRIEGELUNGSMERKMAL, Anmeldung: 16. Nov. 1995, für Borg-Warner Automotive Inc., Sterling Heights / Michigan, US
- [3/6] *Knödel, Gunter*: Patentschrift DE 3 939 274 C2, SYNCHRONISIEREINRICHTUNG FÜR EIN SCHALTGETRIEBE, Anmeldung: 28. November 1989, für Getrag GmbH, Ludwigsburg / Deutschland
- [3/7] *Maier / Vollmer / Ruf*: Patentschriften DE 738 515 und DE 744 949, AXIAL AUSTRÜCKBARE ZAHNKUPPLUNG, Anmeldung: 11. April 1941 und 7. Juli 1942, für Zahnradfabrik Friedrichshafen AG, Friedrichshafen, Deutschland
- [3/8] *Maybach, K.*: Patentschriften US 2 049 127 und DE 700 712, AUSBILDUNG VON KLAUENKUPPLUNGSSZÄHNEN, INSBESONDERE BEI GETRIEBEN VON KRAFTFAHRZEUGEN, Anmeldung: 18. Juli 1933 und 19. Juli 1938, für Maybach Motorenbau GmbH, Friedrichshafen, Deutschland
- [3/9] *Müller, Robert*: Patentschrift DE 2 523 953 C3, SYNCHRONISIEREINRICHTUNG, INSBESONDERE FÜR GESCHWINDIGKEITSWECHSELGETRIEBE VON KRAFTFAHRZEUGEN, Anmeldung: 30. Mai 1975, für Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Stuttgart / Deutschland
- [3/10] *Neumann, Ladislav*: Auslegungsschrift DE 1 936 017, KLAUENSCHALTKUPPLUNG FÜR ZAHNRÄDERWECHSELGETRIEBE, INSBESONDERE FÜR KRAFTFAHRZEUGE, Anmeldung: 15 Juli 1969, für Tatra N.P., Koprzivnice / Tschechoslowakei
- [3/11] *Oesterle, John C.*: Patentschrift US 3 303 915, AXIAL LOCKING CLUTCH, Anmeldung: 11. Dezember 1964, für Borg Warner Co., Chicago / Illinois, US
- [3/12] *Péras, Lucien*: Patentschrift US 3 043 414, DOG CLUTCHES, Anmeldung: 14. Dezember 1959, für Régie Nationale des Usines Renault, Billancourt / Seine, Frankreich

- [3/13] *Peterson / Deimel*: Patentschrift US 2 070 140, CLUTCH FOR TRANSMISSION GEARS, Anmeldung: 17. Januar 1934, für Spicer Manufacturing Co., Virginia, US
- [3/14] *Wahlberg, Nils Erik*: Patentschrift US 1 935 965, CLUTCH MECHANISM, Anmeldung: 16. Juli 1931, für Nash Motors Company, Kenosha / Maryland, US
- [3/15] *Wöntner, Gebhard*: Patentschrift EP 0 511 613 A1, WECHSELGETRIEBE MIT KLAUENKUPPLUNG FÜR EINEN ZAPFWELLENANTRIEB, Anmeldung: 27. April 1992, für Steyr-Daimler-Puch AG, Wolfers / Österreich

9.2 Verwendete Begriffe, Symbole und Indizes

Begriffe:



Die in der folgenden Begriffserklärung mit einem Kreis nummerierten Bauteile sind in obiger Prinzipskizze wiederzufinden. Die in den folgenden Beschreibungen *kursiv* bezeichneten Begriffe sind selbst Gegenstand einer eigenen Beschreibung.

- ①. **Synchronkörper / Führungsmuffe:**
 ist das Teil der Schalteinrichtung, welches drehfest (üblicherweise durch eine Innensteckverzahnung) mit der Welle verbunden ist. Des weiteren besteht durch eine Außensteckverzahnung ein dauerhafter, axial veränderlicher Eingriff dieses Bauteils mit der *Schiebemuffe*.
- ②. **Schiebemuffe:**
 ist das Teil der Schalteinrichtung, welches durch eine Innensteckverzahnung drehfest, jedoch axial verschiebbar mit dem *Synchronkörper* verbunden ist. Im geschalteten Zustand der Schalteinrichtung steht die Schiebemuffe durch eben diese Verzahnung auch mit dem *Kupplungskörper* im Eingriff. Die axiale Stellung dieses Bauteils wird von der *Schaltgabel* festgelegt.
- ③. **Kupplungskörper:**
 ist das Teil der Schalteinrichtung, welches fest mit dem *Losrad* verbunden ist und in Schaltstellung durch eine Außensteckverzahnung am Umfang mit der *Schiebemuffe* im Eingriff steht.

4. Hinterschneidung:

bezeichnet die veränderliche Dicke eines Zahnes über seine Breite. Die Hinterschneidung eines Zahnes entspricht einem unterschiedlichen Vorzeichen des Schrägungswinkels von Rechts- und Linksflanke. Eine Hinterschneidung wird üblicherweise an der Kupplungskörperverzahnung und an der Verzahnung der *Schiebemuffe* angebracht.

5. Synchronring:

ist das Teil der Schalteinrichtung, welches vor Ineinandergreifen der Zähne der zu koppelnden Teile *Schiebemuffe* und *Kupplungskörper* durch Druck auf einen Reibkonus Drehzahlgleichheit zwischen *Schiebemuffe* und *Kupplungskörper* herstellt.

6. Losrad:

ist das Teil der Schalteinrichtung, welches mit dem *Festrad* eine Gangstufe bildet, d.h. im Zusammenwirken mit dem *Festrad* verantwortlich für das Übersetzungsverhältnis ist. Es besitzt eine Stirnverzahnung (Laufverzahnung), welche üblicherweise als Schrägverzahnung ausgeführt ist und mit dem *Festrad* in ständigem Eingriff steht. Das Losrad ist fest mit dem *Kupplungskörper* verbunden und durch ein *Losradlager* drehbar auf der Welle gelagert.

7. Losradlager:

Ist das Teil der Schalteinrichtung, durch welches das *Losrad* drehbar auf der Welle gelagert ist. Dieses Lagerung ist üblicherweise als Nadellager, in einigen Fällen aber auch als Gleitlager ausgeführt.

8. Festrad:

ist das Teil der Schalteinrichtung, welches mit dem *Losrad* eine Gangstufe bildet, d.h. im Zusammenwirken mit dem *Losrad* verantwortlich für das Übersetzungsverhältnis ist. Es besitzt eine Stirnverzahnung (Laufverzahnung), welche üblicherweise als Schrägverzahnung ausgeführt ist und mit dem *Losrad* in ständigem Eingriff steht. Das Festrad ist fest mit der Welle, auf welcher es sitzt verbunden.

9. Schaltgabel:

ist das Teil der Schalteinrichtung, welches die axiale Bewegung der auf dem *Synchronkörper* verschiebbaren *Schiebemuffe* steuert.

10. Stollen- oder Flankenzentrierung:

ist die Beschreibung der Zentrierungsart, mit der die *Schiebemuffe* auf dem *Synchronkörper* zentriert wird. Stollenzentrierung bedeutet, dass eine Anzahl von Zahnköpfen des einen Teiles im Fuß der Zahnücke des anderen Teiles aufliegt und damit eine radiale Führung der *Schiebemuffe*, auch ohne Last, erreicht wird. Flankenzentrierung bedeutet, dass die selbstzentrierende Eigenschaft einer Steckverzahnung bei Anlage der Flanken beider Teile ausgenutzt wird und damit eine radiale Führung der *Schiebemuffe* nur unter Last erreicht wird.

11. Haltekraft / Ganghaltekraft:

ist eine Kraft die bewirkt, dass sich der einmal geschaltete Gang nur durch eine größere als diese Haltekraft wieder lösen lässt. Eine Ganghaltekraft setzt sich üblicherweise aus einer Axialkraft, entstehend aus der *Hinterschneidung*, sowie einer *Rastierungskraft* zusammen.

12. Rastierungskraft:

ist eine Kraft, die üblicherweise durch federbelastete Kugeln, welche in einer Kontur laufen, aufgebracht wird. Sie soll bewirken, daß ein Bauteil solange in einer bestimmten Lage verbleibt, bis eine Kraft aufgebracht wird, die größer als die Federkraft auf eine Rampe ist.

13. Einschalttiefe:

bezeichnet die gemeinsame Zahnbreite (Flankenüberdeckung) zwischen Schiebemuffenzähnen und Kupplungskörperzähnen bei geschaltetem Gang. Die maximale Einschalttiefe wird durch einen Anschlag, bis zu welchem die *Schiebemuffe* axial geführt wird, festgelegt. Wird die *Schiebemuffe* nicht bis zu diesem Anschlag geführt, also nicht bis zur maximalen Einschalttiefe, wird der Gang als nicht durchgeschaltet bezeichnet.

14. Lastfall:

bezeichnet, bei zusätzlicher Berücksichtigung der Anordnung einer Schaltverzahnung, die Richtung des Kraftflusses durch diese Schaltverzahnung. Unterschieden wird zwischen Zug- und Schublastfall. Zuglastfall bedeutet, dass eine Antriebskraft vom Motor über die Antriebswelle des Getriebes, die Schalt- und die Laufverzahnung, das Differential, die Abtriebswelle auf die Räder übertragen wird. Schublastfall bedeutet, dass der Motor eine Bremswirkung ausübt und damit der Kraftfluss in die entgegengesetzte Richtung stattfindet.

15. Zugflanke und Schubflanke:

bezeichnet diejenigen Zahnflanken, die bei Zuglastfall bzw. Schublastfall an ihrem Gegenzahn anliegen und Kraft übertragen.

16. Vorderflanke und Rückflanke:

bezeichnet entsprechend dem Zug- bzw. Schublastfall kraftübertragende (Vorderflanke) bzw. entlastete (Rückflanke) Flanke eines Zahnes.

17. Schaltverzahnung / Kupplungsverzahnung:

bezeichnet die drei an der Kraftübertragung beteiligten Teile *Kupplungskörper*, *Schiebemuffe* und *Synchronkörper*.

18. Steckverzahnung:

bezeichnet zusammengehörende Innen- und Außenverzahnungen, welche so ausgelegt sind, dass sie axial verschiebbar ineinander passen und Drehmoment übertragen können. Im Kontext dieser Arbeit ist hiermit eine Seite einer *Schaltverzahnung* gemeint.

19. Ein- bzw. Zweistufig:

werden Getriebe nach der Lage des An- und des Abtriebs bezeichnet. Liegen An- und Abtrieb auf zwei benachbarten An- bzw. Abtriebswellen, läuft der Kraftfluss nur über eine Zahnradpaarung. Dann wird das Getriebe als einstufig bezeichnet. Sind An- und Abtriebswelle nicht benachbart oder haben eine gemeinsame Mittenachse, muss der Kraftfluss über eine Vorgelegewelle und damit zwei Zahnradpaarungen hergestellt werden. Dann ist das Getriebe zweistufig.

allgemeine Symbole; alphabetisch geordnet:

A	eine Ebene in einem Koordinatensystem	
E	Elastizitätsmodul eines Werkstoffes	$[N/mm^2]$
F	Kraft	$[N]$
l	Länge oder Hebelarm	$[mm]$
l_{SK-KK}	Länge zw. den Verzahnungsmitten Synchronkörper-Schiebemuffe und Schiebemuffe-Kupplungskörper	$[mm]$
l_{SK-SM}	Länge zw. der Verzahnungsmitte Synchronkörper-Schiebemuffe und der Schiebemuffenmitte	$[mm]$
l_{KK-SM}	Länge zw. der Verzahnungsmitte Kupplungskörper-Schiebemuffe und der Schiebemuffenmitte	$[mm]$
l_{SM}	Länge zw. der Bauteilmitte Synchronkörper und der Schiebemuffenmitte	$[mm]$
l_{LR}	Länge zw. der Bauteilmitte Synchronkörper und der Losradmitte	$[mm]$
l_{LV}	Länge zw. der Bauteilmitte Losrad und der Mitte der Losradverzahnung	$[mm]$
l_{Rolle}	tragende Länge einer Rolle eines Wälzlagers	$[mm]$
M_T	Drehmoment	$[Nm]$
\underline{n}	Normalenvektor einer Ebene	
n	Drehzahl	$[min^{-1}]$
n_{Reihe}	Anzahl der Wälzkörperreihen eines Lagers	
n_{Rolle}	Anzahl der Wälzkörper in einer Reihe eines Lagers	
P	Punkt in einem Koordinatensystem	
$P_{x,y,z}$	X, Y oder Z – Koordinate eines Punktes	
P_G	ein Punkt, der auf einer Geraden liegt	
$-p$	Konstante in der Ebenengleichung	
S	Spiel oder Luft	$[\mu m]$
$\underline{u}, \underline{v}$	Vektoren in einem Koordinatensystem	
$u_{x,y,z}$	x, y oder z - Anteil am Vektor \underline{u}	
V	Verformung	$[\mu m]$
w	Linien- oder Streckenlast	$[N/mm]$
x_F, y_F, z_F	Koordinaten des Angriffspunktes einer Kraft	
Δ	Verformung / Änderung einer Abmessung	$[\mu m]$
Δ_{rad}	Deformation / Außermittigkeit eines Lagers	$[\mu m]$
δ	Verdrehung	$[^\circ]$
ε	Lasteinflussparameter	

φ	Winkelstellung eines Zahnes / Wälzkörpers	[°]
κ	Angriffswinkel einer Kraft auf dem Umfang	[°]
λ	Skalierungsfaktor	
μ	Reibbeiwert / Reibungskoeffizient	
ω	Winkelgeschwindigkeit	[°/s]
ζ	Winkel zwischen zwei Mittenachsen	[°]

Symbole zu Verzahnungsangaben; alphabetisch geordnet:

a	Achsabstand	[mm]
b	Zahnbreite	[mm]
b_{cal}	theoretische Berührungsbreite eines Zahnpaares	[mm]
b_{eff}	tatsächliche Berührungsbreite eines Zahnpaares	[mm]
b_w	gemeinsame Breite eines Zahnpaares (Überdeckung)	[mm]
c	Zahnpaarfedersteifigkeit	[N/ μ m]
c'	spezifische Zahnpaarfedersteifigkeit	[N/(mm μ m)]
d	Teilkreisdurchmesser	[mm]
d_a	Kopfkreisdurchmesser	[mm]
d_b	Grundkreisdurchmesser	[mm]
d_f	Fußkreisdurchmesser	[mm]
d_y	Durchmesser einer bestimmten Zahnhöhe	[mm]
m	Modul einer Verzahnung	[mm]
p_t	(Stirn-)Teilung einer Verzahnung	[mm]
r	Teilkreisradius	[mm]
r_b	Grundkreisradius	[mm]
s	Zahndicke allgemein	[mm]
s_t	Zahndicke im Teilkreis	[mm]
s_{yt}	Zahndicke in einer definierten Zahnhöhe	[mm]
x	Profilverschiebung	[mm]
z	Zahl der Zähne einer Verzahnung	
α	Eingriffswinkel einer Stirnverzahnung	[°]
α_y	Profilwinkel in einer definierten Zahnhöhe	[°]
β	Schrägungswinkel einer Stirnverzahnung	[°]
β_{HS}	Hinterschneidungswinkel	[°]
Ψ	Zahndicken-Halbwinkel	[°]

Symbole zu Verzahnungsabweichungen:

e	Exzentrizität	[μm]
$F_{\beta\gamma}$	Flankenlinien-Abweichung / Klaffmaß zwischen zwei Zahnflanken, welche unter einem Winkelfehler zueinander angeordnet sind	[μm]
f_p	Teilungs-Einzelabweichung	[μm]
F_{pk}	Teilungs-Summenabweichung / Teilungs-Spannenabweichung über k Teilungen	[μm]
$F_{pk\Sigma}$	addierte Teilungs-Summenabweichungen beider belasteten Flanken eines Zahnpaares (Summe der Fehler zweier Flanken)	[μm]
$K_{H\beta}$	Breitenfaktor	

zusätzliche Indizes; alphabetisch geordnet:

<i>axial</i>	axial
<i>Ersatz</i>	Ersatzwert
<i>FR</i>	Festrad
<i>HS</i>	Hinterschneidung
<i>Hülse</i>	Eigenschaft einer Innenverzahnung
<i>i</i>	Laufindex
<i>j</i>	Laufindex
<i>k</i>	Laufindex
<i>KK</i>	Kupplungskörper
<i>LL</i>	Losradlager
<i>LR</i>	Losrad
<i>m</i>	mittlere
<i>max</i>	maximale
<i>min</i>	minimale
<i>N</i>	normal
<i>Neig</i>	aus Zahnneigung resultierend
<i>R</i>	aus einer Radialkraft resultierend
<i>rad</i>	radial
<i>red</i>	reduziert
<i>Reib</i>	Reibung
<i>Res</i>	resultierend

<i>Schränk</i>	aus Zahnschränkung resultierend
<i>SK</i>	Synchronkörper / Führungsmuffe
<i>SM</i>	Schiebemuffe
<i>SR</i>	Synchronring
<i>Stern</i>	Eigenschaft einer Außenverzahnung
<i>T</i>	aus einem Drehmoment resultierend
<i>tan</i>	tangential
<i>u</i>	Umfangsrichtung
<i>x</i>	in X-Richtung
<i>y</i>	in Y-Richtung
<i>z</i>	in Z-Richtung
<i>zentr</i>	zentrierend
Σ	aufsummiert aus Einzelwerten

9.3 Verzeichnis der Abbildungen

Abbildung Nr.	Inhalt	Seite
Bild 3.1	Systemskizze Fünfganggetriebe mit synchronisiertem Rückwärtsgang	10
Bild 3.2	Schaltmechanismus mit einer Ein-Konus-Synchronisierung	11
Bild 3.3	1931 - Ganghaltung nach NASH [3/14]	15
Bild 3.4	1932 - Ganghaltung nach MAYBACH [3/8]	15
Bild 3.5	1934 - Ganghaltung nach SPICER [3/13]	16
Bild 3.6	1941 - Ganghaltung nach ZF [3/7]	17
Bild 3.7	1959 - Ganghaltung nach RENAULT [3/12]	18
Bild 3.8	1964 - Ganghaltung nach BIBBENS [3/1]	18
Bild 3.9	1964 - Ganghaltung nach BORG-WARNER [3/11]	19
Bild 3.10	1964 - Ganghaltung nach BORG-WARNER [3/3]	20
Bild 3.11	1969 - Ganghaltung nach TATRA [3/10]	21
Bild 3.12	1975 - Ganghaltung nach PORSCHE [3/9]	21
Bild 3.13	1989 - Ganghaltung nach GETRAG [3/6]	22
Bild 3.14	1992 - Ganghaltung nach STEYR-DAIMLER-PUCH [3/15]	23
Bild 3.15	1994 - Ganghaltung nach VOLVO [3/4]	24
Bild 3.16	1995 - Ganghaltung nach BORG-WARNER [3/5]	25
Bild 3.17	2000 - Ganghaltung nach DAIMLER-CHRYSLER [3/2]	25
Bild 3.18	Kupplungskörper mit provoziertem „Segmenttragen“	31
Bild 3.19	Kupplungskörper mit unbeabsichtigtem „Segmenttragen“ an mit Strichen gekennzeichneten Kupplungskörperzähnen	32
Bild 4.1	mechanisches Schema und gewähltes Koordinatensystem der Schaltverzahnung	33
Bild 4.2	den Rechtsflanken einer Außenverzahnung zugeordnete Teilungslageabweichungen abgeleitet von DIN 3960 [2/1]	34

Abbildung Nr.	Inhalt	Seite
Bild 4.3	Gleitbewegung der Zahnflanken während der Rotation um die winkelfersetzten Achsen von Synchronkörper und Schiebemuffe und daraus resultierende Reibkräfte auf die Zähne der Schiebemuffe unter Drehmoment- sowie unter Drehmoment- und Radialkraftbelastung	36
Bild 4.4	selbstzentrierend wirkendes Reaktionsmoment einer drehmomentbelasteten, um die z-Achse ausgelenkten Steckverzahnung (nur Pressung infolge eines äußeren Momentes M_T dargestellt)	37
Bild 4.5	Kräfte und Momente an einer ausgelenkten Schaltverzahnung	38
Bild 4.6	grafische Darstellung des allgemeinen Modells zur Entstehung von Gangsprüngen durch auf die Schiebemuffe wirkende Axialkräfte F_{axial}	38
Bild 4.7	Anordnungsfall einer ausgelenkten Zahnkupplung, bei dem sich die auftretenden Axialkräfte gegenseitig reduzieren bzw. aufheben können	39
Bild 4.8	Mittenversatz zwischen Welle und Bohrung nach [1/6]	40
Bild 4.9	Gesamtdrehmoment und daraus resultierende Zahnkräfte an einem Zahn der Außenverzahnung	45
Bild 4.10	relative Verdrehung δ der Innen- zur Außenverzahnung	46
Bild 4.11	äußere Radialkraft auf die Innenverzahnung und daraus resultierende Zahnkräfte an einem Zahn der Außenverzahnung sowie Winkelbezeichnungen an diesem Zahn	48
Bild 4.12	Verschiebung e der Innen- zur Außenverzahnung infolge einer äußeren Radialkraft auf die Innenverzahnung	49
Bild 4.13	Be- oder Entlastung der Zahnpaare durch eine zusätzlich zum Drehmoment M_T aufgebrachte Radialkraft F_{rad} auf die Innenverzahnung	52
Bild 4.14	Zahnquerschnitte zur Bestimmung des Polynoms 2.Ordnung	54
Bild 4.15	Steifigkeitseinfluss des Schiebemuffenringes	59
Bild 4.16	Federmodell analog DIN 3990 [2/3] zur Bestimmung der theor. Berührungsbreite b_{cali}	61

Abbildung Nr.	Inhalt	Seite
Bild 4.17	Kriterium zur Bestimmung der Belastungsart	61
Bild 4.18	Gemeinsame Zahnbreite der Zahnpaare in Abhängigkeit von deren Stellung auf dem Umfang (mit ζ analog Bild 4.4)	62
Bild 4.19	Lage eines beliebigen Außenzahnes zu einem Innenzahn bei einem Winkel zwischen deren Rotationsachsen x_{Stern} und $x_{\text{Hülse}}$ (entspricht einer Drehung um die z-Achse bei einem Koordinatensystem nach Bild 4.1)	63
Bild 4.20	Zusammenhänge an einem verschränkten Zahnpaar (reine Schränkung) in Anlehnung an DIN 3964 [2/2]	63
Bild 4.21	Zusammenhänge an einem zueinander geneigten Zahnpaar (reine Neigung) in Anlehnung an DIN 3964 [2/2]	64
Bild 4.22	beispielhafte Darstellung der Größe des Klaffmaßes $F_{\beta y}$ zwischen den Zahnflanken einer Kupplungsverzahnungspaarung mit 10mm gemeinsamer Zahnbreite b_w , dem Eingriffswinkel $\alpha=0^\circ$ und einem Winkel $\zeta=0,5^\circ$ zwischen Außen- und Innenverzahnung	65
Bild 4.23	Schema Zentrierwirkung um die z-Achse durch einen verschränkten Zahn	66
Bild 4.24	Schema Zentrierwirkung um die z-Achse durch einen geneigten Zahn	66
Bild 4.25	Ermittlung des Kraftangriffspunktes der Ersatzkraft am Zahn zur Bestimmung des zentrierend wirkenden Momentes M_{zentr} einer ausgelenkten, drehmomentbelasteten Steckverzahnung	67
Bild 4.26	auf die Schiebemuffe zentrierend wirkendes Moment M_{zentr} als Folge der Hinterschneidung β_{HS}	70
Bild 4.27	Angriffswinkel κ der Radialkraft F_{rad}	70
Bild 4.28	Ablaufplan der Berechnung zur Ermittlung der Axialkraft auf die Schiebemuffe	75
Bild 5.1	Berührung zwischen den Zähnen von Zahnkupplungen und Schaltverzahnungen	77
Bild 5.2	typische Reibbeiwerte beim Betrieb von Zahnkupplungen mit bombierten Zahnflanken nach HEINZ [1/13]	77

Abbildung Nr.	Inhalt	Seite
Bild 5.3	Prüfkörper zur Reibbeiwertmessung mit einem SRV-Gerät	79
Bild 5.4	Parameter der Reibbeiwertmessung	79
Bild 5.5	Wegaufnehmer zur Antastung von Schiebemuffe und Losrad im Getriebe	83
Bild 5.6	Übersicht über die Lage der Wegaufnehmer im Getriebe zur Ermittlung der axialen Bewegungen der Schiebemuffe und des Losrades	84
Bild 5.7	Koordinaten eines Wegaufnehmers und Koordinaten eines angetasteten Punktes	85
Bild 5.8	Fehlerkurve Wegaufnehmer; qualitativer Verlauf	93
Bild 5.9	Planlauf Schiebemuffe	94
Bild 5.10	Versuchsaufbau zur kontrollierten Applizierung von Mittenversatz und Winkelfehler	95
Bild 5.11	Positionierungsmöglichkeiten des Losrades zum Synchronkörper auf der Versuchseinrichtung (Versuchsteilesatz 1)	96
Bild 5.12	Anordnung der DMS im Messlager	96
Bild 5.13	Auftreten von Gangsprüngen bei unterschiedlichen Mittenversätzen und Kippwinkeln zwischen den Mittenachsen von Synchronkörper und Kupplungskörper	97
Bild 5.14	Auswirkung von zusätzlicher Losradverkipfung auf das Auftreten von Gangsprüngen	99
Bild 5.15	Richtungen des Mittenversatzes, der Winkelangaben, des Drehmomentes und der Drehrichtung	100
Bild 5.16	Richtung der Radialkraft auf den KK bei Mittenversatz	100
Bild 5.17	Angriffswinkel der Radialkraft am Kupplungskörperumfang	101
Bild 5.18	Angriffswinkel der Radialkraft am Synchronkörperumfang	101
Bild 5.19	Größe der Radialkraft auf den Synchronkörper	102
Bild 5.20	Größe der Radialkraft auf den Kupplungskörper	102

Abbildung Nr.	Inhalt	Seite
Bild 5.21	rechnerisch ermittelte resultierende Axialkraft auf die Schiebemuffe der Versuchsverzahnung in einem Gangspringlastfall bei einem Reibbeiwert von $\mu = 0,07$ in Abhängigkeit vom Drehmoment	103
Bild 5.22	rechnerisch ermittelte resultierende Axialkraft auf die Schiebemuffe der Versuchsverzahnung in einem Gangspringlastfall bei Drehmoment 130Nm in Abhängigkeit vom Reibbeiwert μ	104
Bild 5.23	rechnerisch ermittelte resultierende Axialkraft auf die Schiebemuffe der Versuchsverzahnung in einem Gangspringlastfall bei Drehmoment 200 Nm und drei Bereichen mit vorstehenden Zähnen	104
Bild 5.24	unterschiedliche Dehnung an der Messstelle durch die 18 verschiedenen Rollen des Messlagers NU 1014	105

9.4 Verzeichnis der Tabellen

Tabelle Nr.	Inhalt	Seite
Tabelle 1.1	Hauptfunktionen von Getrieben nach LECHNER [1/15]	8
Tabelle 3.1	Anwendungen anderer Ganghaltungsarten als der von NASH [3/14]	27
Tabelle 3.2	Geometriewerte ausgewählter Kupplungskörper von Schaltgetrieben unterschiedlicher Hersteller	28
Tabelle 3.3	Geometriewerte ausgewählter Schiebemuffen von Schaltgetrieben unterschiedlicher Hersteller	30
Tabelle 4.1	Vergleich der Zahnpaarfedersteifigkeiten nach FEM und nach Kap. 4.3.3.3 analog WEBER/BANASCHEK [1/19]	58
Tabelle 5.1	R_z -Werte an den Zähnen der Versuchsverzahnung	78
Tabelle 5.2	Daten der Versuchsverzahnung	80
Tabelle 5.3	Last und Drehzahl bei den Messungen am Versuchsgetriebe	88
Tabelle 8.1	Hinweise zur Konstruktion von Getrieben im Hinblick auf Gangsprünge	111

10.1 Anlage V

Messprotokolle Kompletgetriebe auf dem Prüfstand

Messungen der axialen Bewegung und der Verkippung
von Losrad und Schiebemuffe bei Drehung unter Last

Anlage V / 1

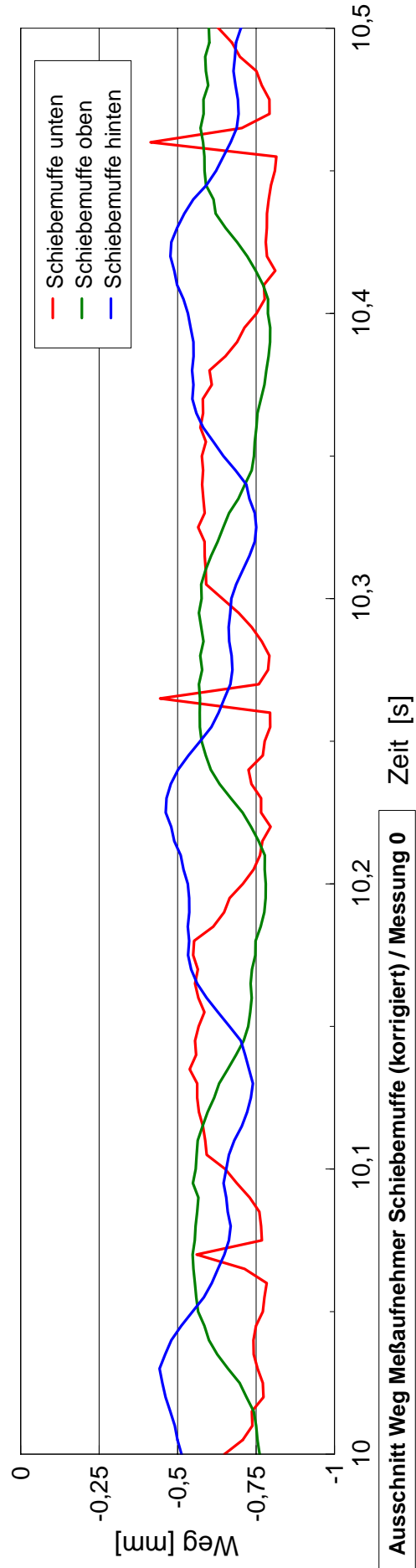
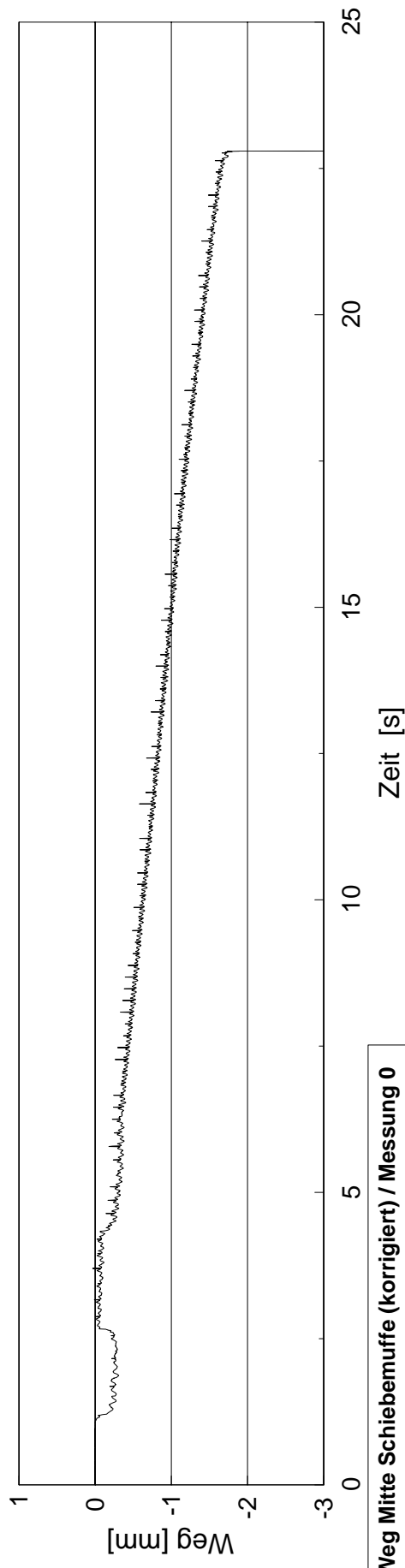
Diagramme Messung 0

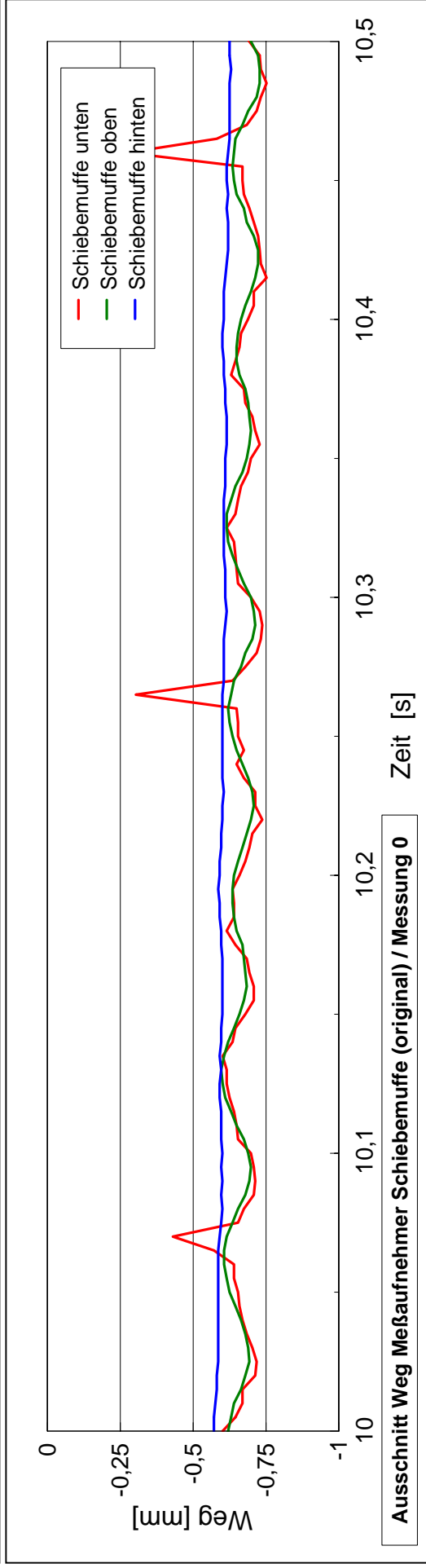
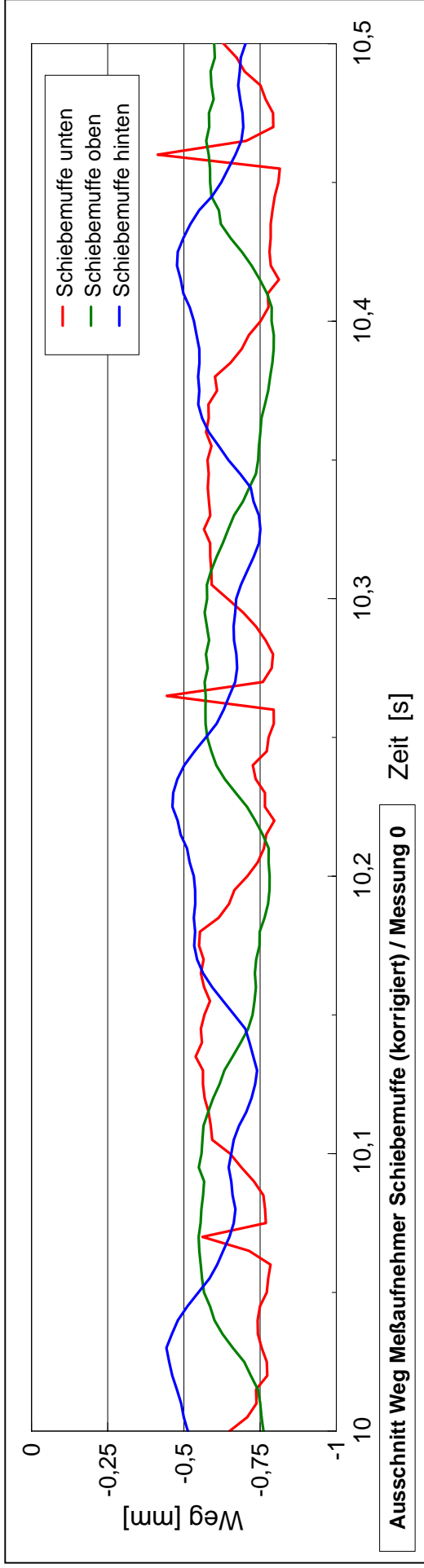
Drehzahl : 300 min^{-1}

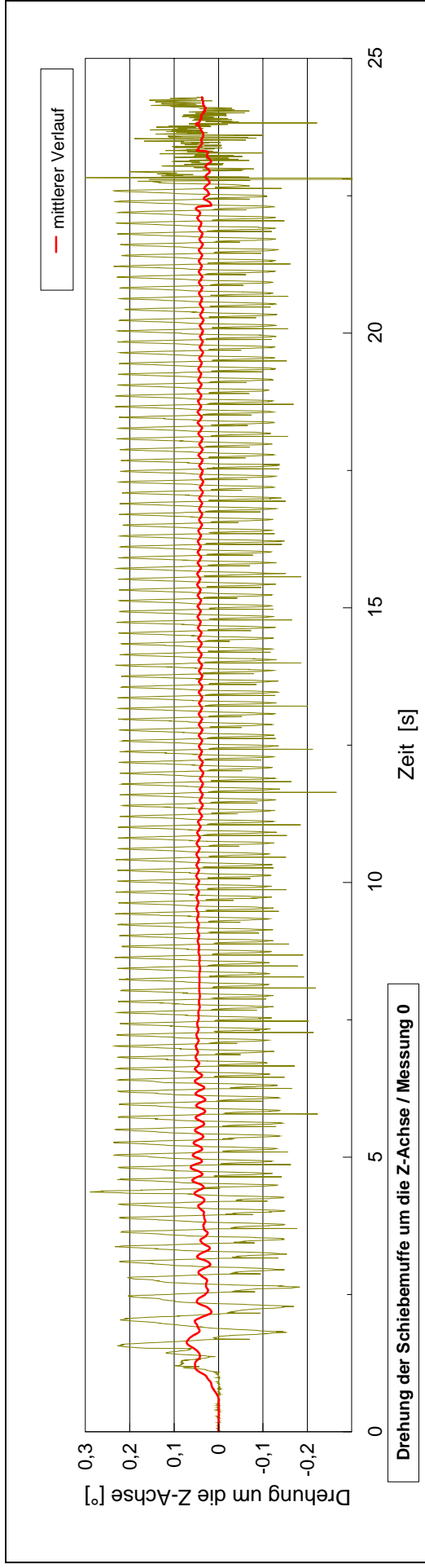
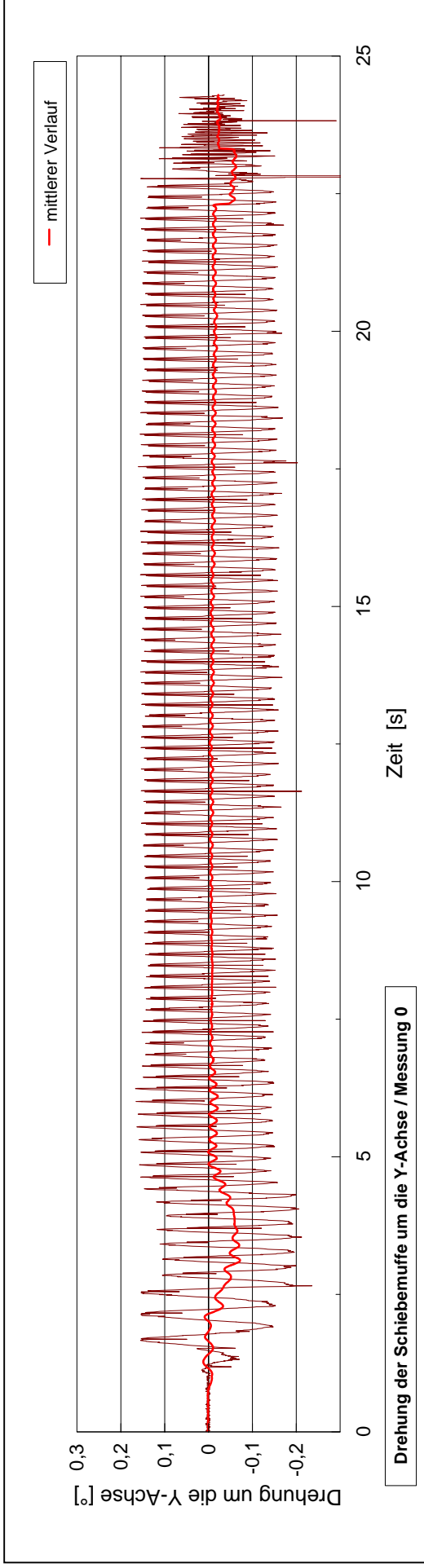
Last : 60 Nm Zugbelastung

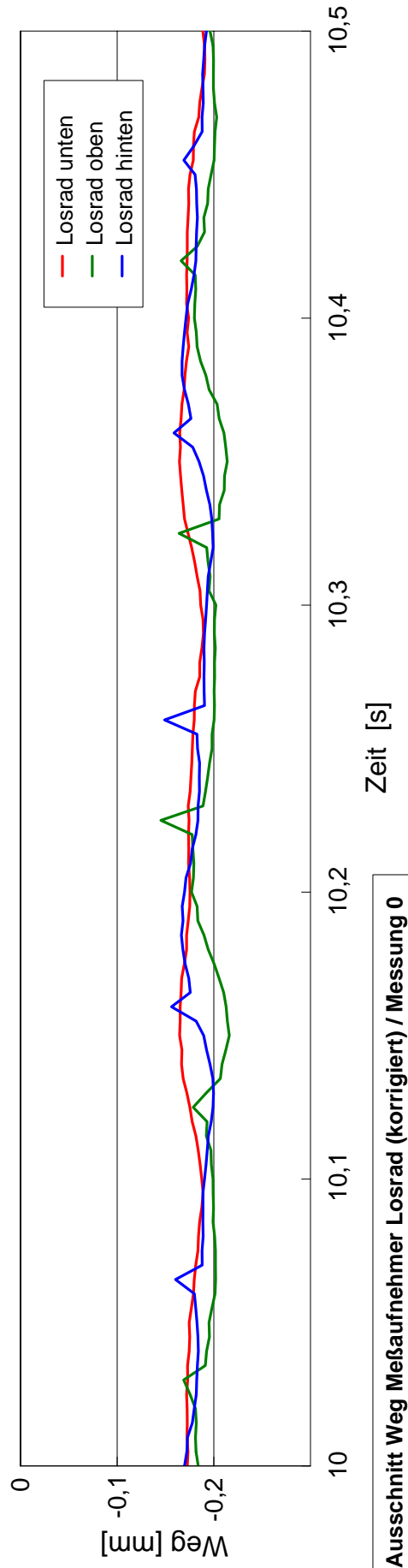
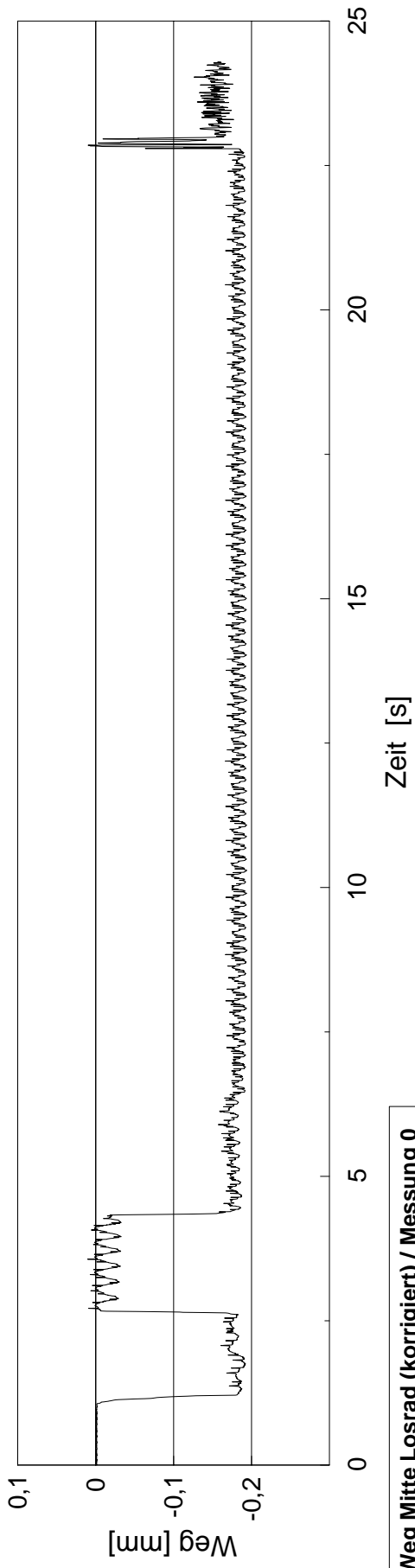
- Blatt 1: oben axiale Bewegung der Mitte der Schiebemuffe SM
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei SM-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 2: oben Zeitausschnitt Wegwerte der drei SM-Aufnehmer (korrigiert)
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei SM-Aufnehmer (original)
- Blatt 3: Drehungen der Schiebemuffe um die Y- und die Z-Achse
- Blatt 4: oben axiale Bewegung der Mitte des Losrades LR
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei LR-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 5: oben Zeitausschnitt Wegwerte der drei LR-Aufnehmer (korrigiert)
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei LR-Aufnehmer (original)
- Blatt 6: Drehungen des Losrades um die Y- und die Z-Achse

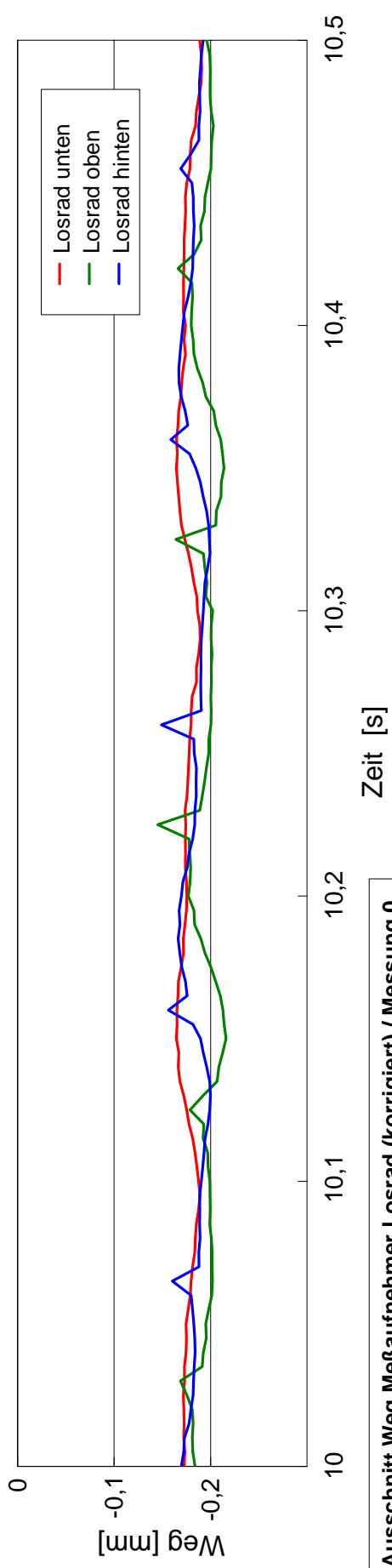
(Die Erläuterungen zu den Messschrieben dieser Messung sind Bestandteil des Kapitels 5.2.3.2, Koordinatenangaben entsprechen der Definition analog Bild 4.1)



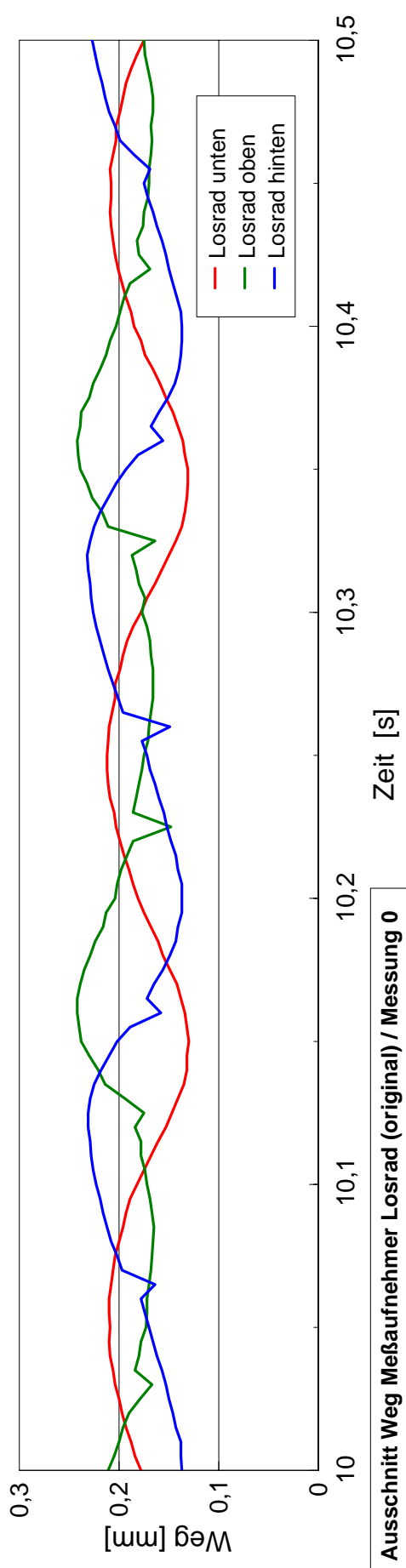




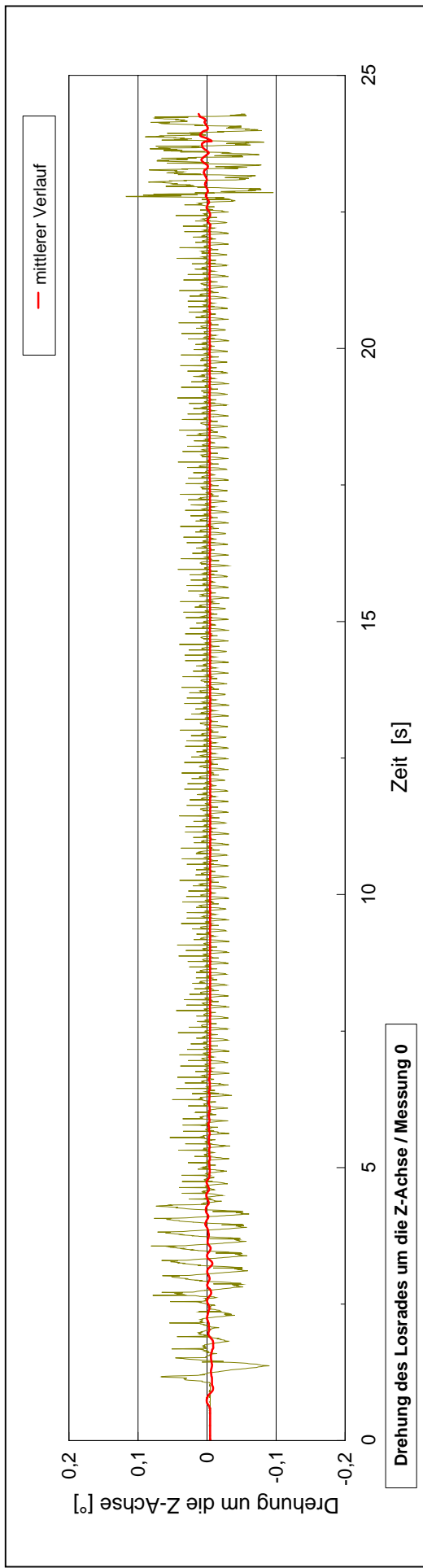
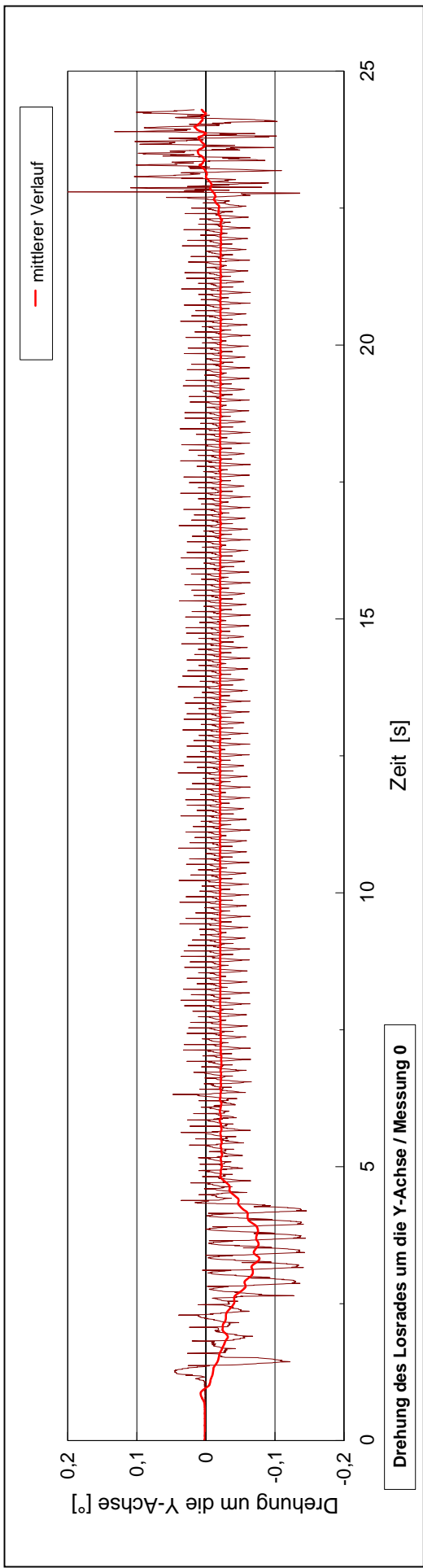




Ausschnitt Weg Meßaufnehmer Losrad (korrigiert) / Messung 0



Ausschnitt Weg Meßaufnehmer Losrad (original) / Messung 0



Anlage V / 2

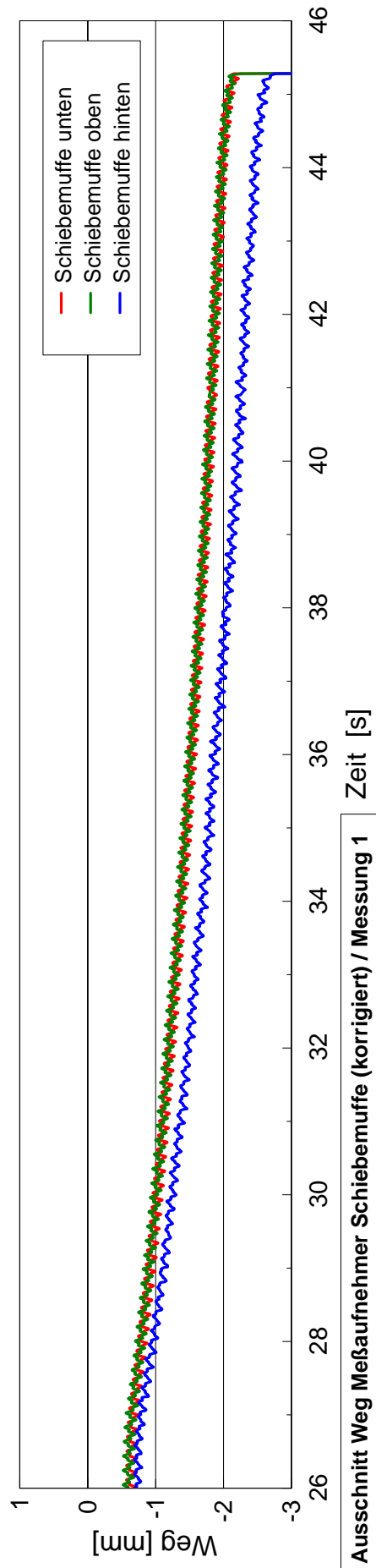
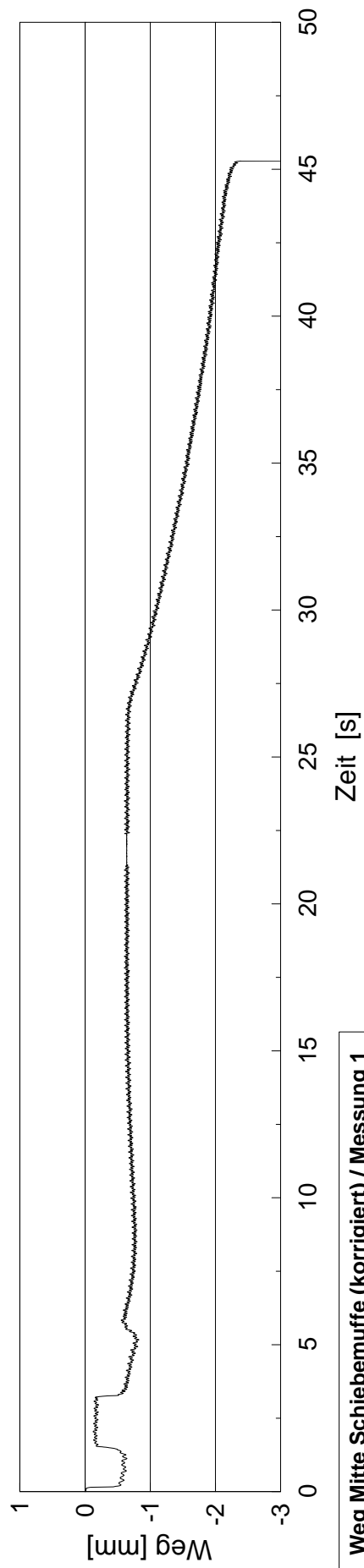
Diagramme Messung 1

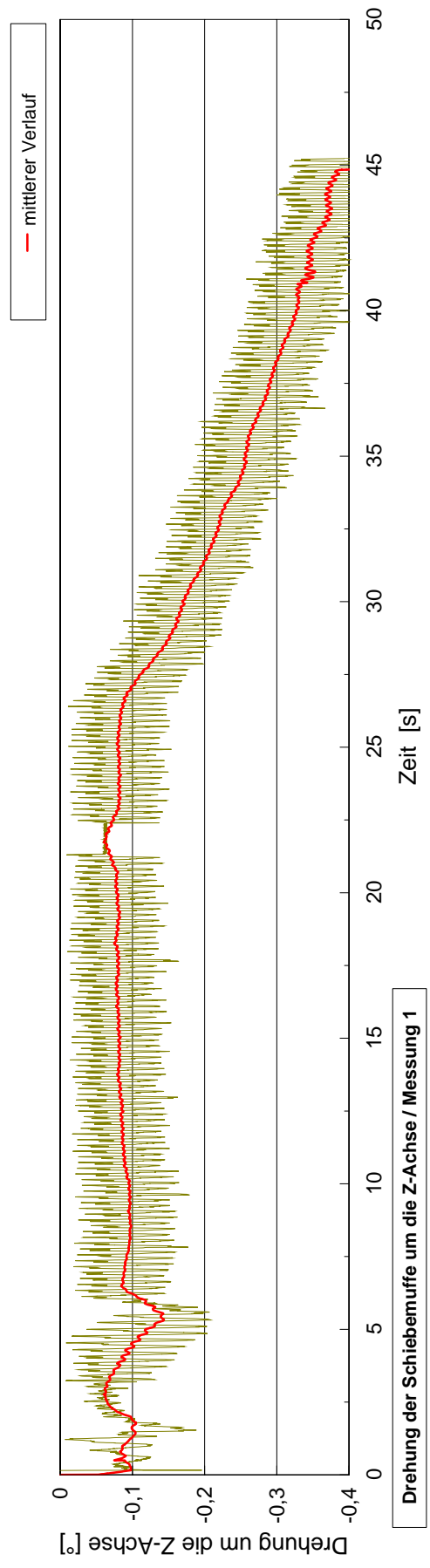
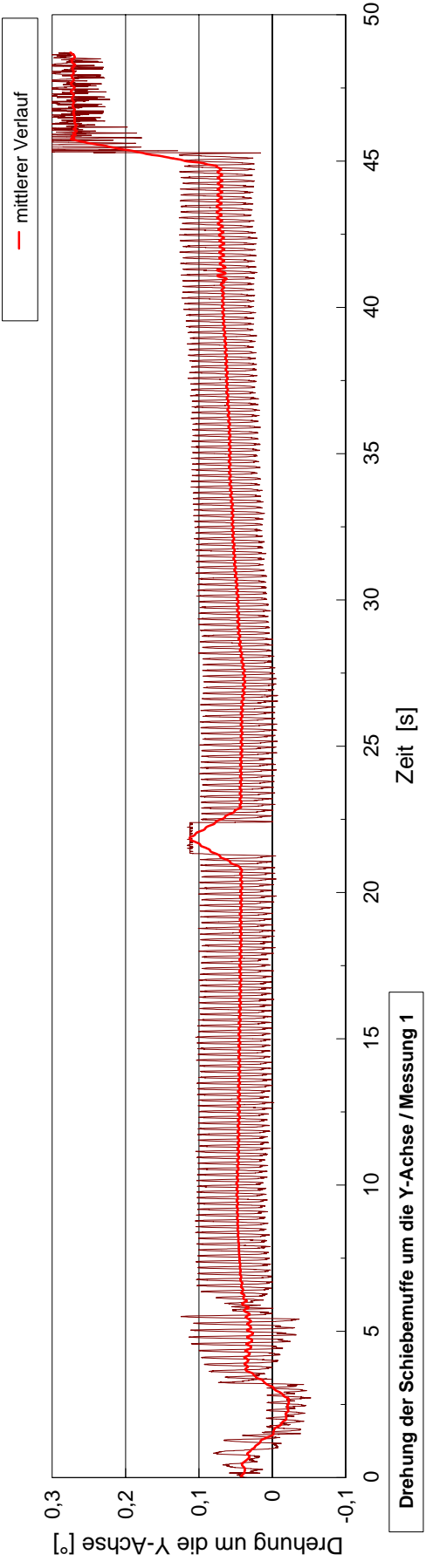
Drehzahl : 300 min^{-1}

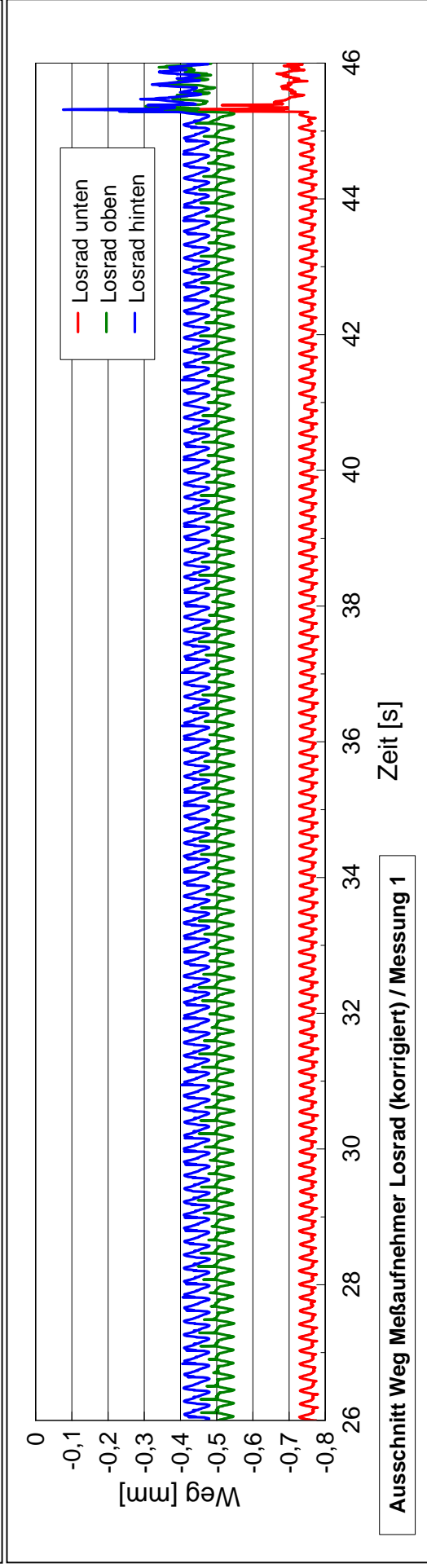
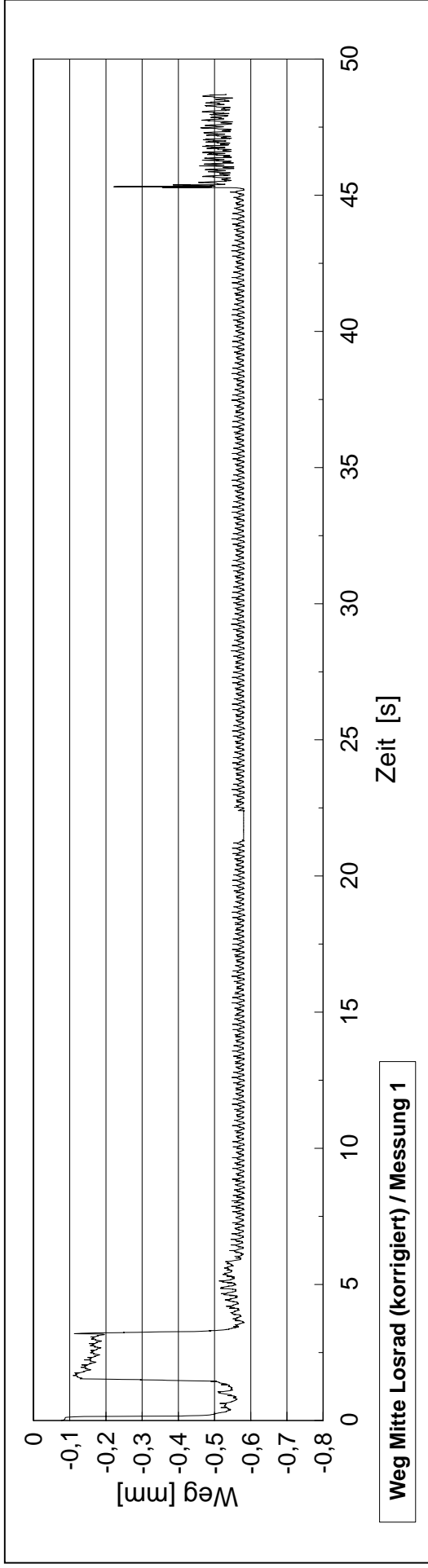
Last : 60 Nm Zugbelastung

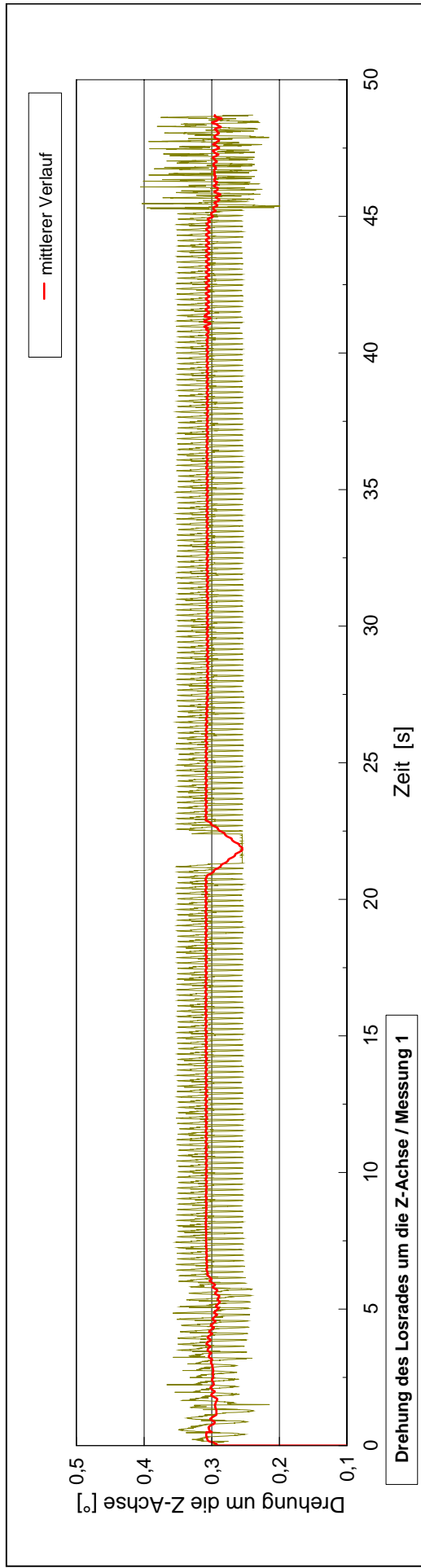
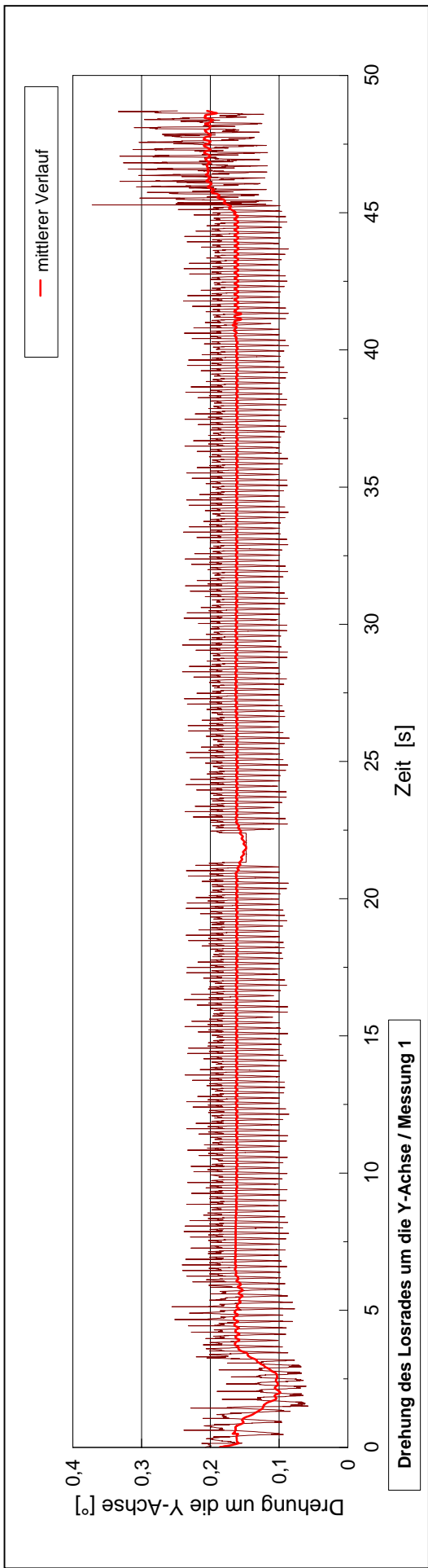
- Blatt 1: oben axiale Bewegung der Mitte der Schiebemuffe SM
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei SM-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 2: Drehungen der Schiebemuffe um die Y- und Z-Achse
- Blatt 3: oben axiale Bewegung der Mitte des Losrades LR
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei LR-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 4: Drehungen des Losrades um die Y- und Z-Achse

(Die Erläuterungen zu den Messschrieben dieser Messung sind Bestandteil des Kapitels 5.2.3.2, Koordinatenangaben entsprechen der Definition analog Bild 4.1)









Anlage V / 3

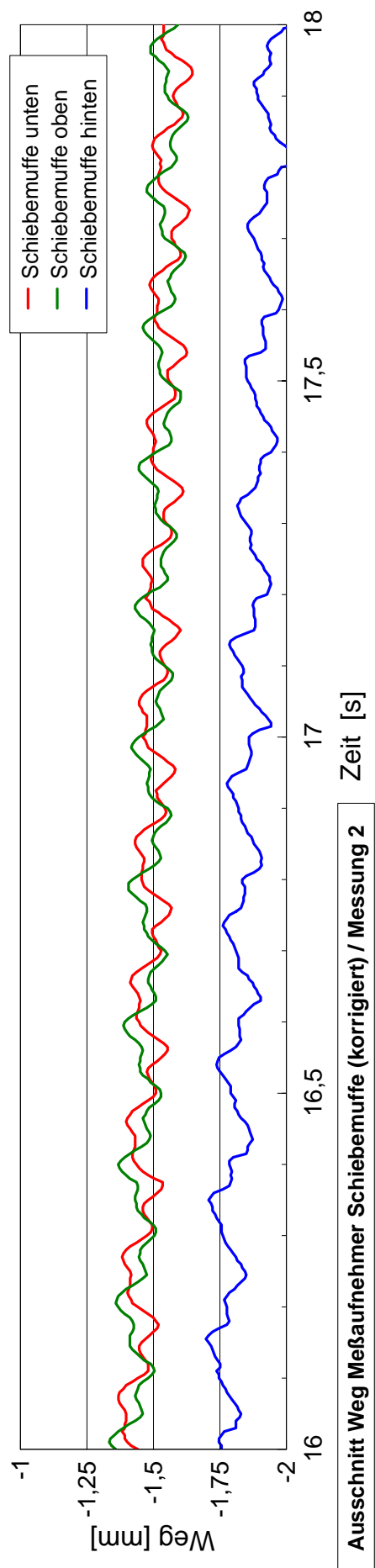
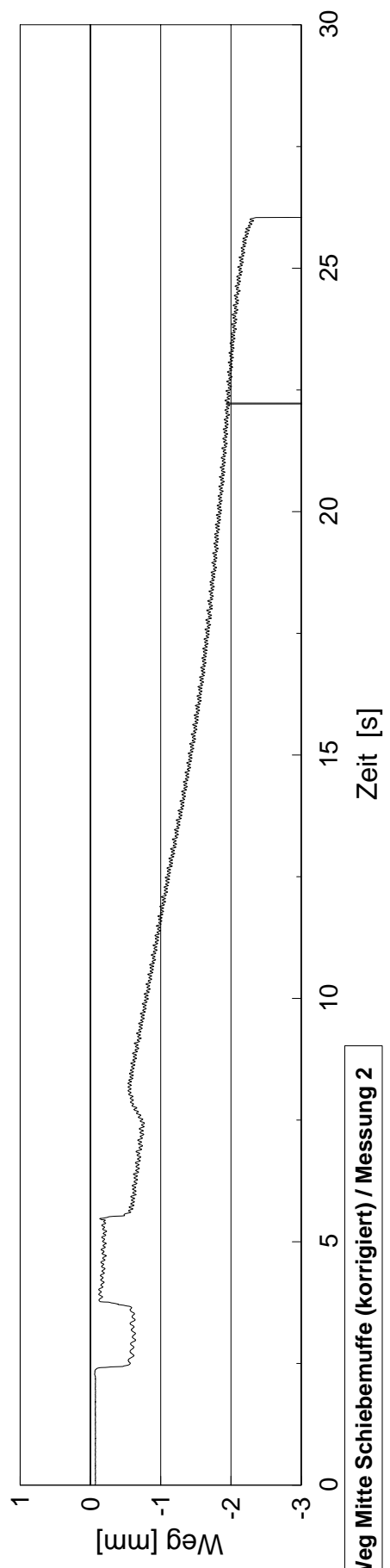
Diagramme Messung 2

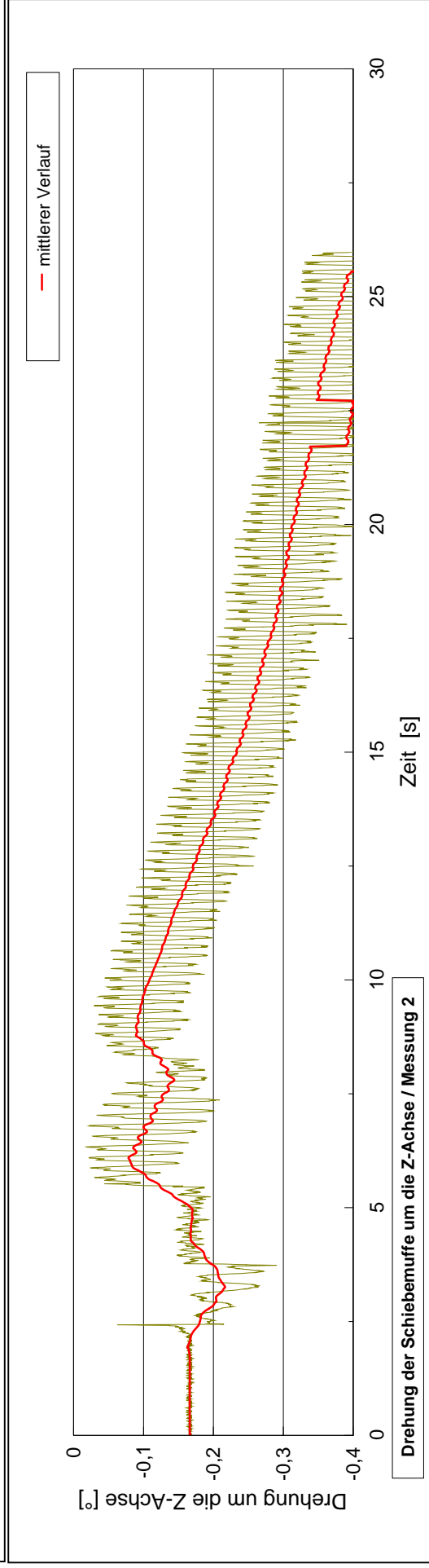
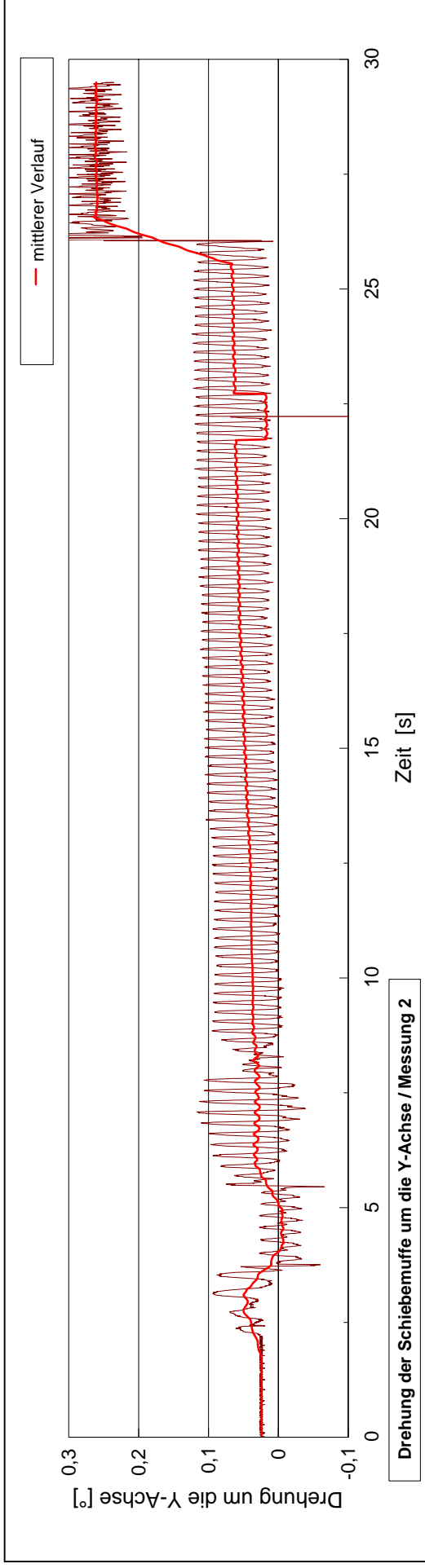
Drehzahl : 300 min^{-1}

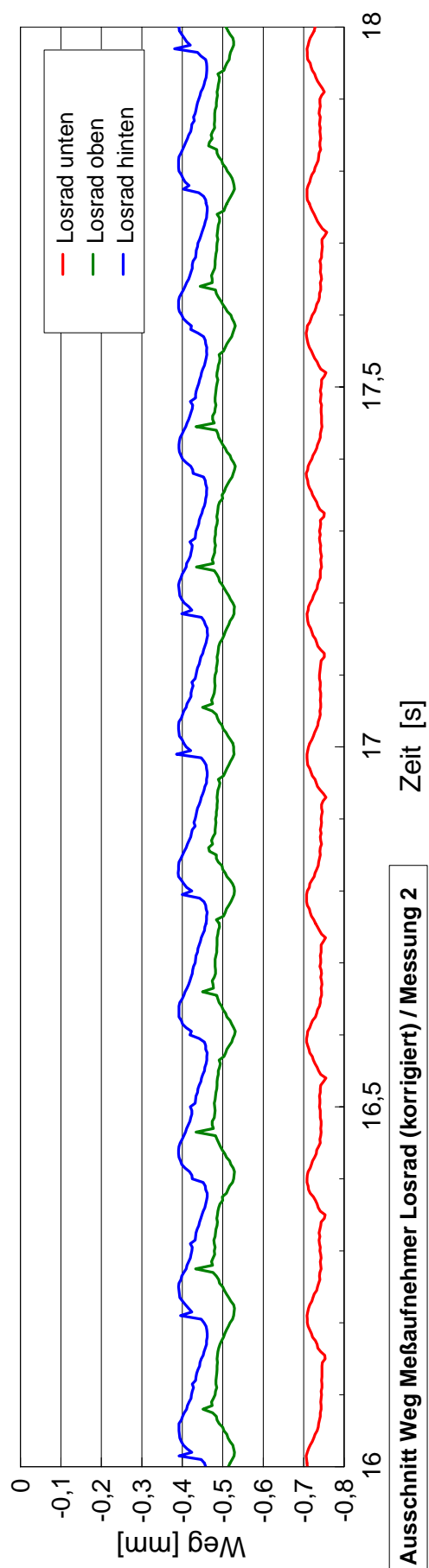
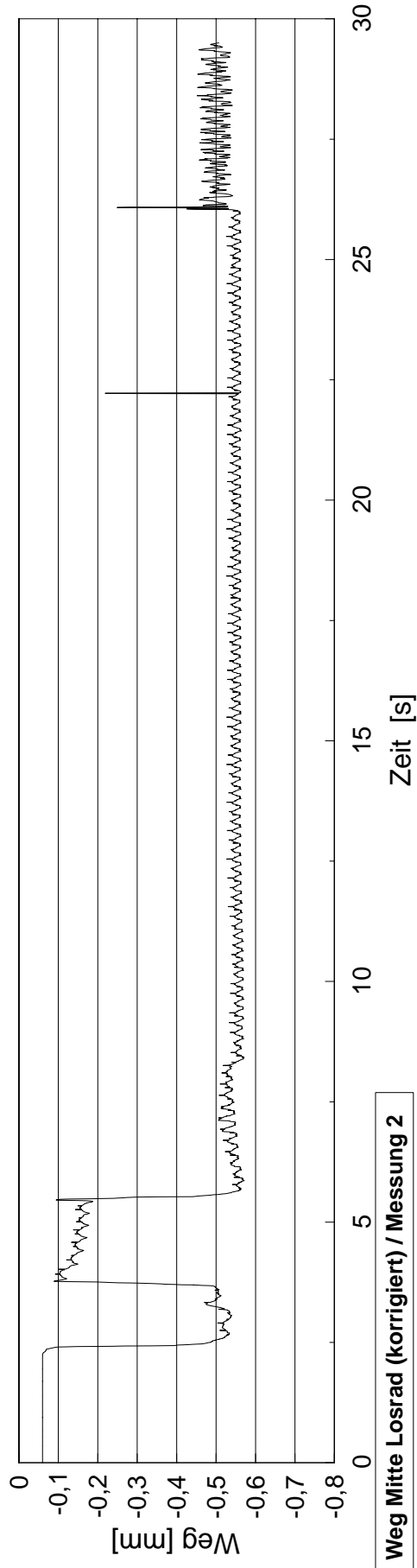
Last : 40 Nm Zugbelastung

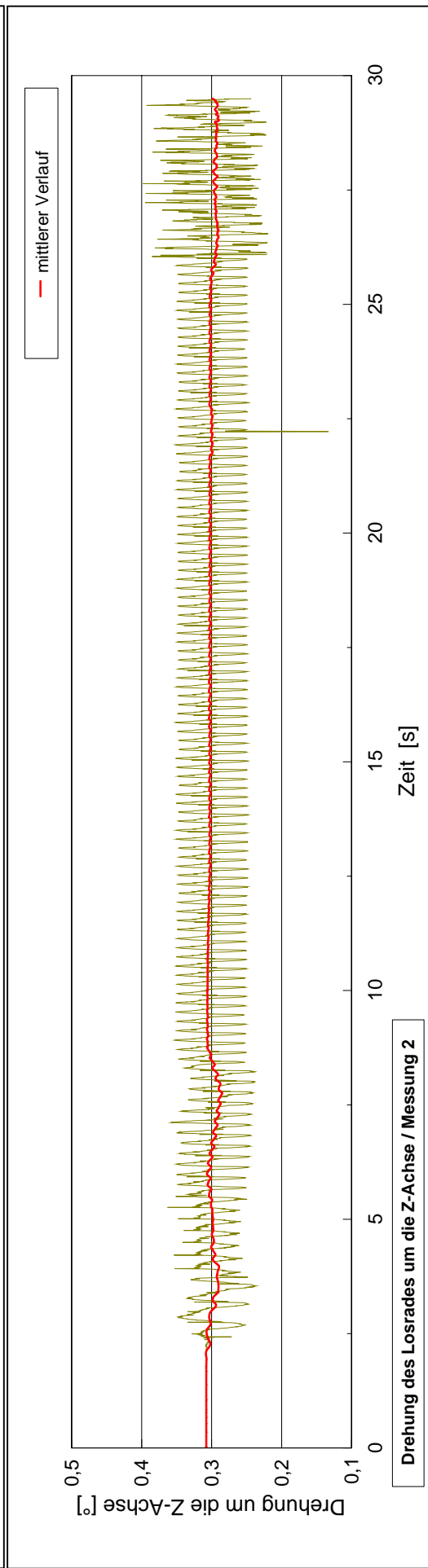
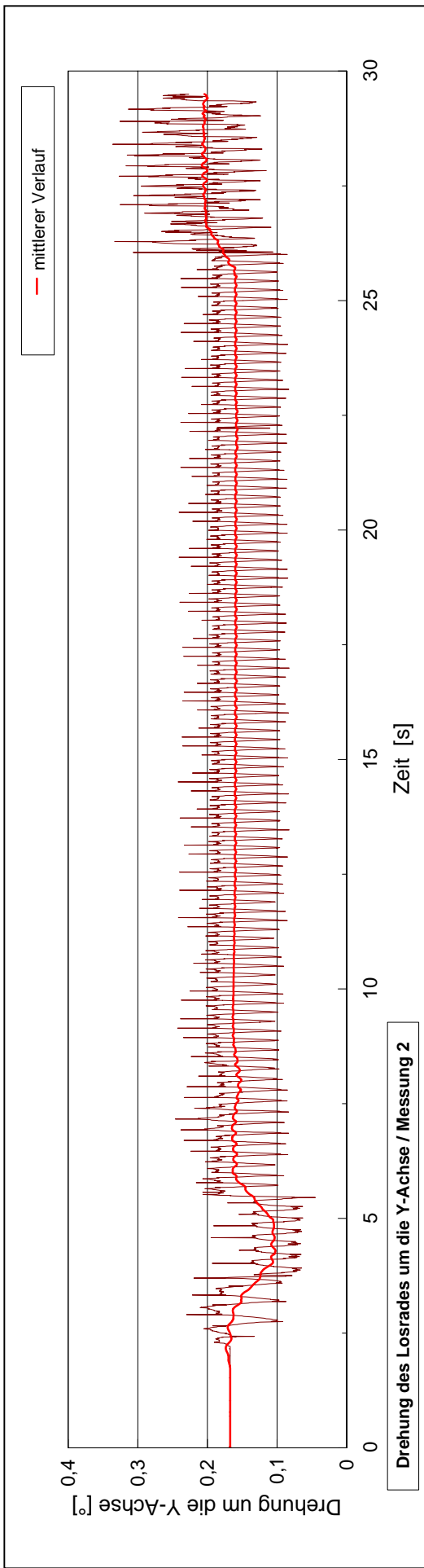
- Blatt 1: oben axiale Bewegung der Mitte der Schiebemuffe SM
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei SM-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 2: Drehungen der Schiebemuffe um die Y- und Z-Achse
- Blatt 3: oben axiale Bewegung der Mitte des Losrades LR
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei LR-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 4: Drehungen des Losrades um die Y- und Z-Achse

(Die Erläuterungen zu den Messschrieben dieser Messung sind Bestandteil des Kapitels 5.2.3.2, Koordinatenangaben entsprechen der Definition analog Bild 4.1)









Anlage V / 4

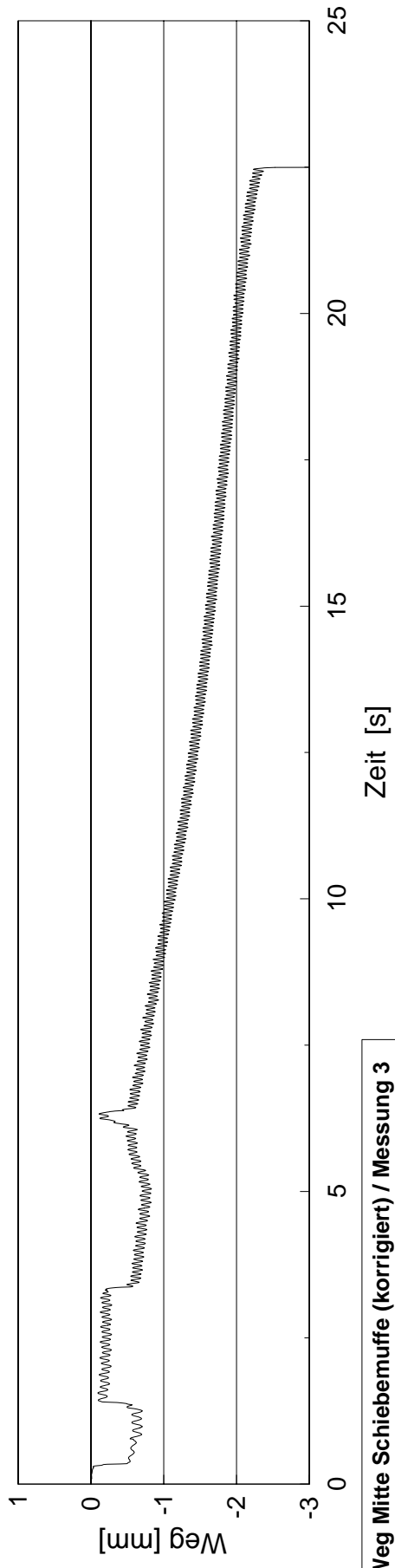
Diagramme Messung 3

Drehzahl : 300 min^{-1}

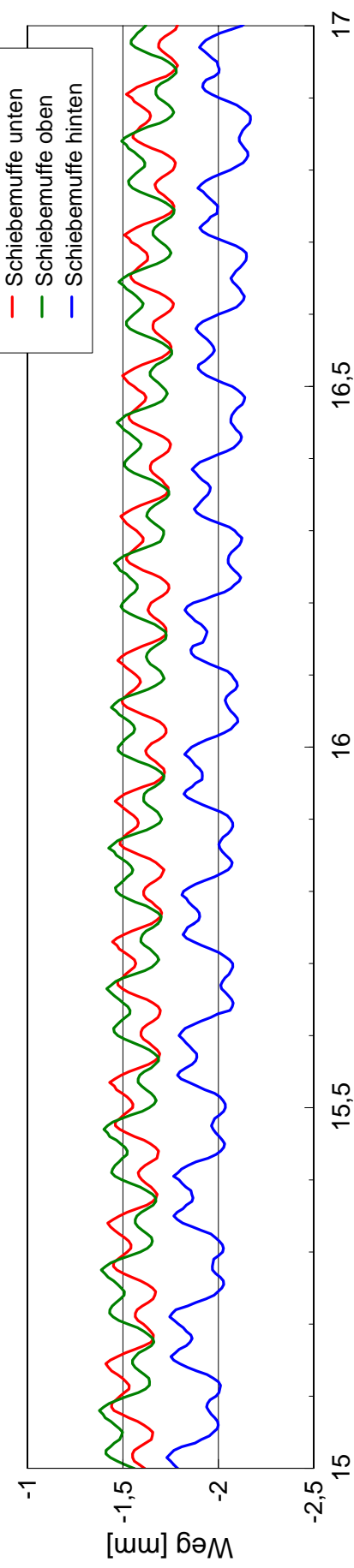
Last : 80 Nm Zugbelastung

- Blatt 1: oben axiale Bewegung der Mitte der Schiebemuffe SM
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei SM-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 2: Drehungen der Schiebemuffe um die Y- und Z-Achse
- Blatt 3: oben axiale Bewegung der Mitte des Losrades LR
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei LR-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 4: Drehungen des Losrades um die Y- und Z-Achse
- Blatt 5: Drehzahl der Schiebemuffe und des Losrades

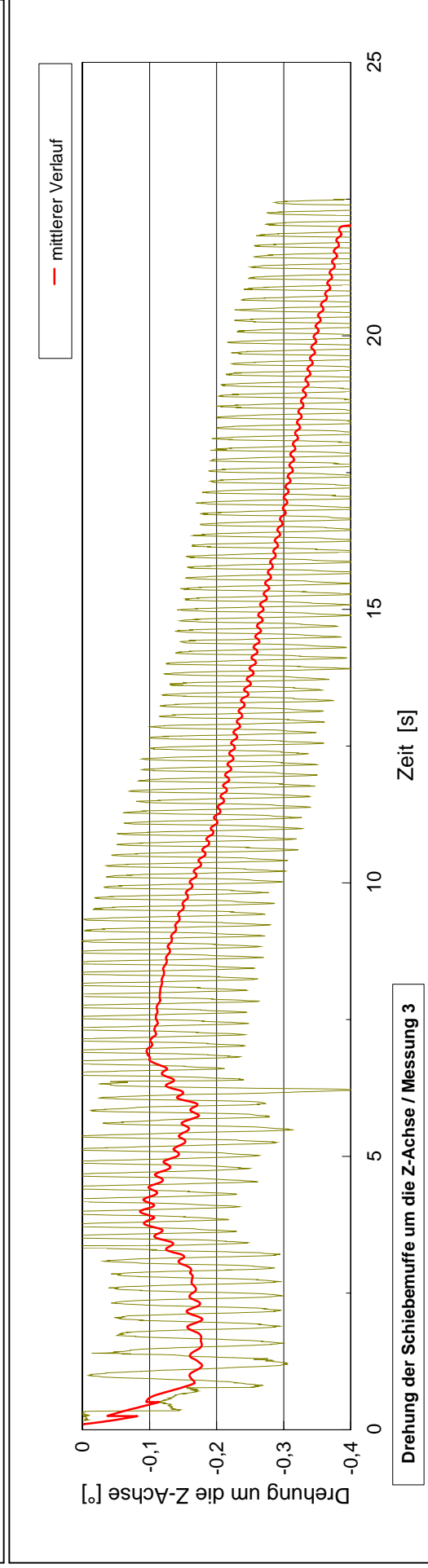
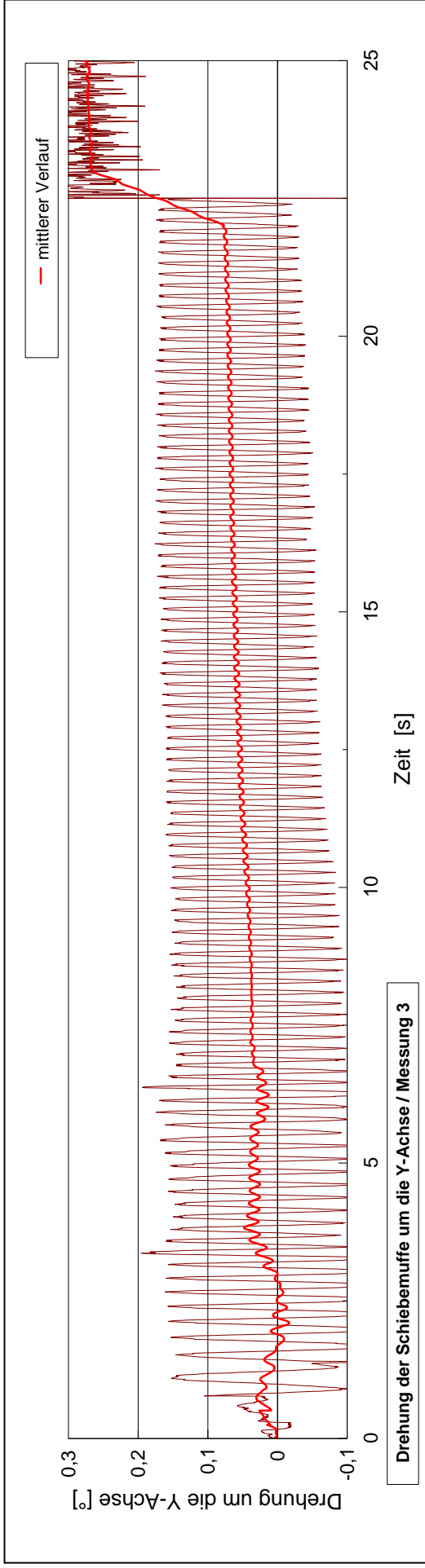
(Die Erläuterungen zu den Messschrieben dieser Messung sind Bestandteil des Kapitels 5.2.3.2, Koordinatenangaben entsprechen der Definition analog Bild 4.1)

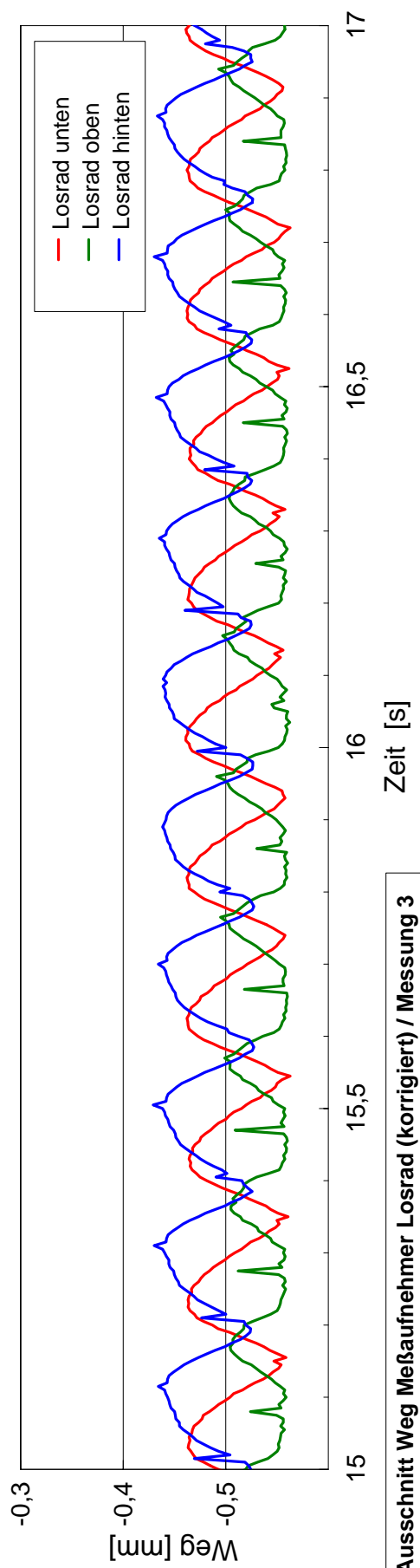
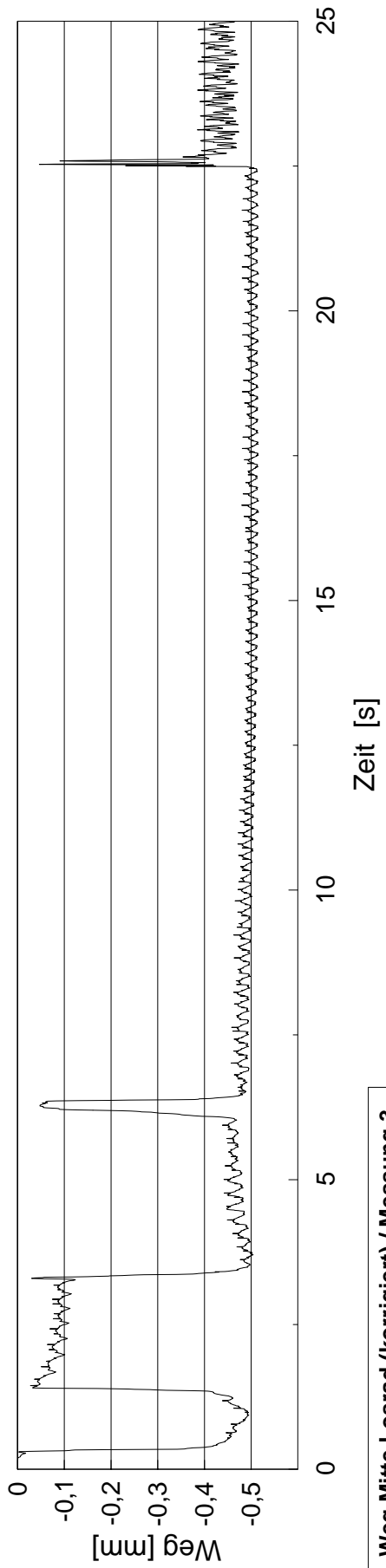


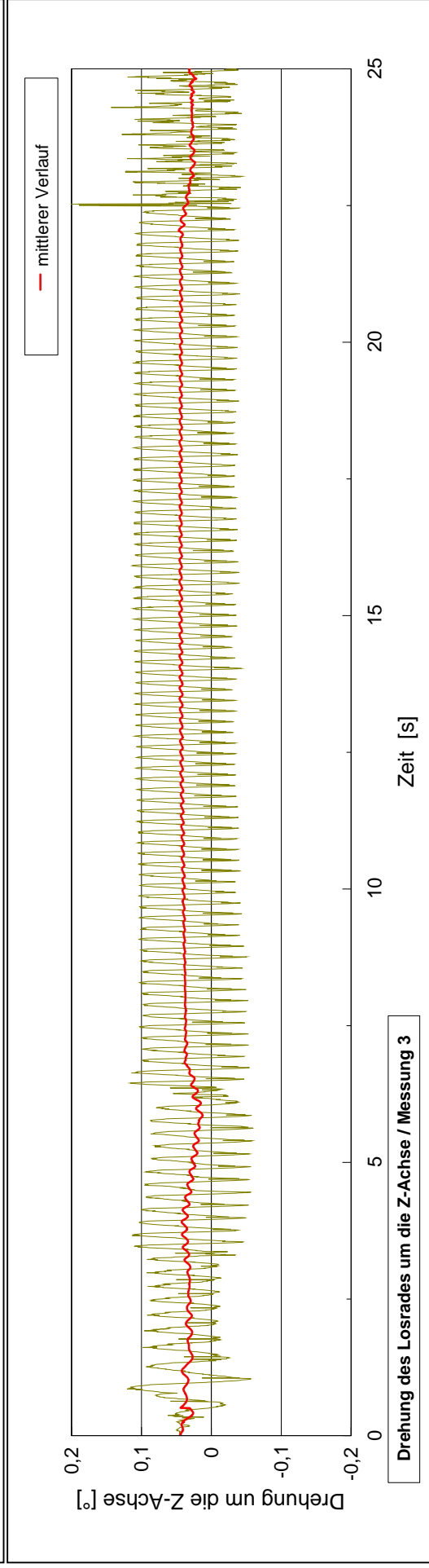
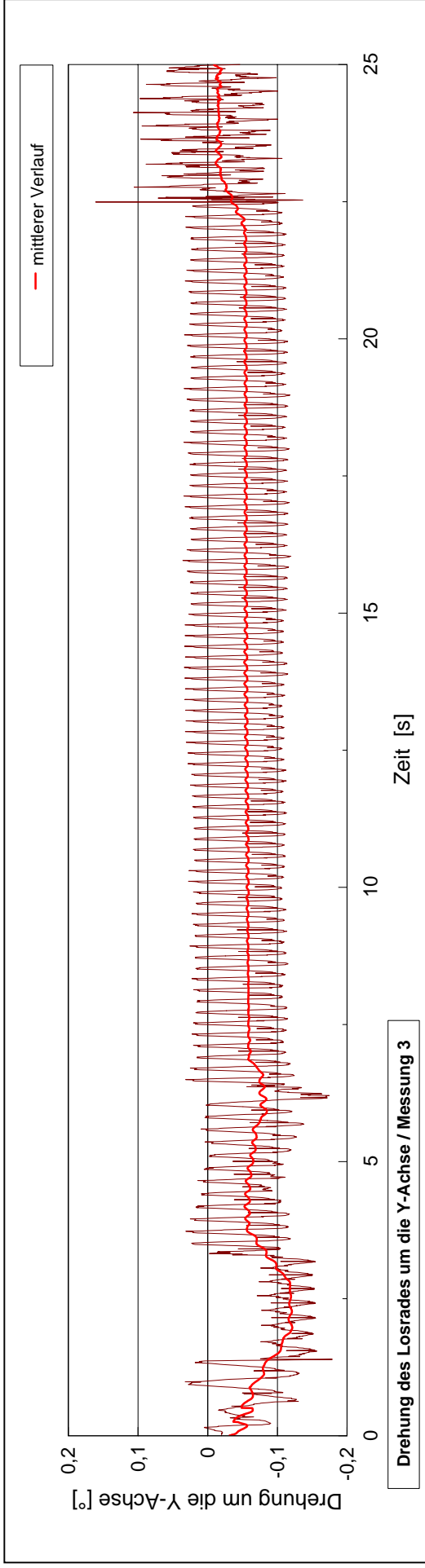
Weg Mitte Schiebemuffe (korrigiert) / Messung 3

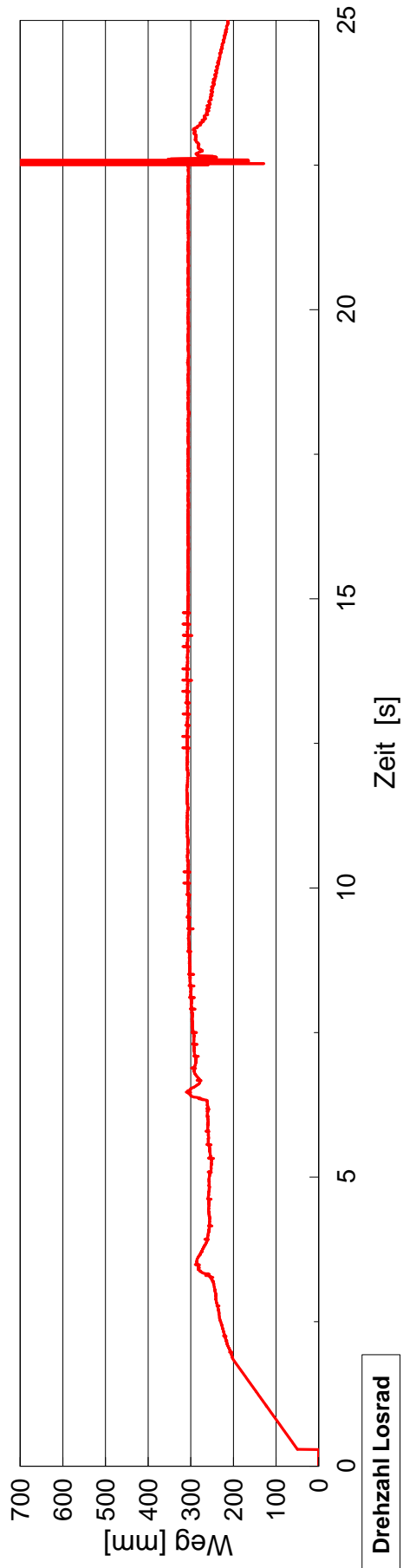
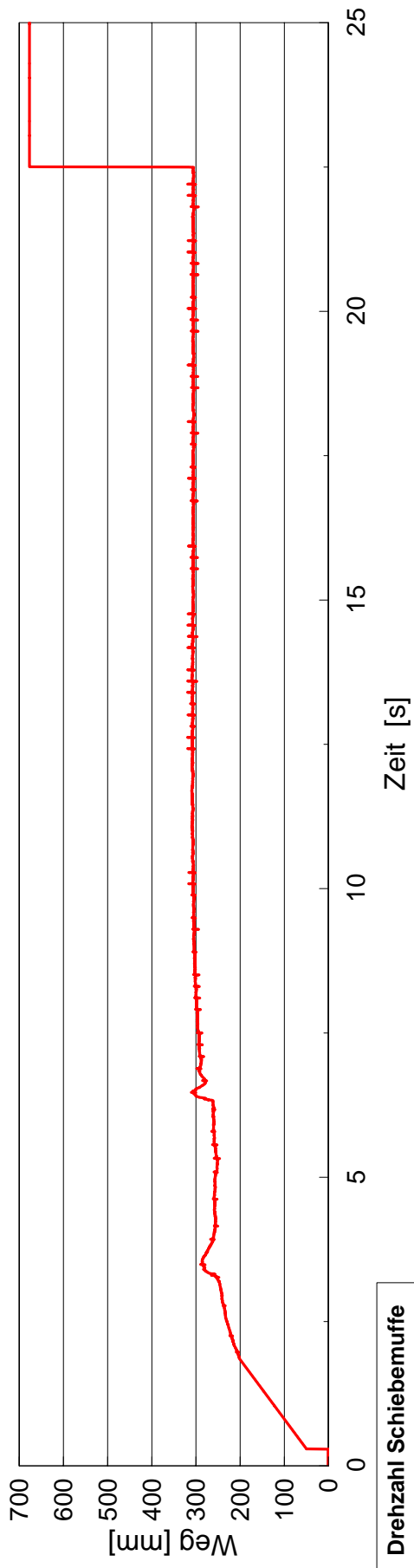


Ausschnitt Weg Meßaufnehmer Schiebemuffe (korrigiert) / Messung 3









Anlage V / 5

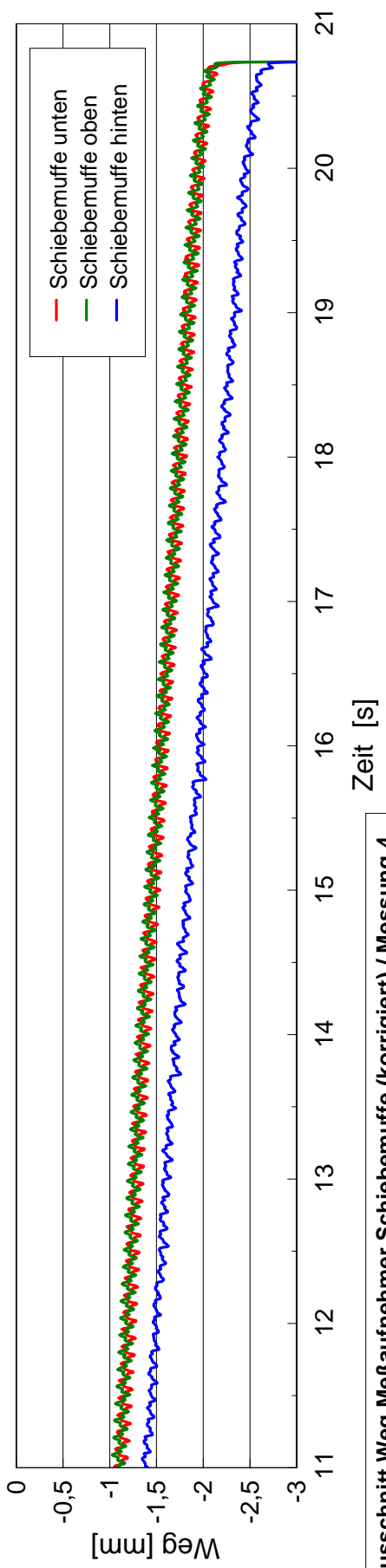
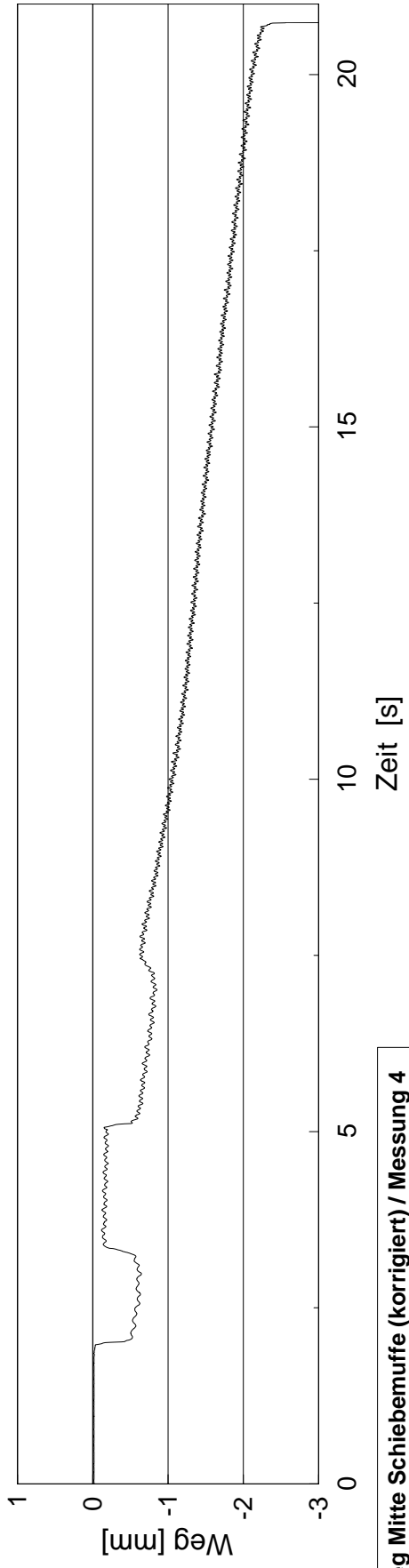
Diagramme Messung 4

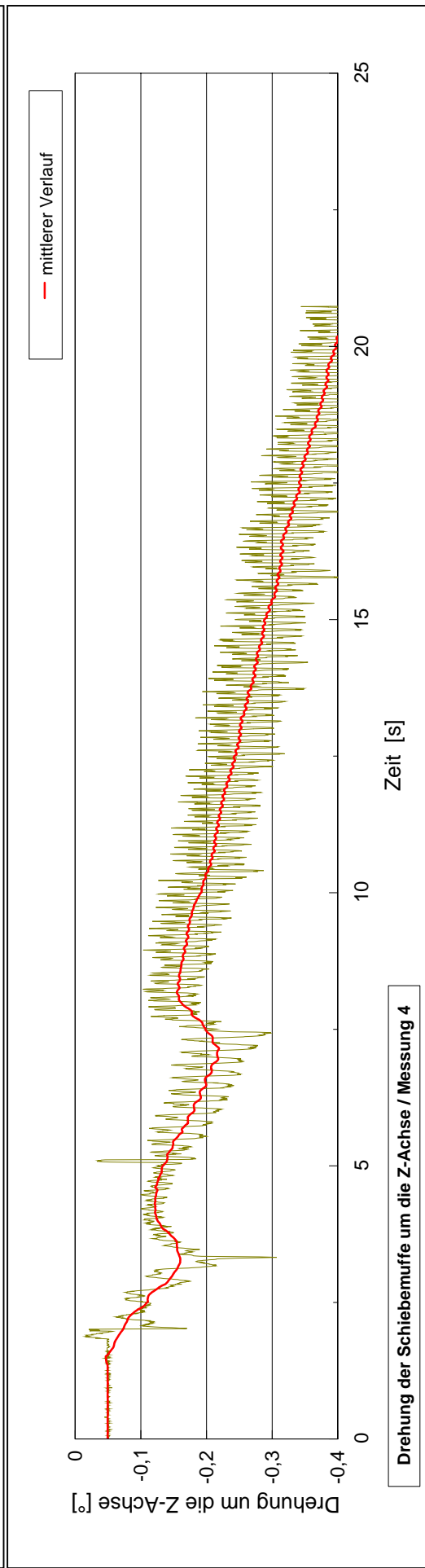
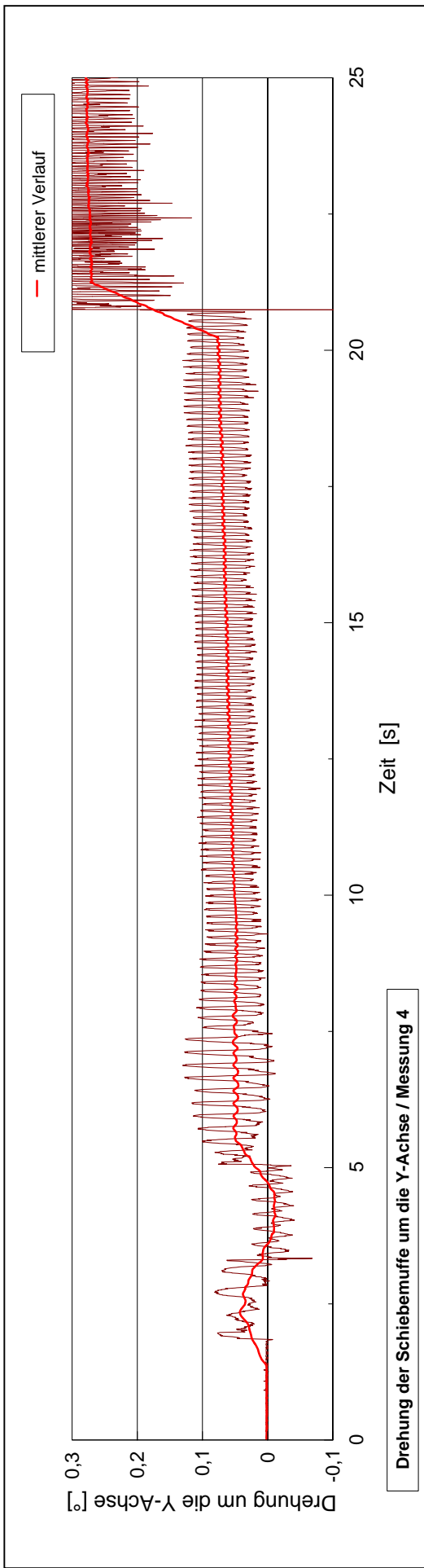
Drehzahl : 500 min^{-1}

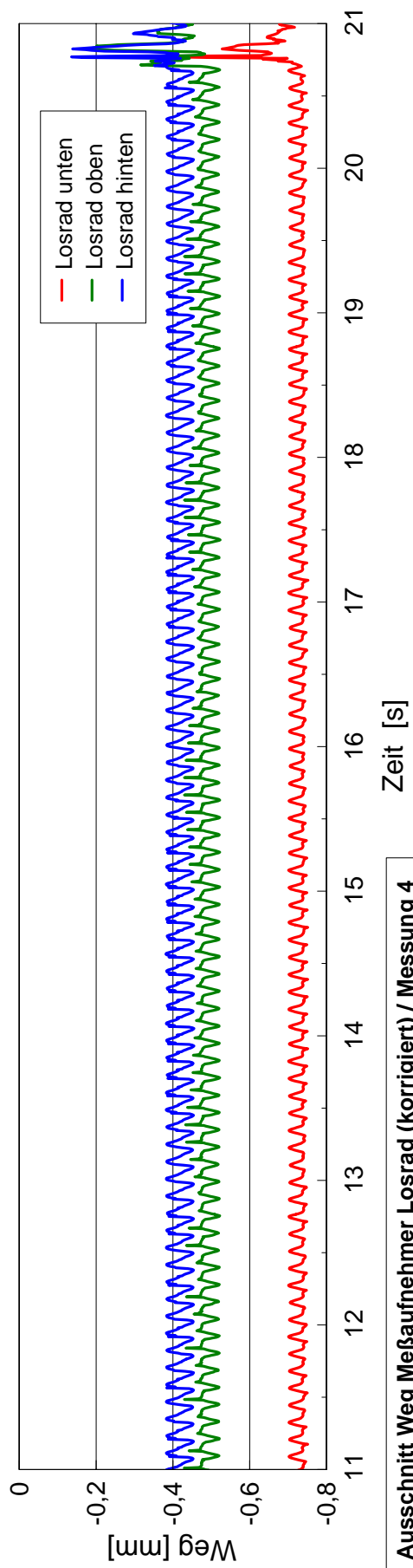
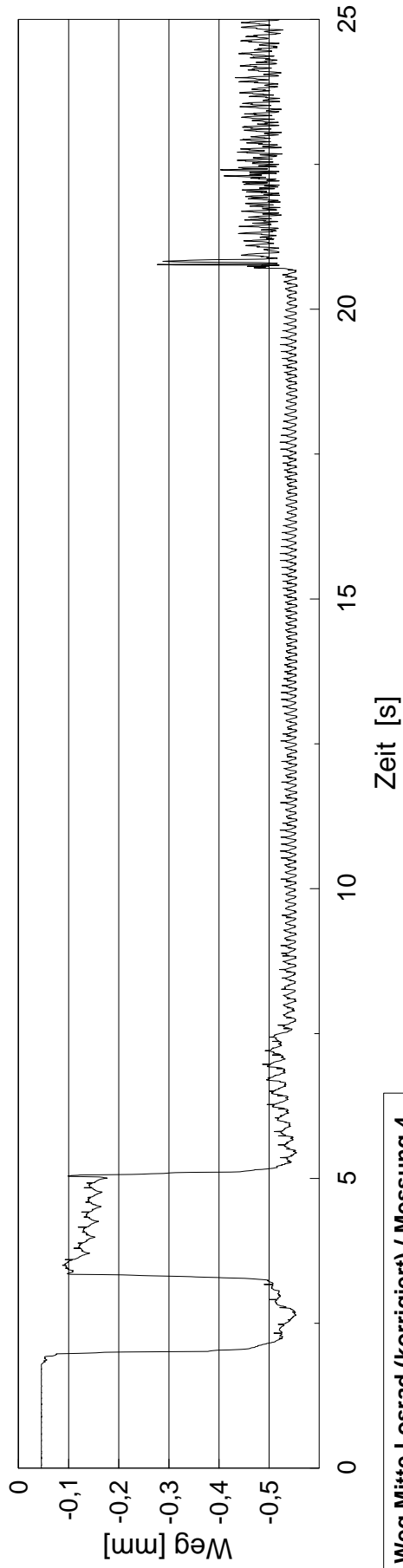
Last : 60 Nm Zugbelastung

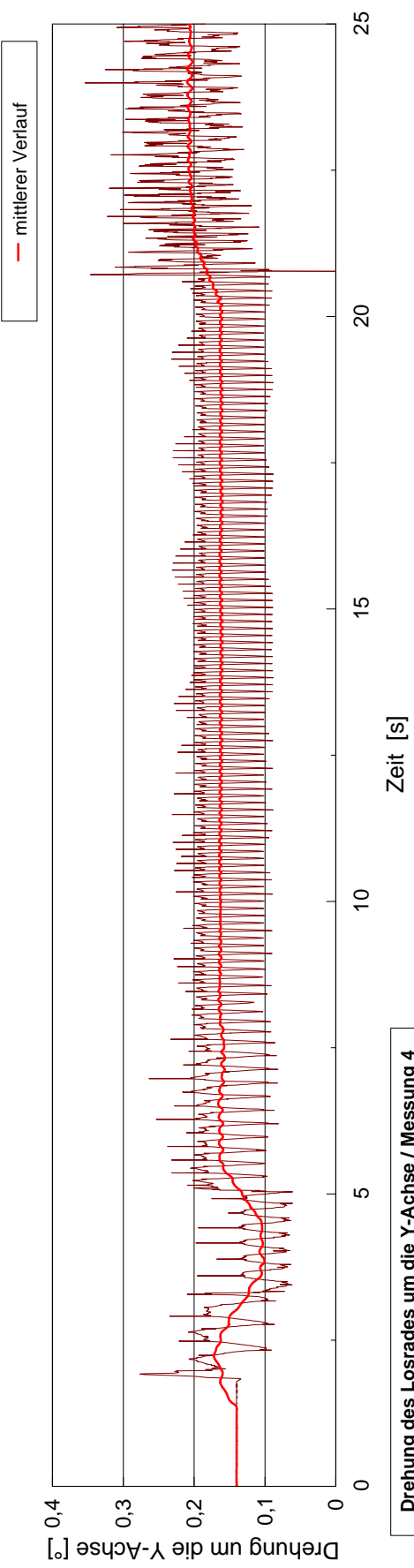
- Blatt 1: oben axiale Bewegung der Mitte der Schiebemuffe SM
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei SM-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 2: Drehungen der Schiebemuffe um die Y- und Z-Achse
- Blatt 3: oben axiale Bewegung der Mitte des Losrades LR
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei LR-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 4: Drehungen des Losrades um die Y- und Z-Achse

(Die Erläuterungen zu den Messschrieben dieser Messung sind Bestandteil des Kapitels 5.2.3.2, Koordinatenangaben entsprechen der Definition analog Bild 4.1)

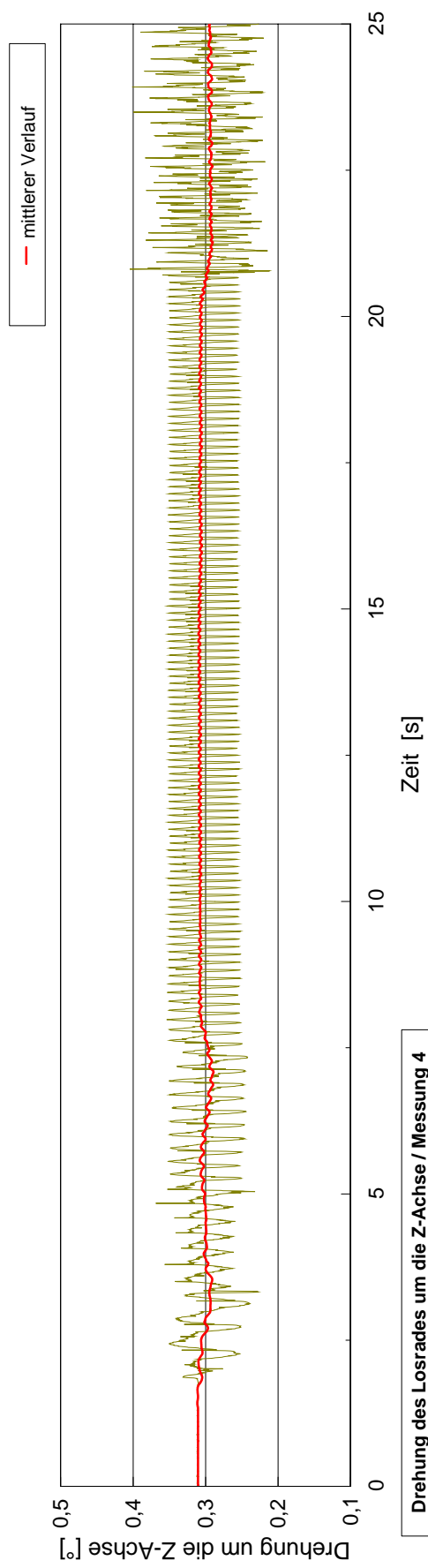








Drehung des Losrades um die Y-Achse / Messung 4



Drehung des Losrades um die Z-Achse / Messung 4

Anlage V / 6

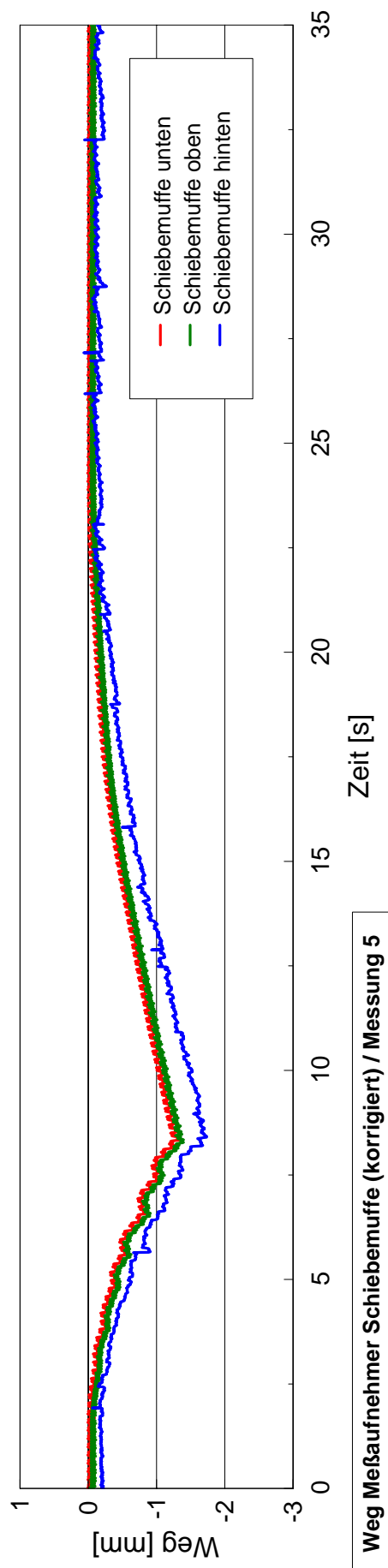
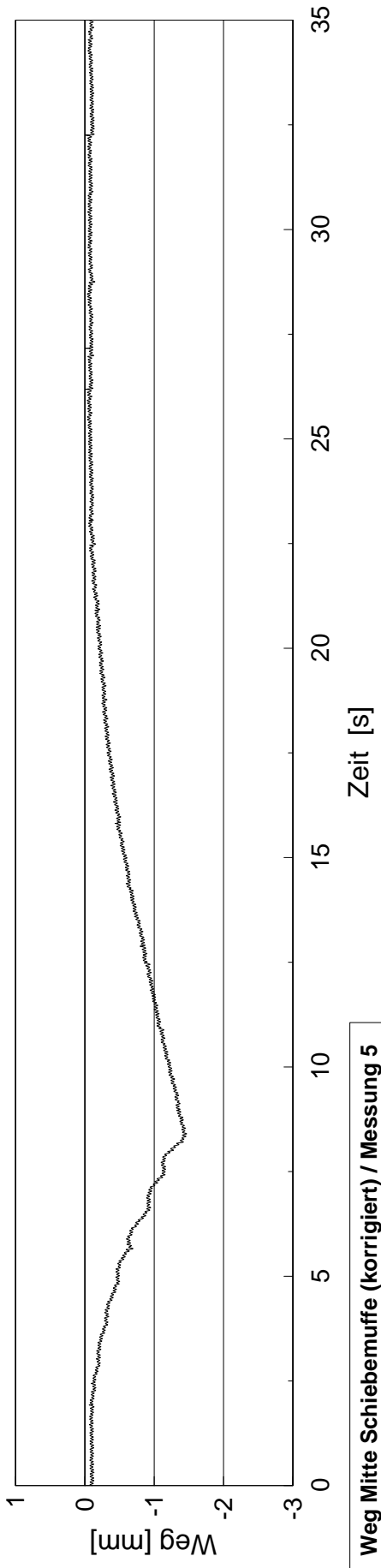
Diagramme Messung 5

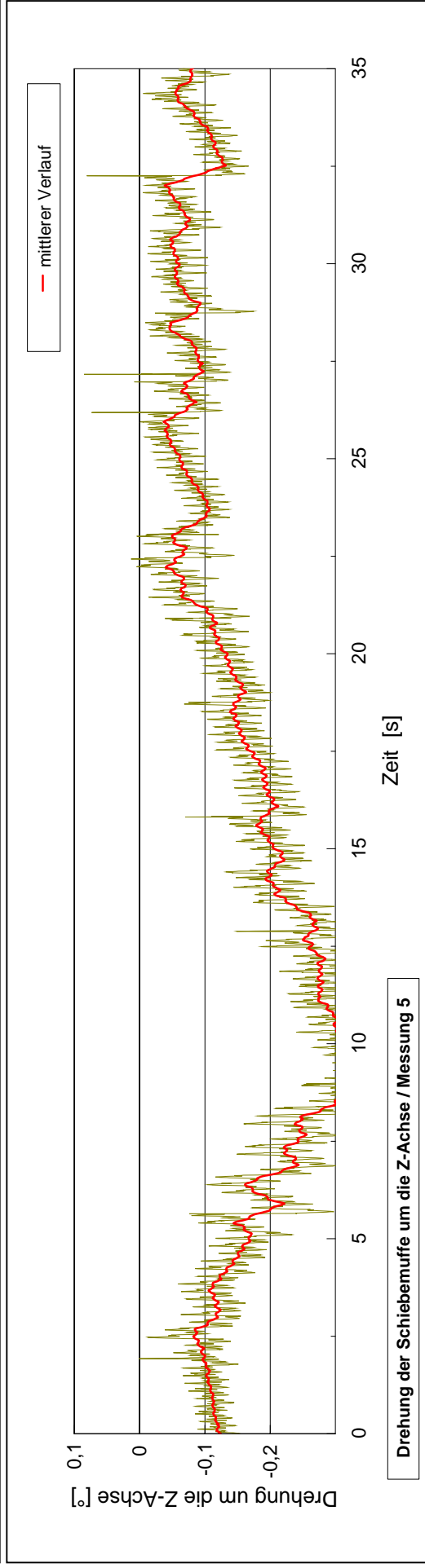
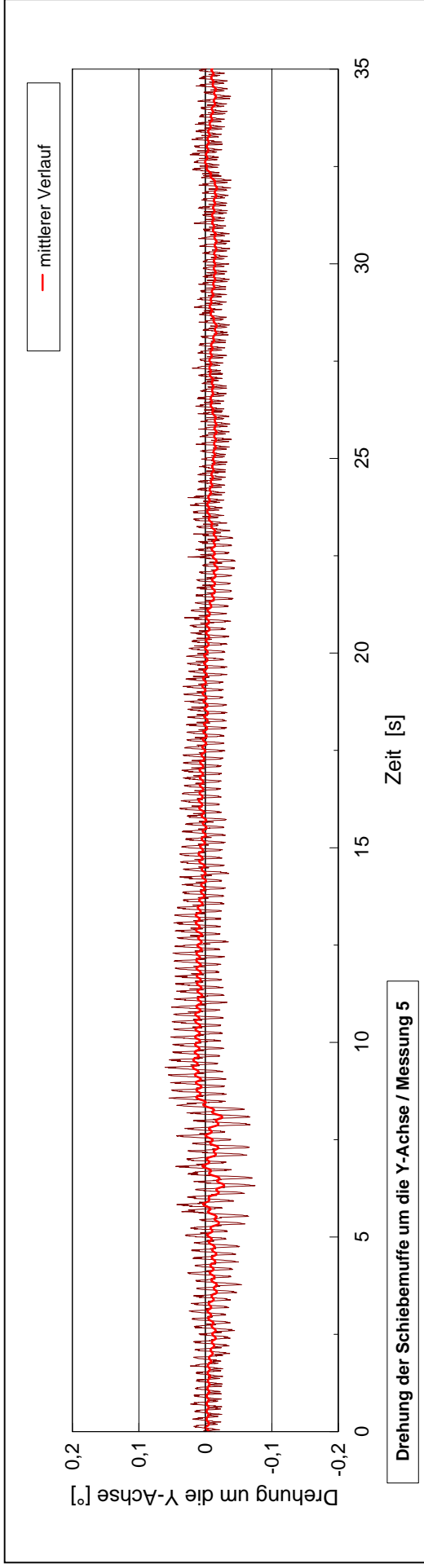
Drehzahl : 300 min^{-1}

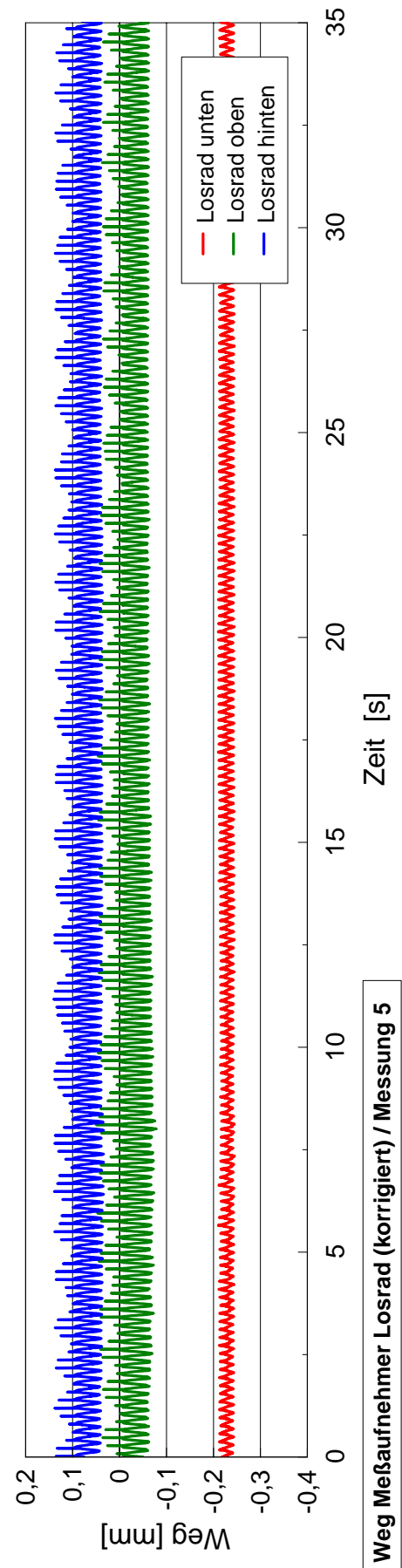
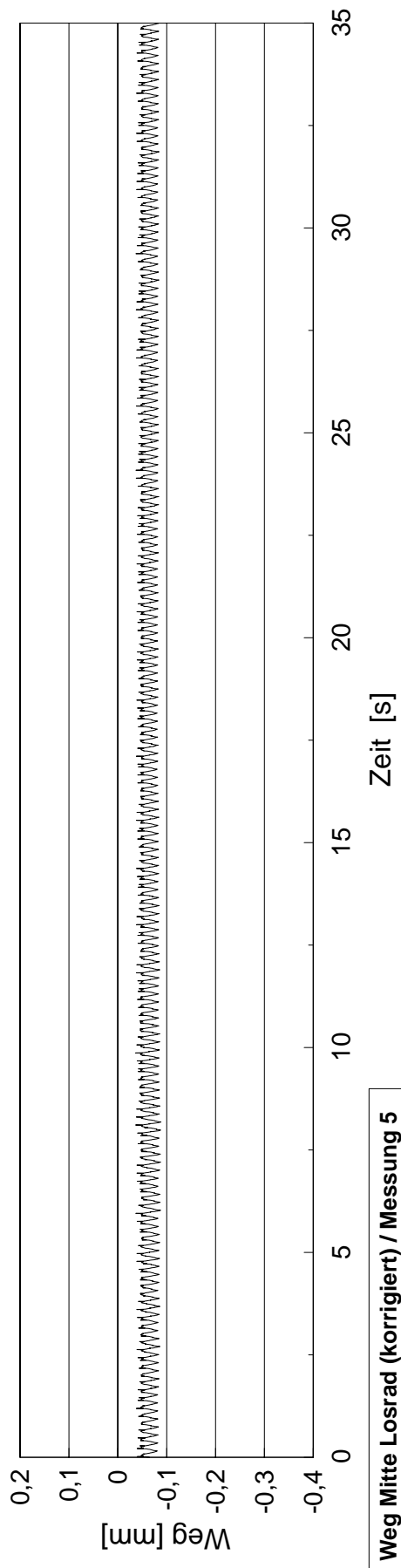
Last : 60 Nm Schubbelastung

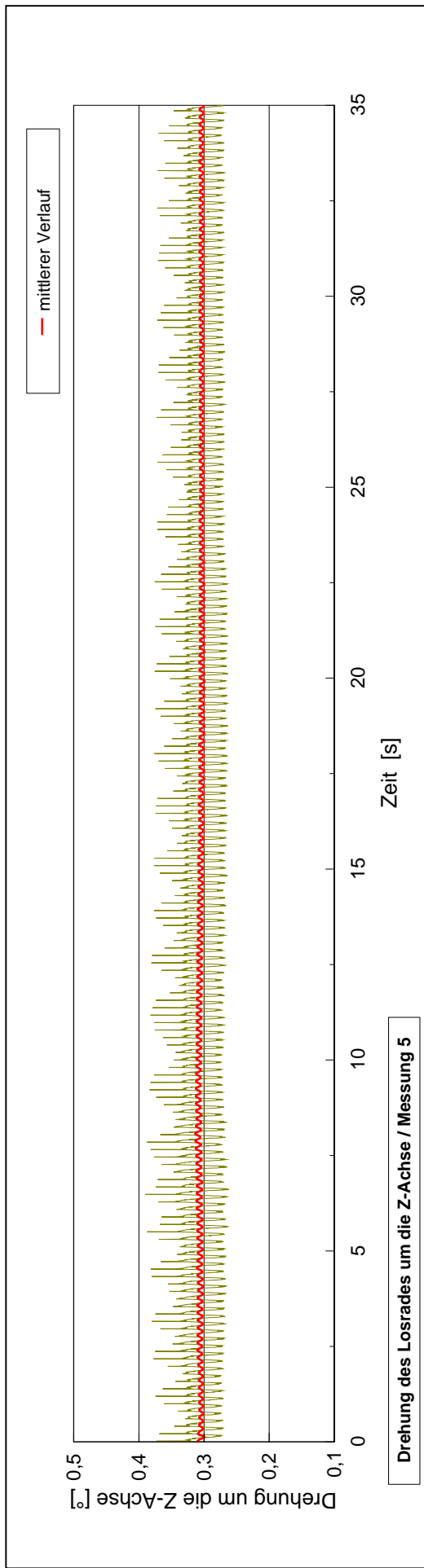
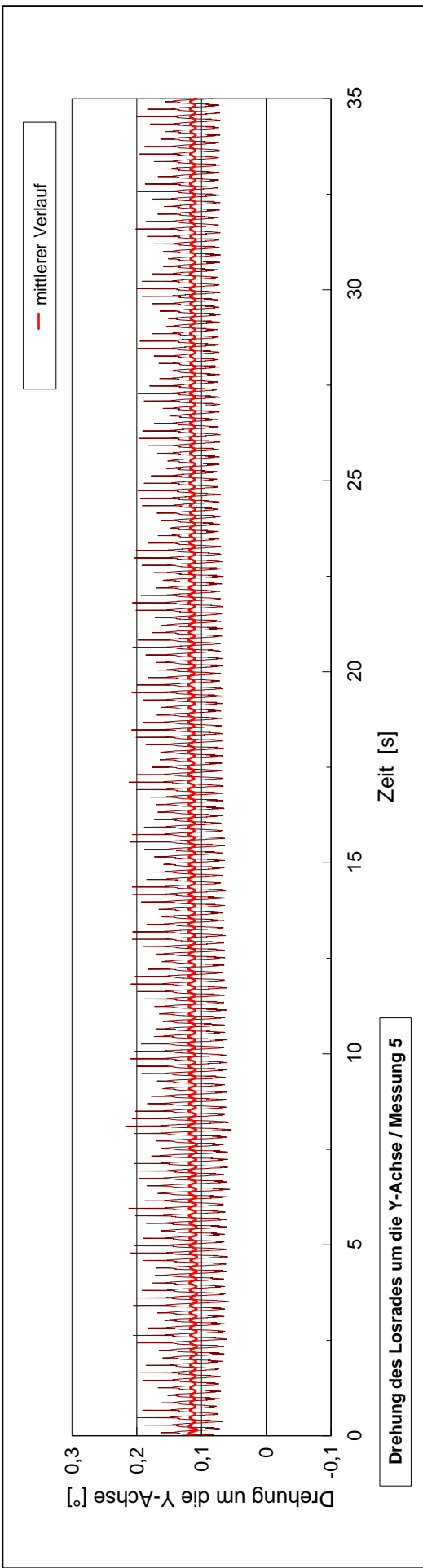
- Blatt 1: oben axiale Bewegung der Mitte der Schiebemuffe SM
unten Wegwerte der drei SM-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 2: Drehungen der Schiebemuffe um die Y- und Z-Achse
- Blatt 3: oben axiale Bewegung der Mitte des Losrades LR
unten Wegwerte der drei LR-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 4: Drehungen des Losrades um die Y- und Z-Achse

(Die Erläuterungen zu den Messschrieben dieser Messung sind Bestandteil des Kapitels 5.2.3.2, Koordinatenangaben entsprechen der Definition analog Bild 4.1)









Anlage V / 7

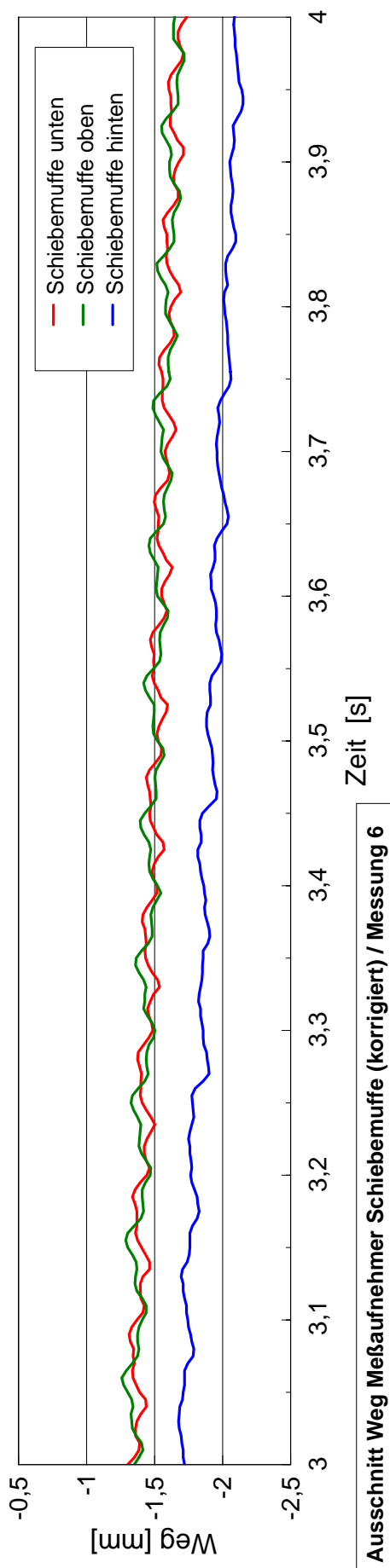
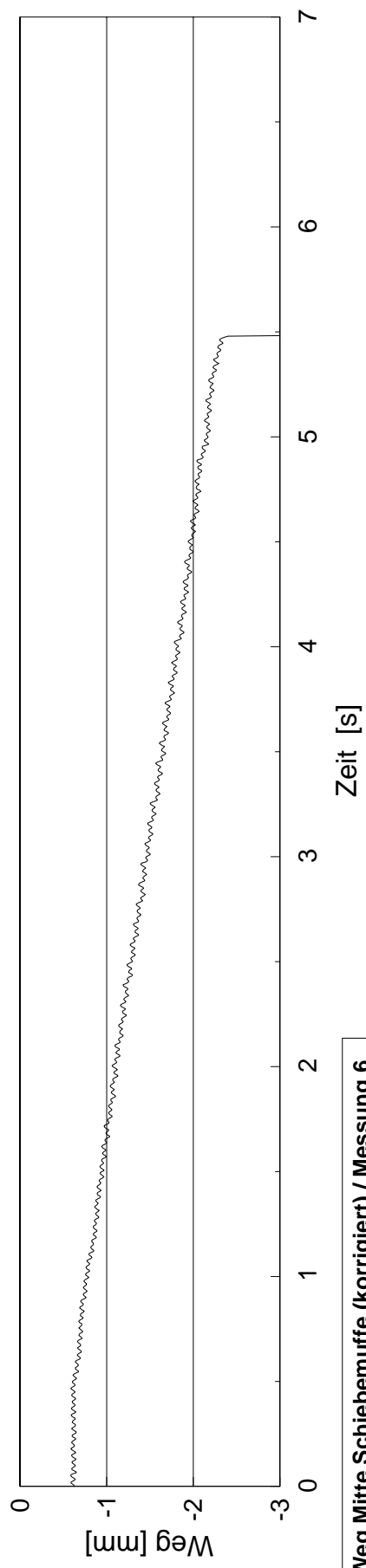
Diagramme Messung 6

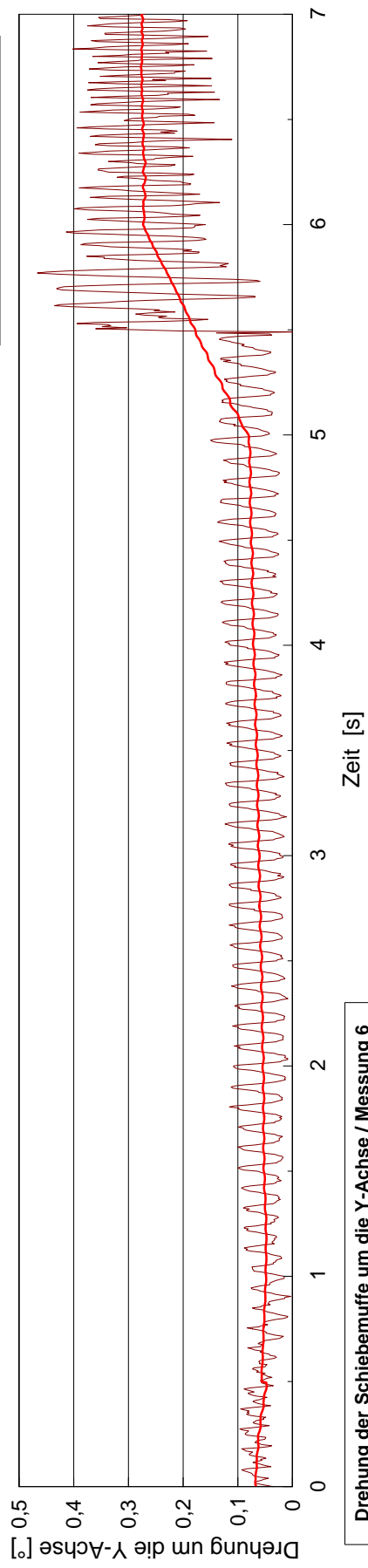
Drehzahl : 600 min^{-1}

Last : 60 Nm Zugbelastung

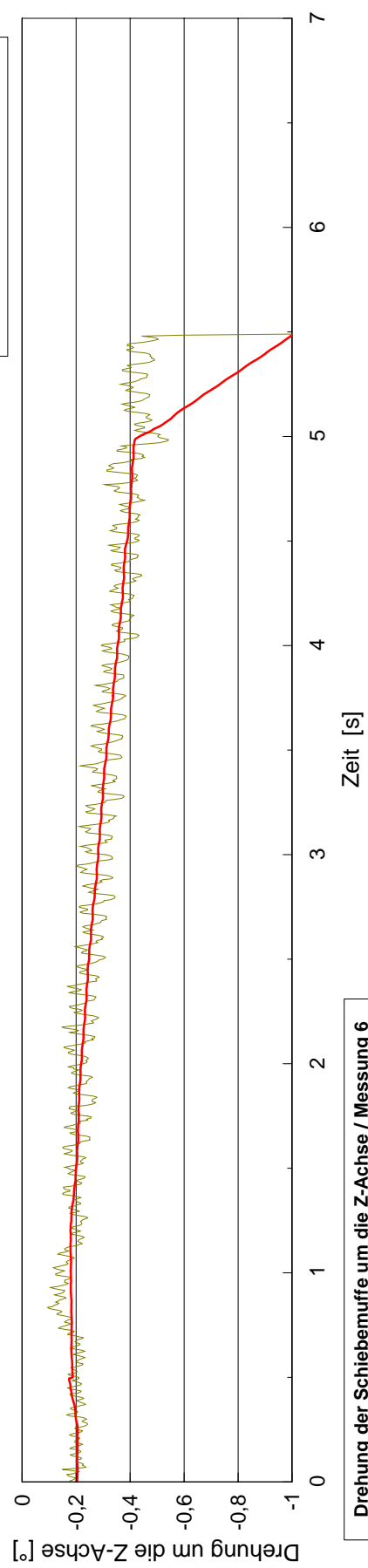
- Blatt 1: oben axiale Bewegung der Mitte der Schiebemuffe SM
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei SM-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 2: Drehungen der Schiebemuffe um die Y- und Z-Achse
- Blatt 3: oben axiale Bewegung der Mitte des Losrades LR
unten Zeitausschnitt Wegwerte der drei LR-Aufnehmer (korrigiert)
- Blatt 4: Drehungen des Losrades um die Y- und Z-Achse

(Die Erläuterungen zu den Messschrieben dieser Messung sind Bestandteil des Kapitels 5.2.3.2, Koordinatenangaben entsprechen der Definition analog Bild 4.1)

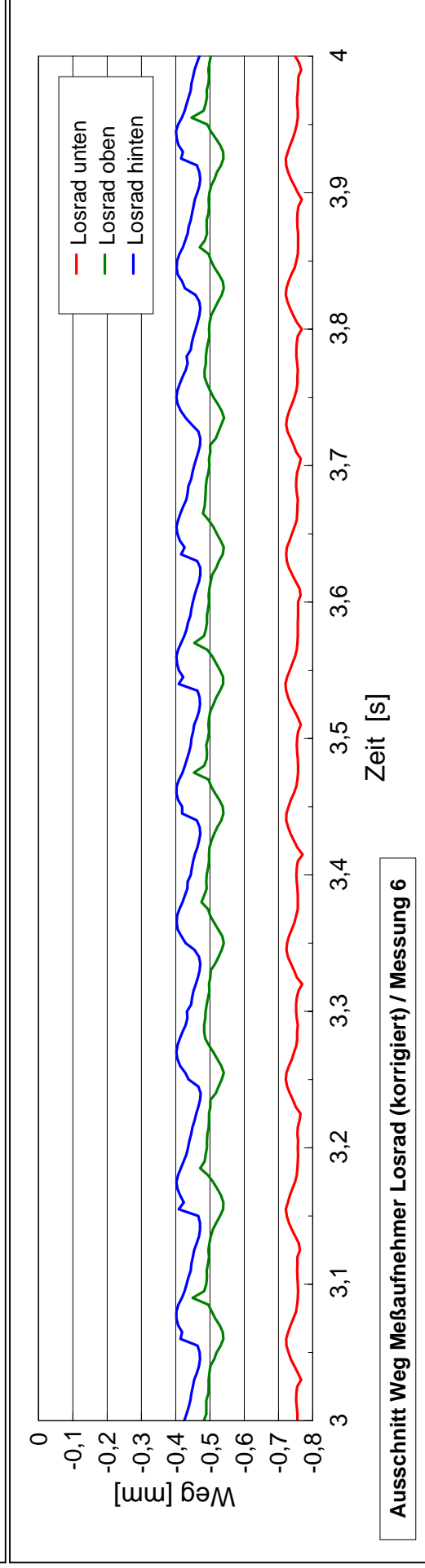
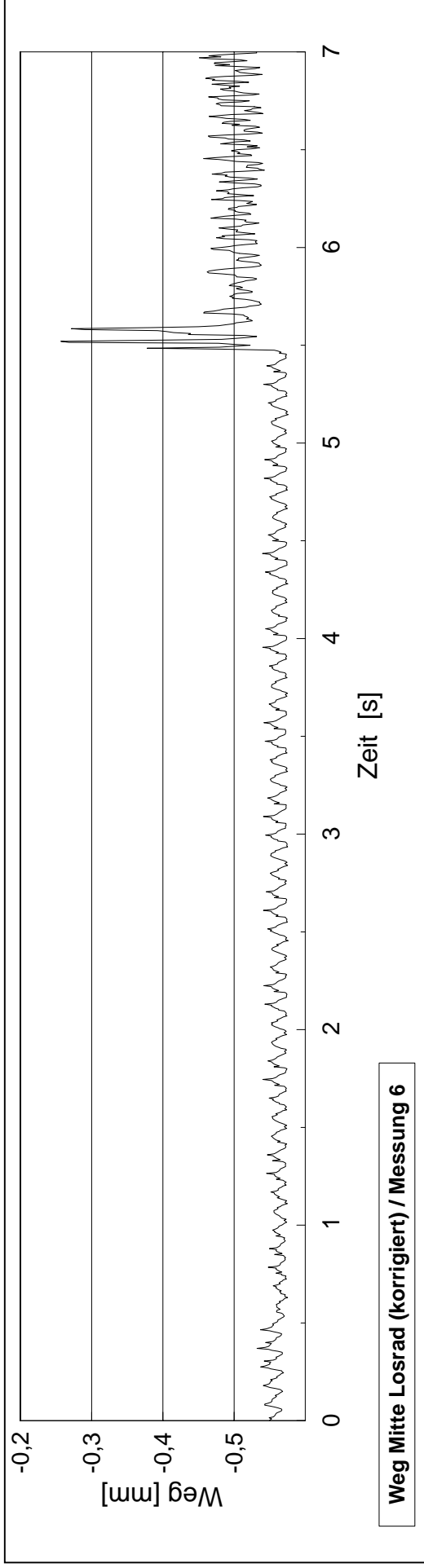


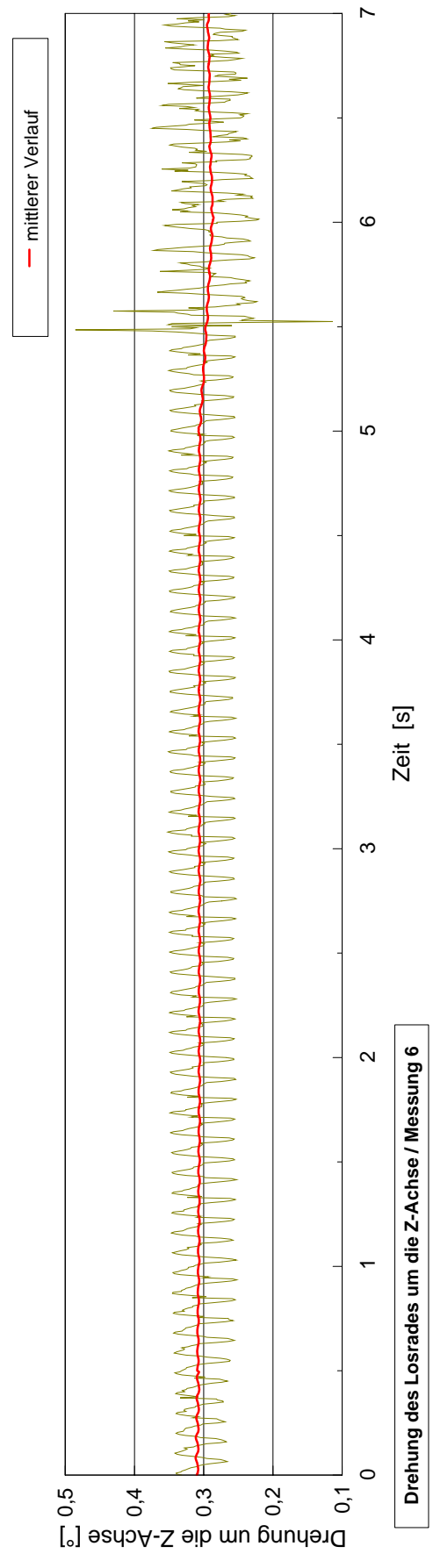
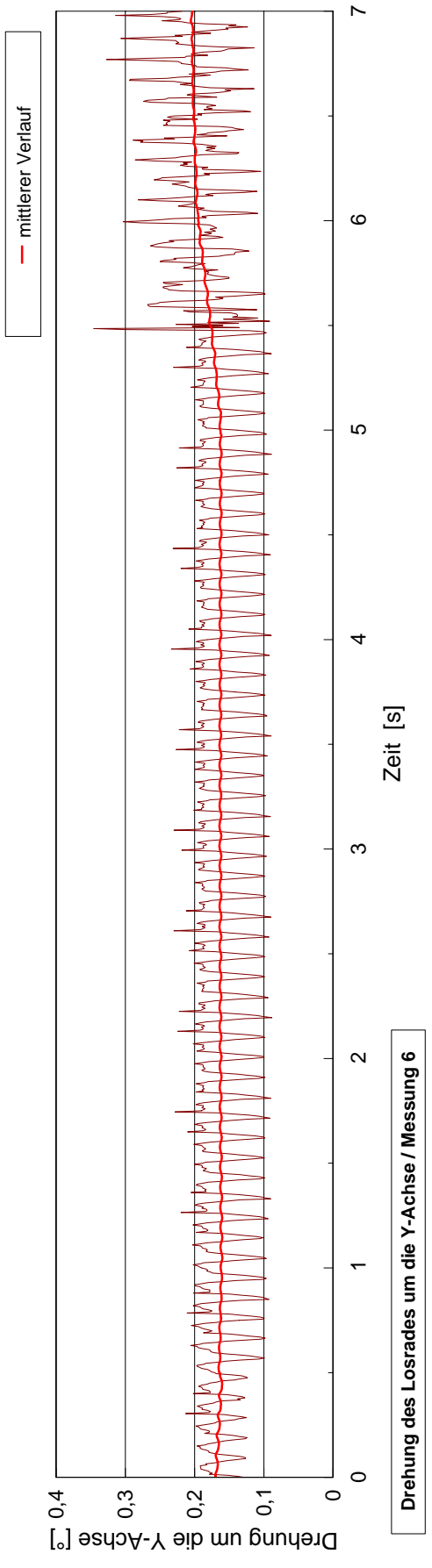


Drehung der Schiebemuffe um die Y-Achse / Messung 6



Drehung der Schiebemuffe um die Z-Achse / Messung 6

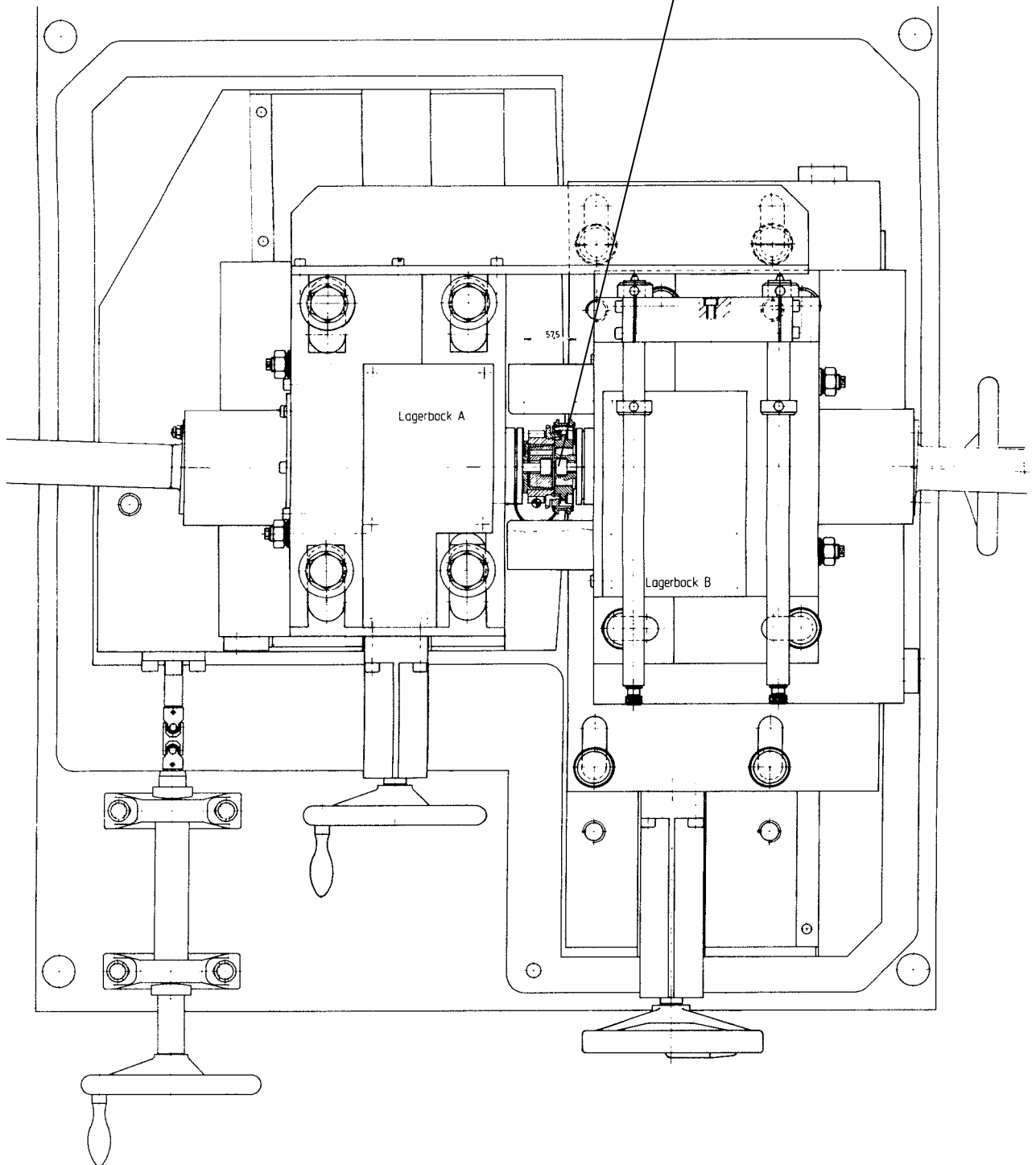
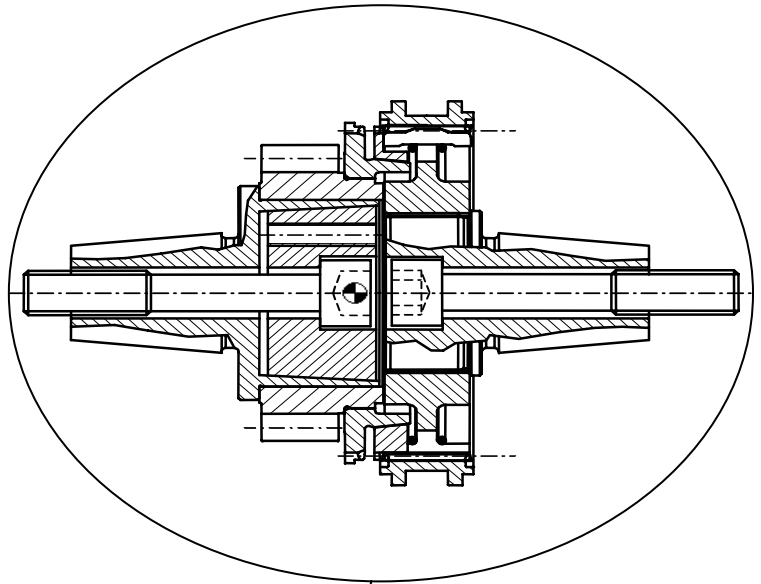




10.2 Anlage W

Übersichtszeichnung Prüfstand für isolierte Schaltverzahnung

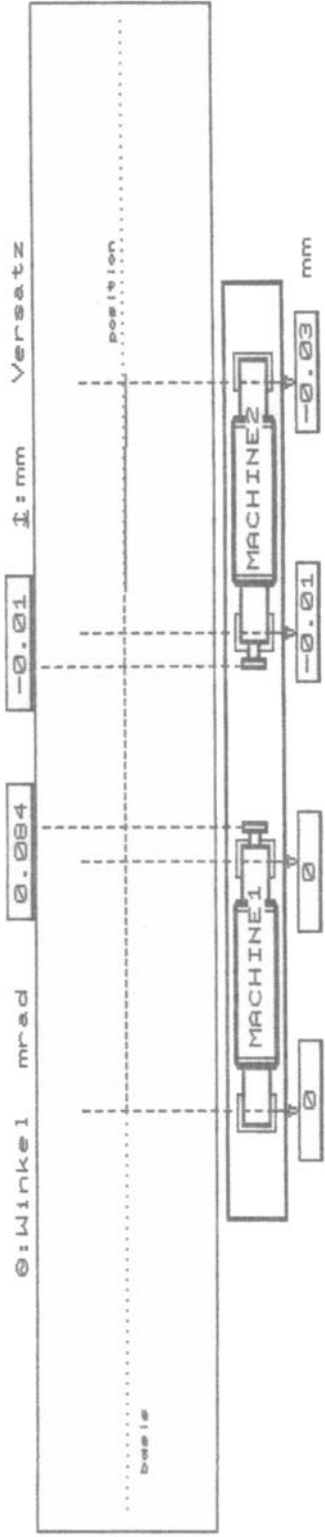
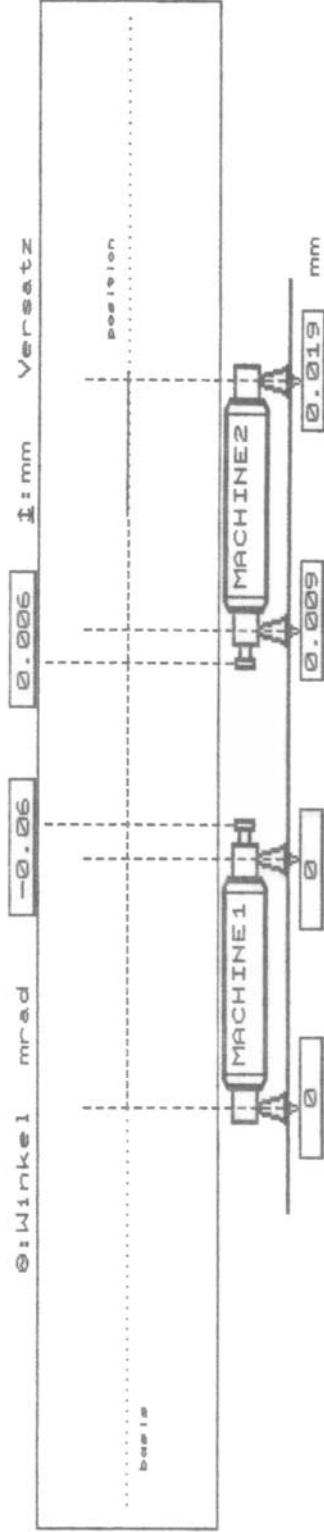
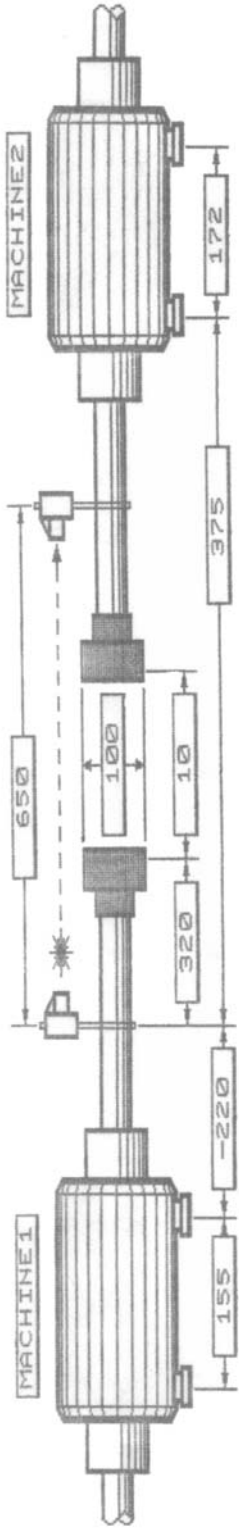
Ansicht der Prüfeinrichtung von oben



10.3 Anlage X

Kalibrierung Prüfstand für isolierte Schaltverzahnung

Messung zur Ausrichtung der zwei
Lagerböcke des Versuchsstandes zueinander



10.4 Anlage Y

Angriffswinkel Radialkräfte

Messungen zum Angriffswinkel der Radialkräfte
an den zwei Seiten der Versuchsverzahnung

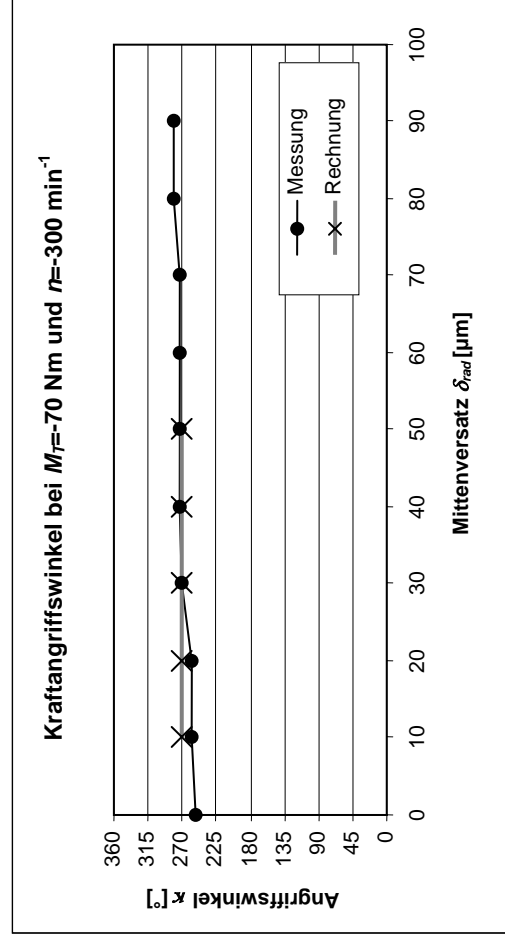
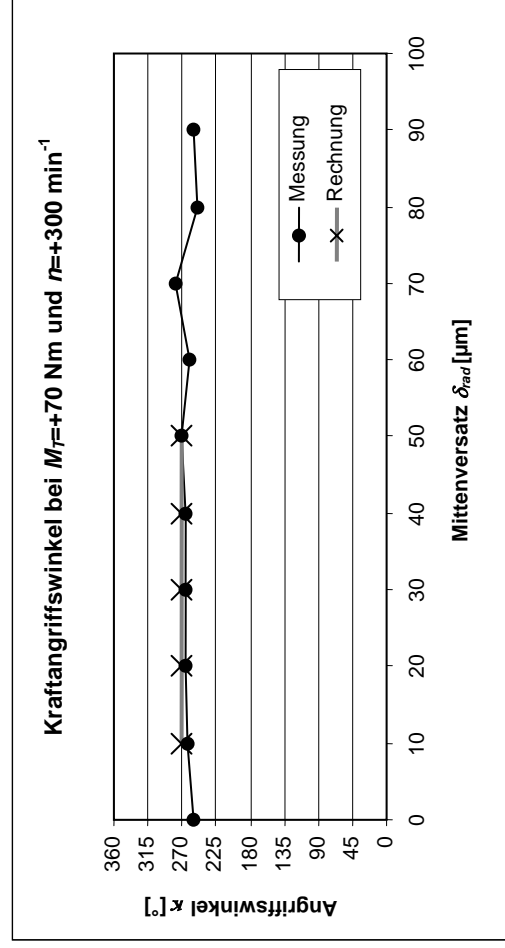
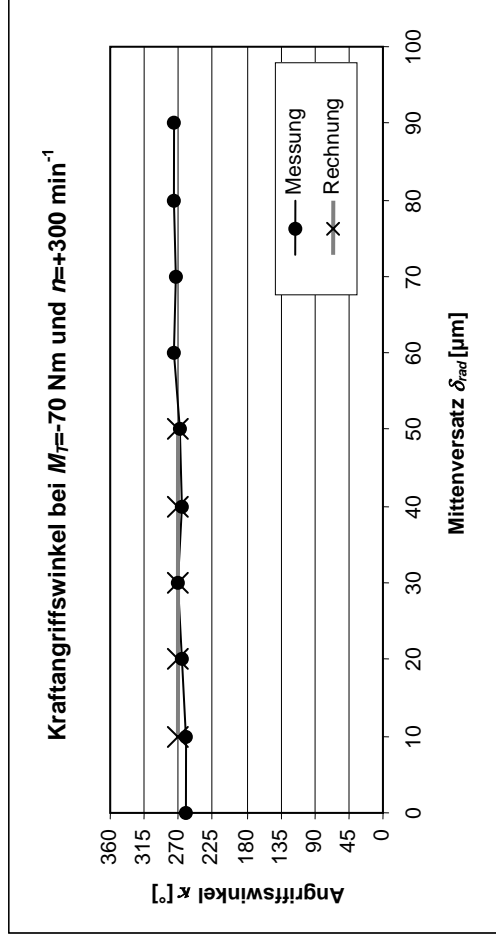
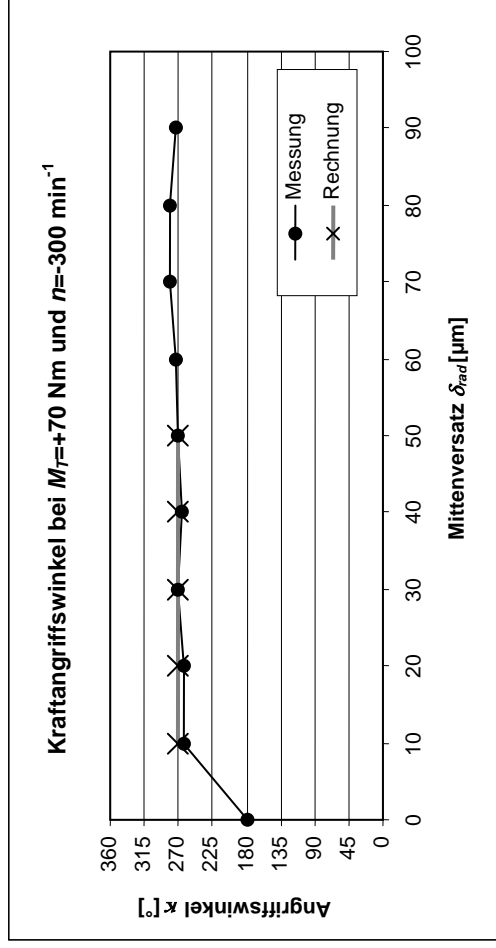
Zähnezahl $z = 48$

Modul $m = 1,850$

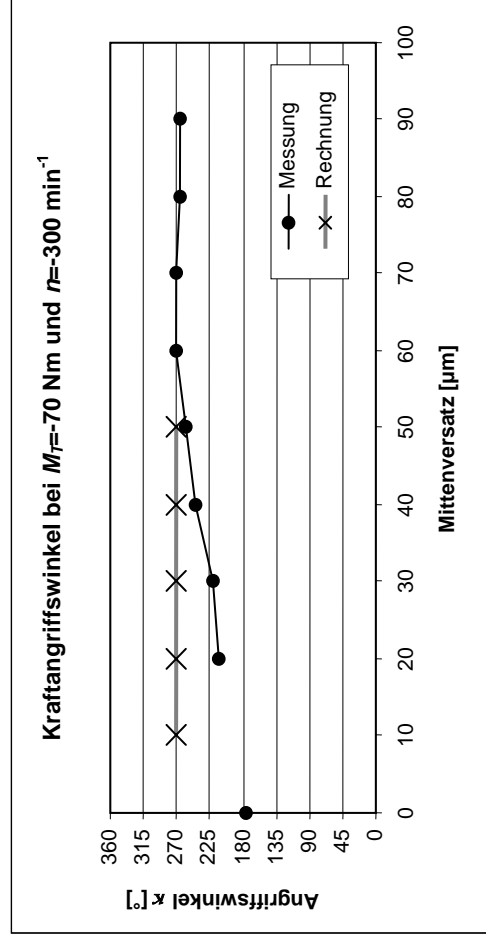
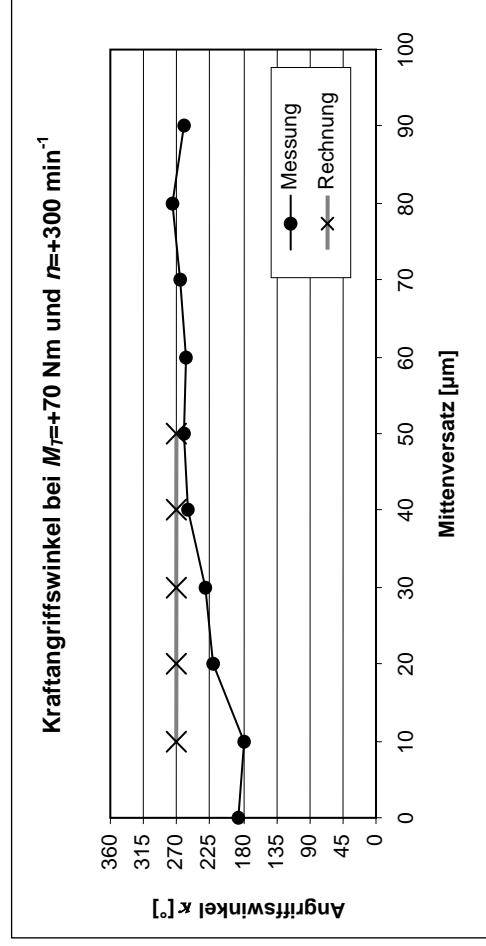
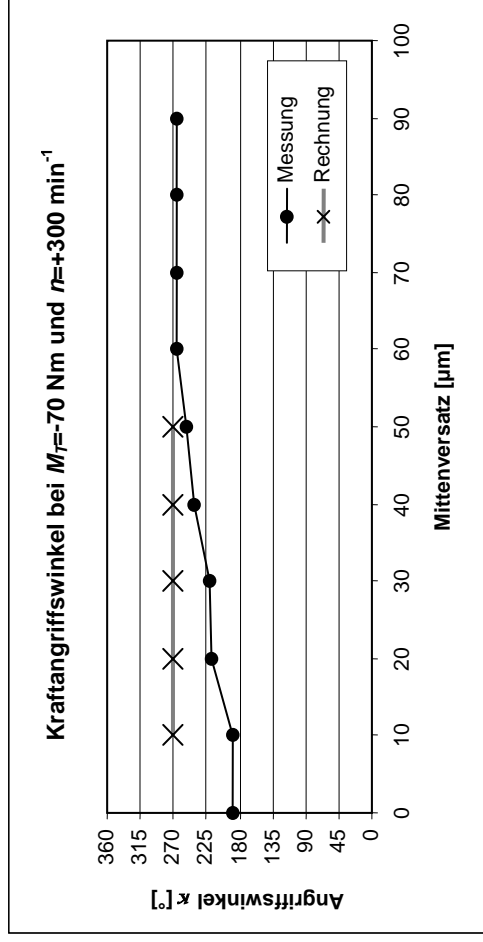
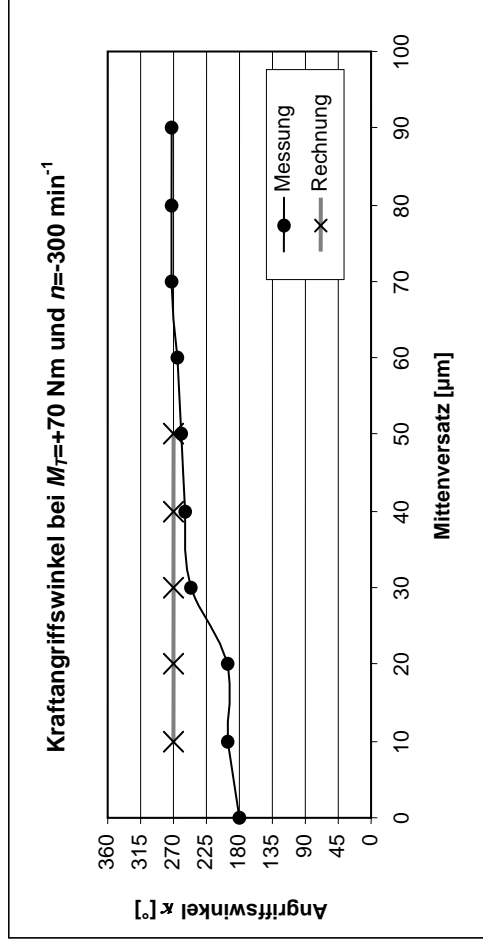
Eingriffswinkel $\alpha = 30^\circ$

Hinterschneidungswinkel $\beta_{HS} = 4^\circ$

Angriffswinkel der Radialkraft F_{rad} am Umfang des Synchronkörpers:



Angriffswinkel der Radialkraft F_{rad} am Umfang des Kupplungskörpers:



10.5 Anlage Z

Rechenprotokolle

Rechnungen an der Beispielverzahnung mit unterschiedlichem
Teilungsfehler an der Verzahnung Synchronkörper - Schiebemuffe

Zähnezahl $z = 48$

Modul $m = 1,850$

Eingriffswinkel $\alpha = 30^\circ$

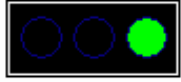
Hinterschneidungswinkel $\beta = 4^\circ$

Rechengebnisse in einem „Nicht-Gangspringlastfall“ bei $\mu = 0,1$

$T = -200 \text{ Nm}$ und Summenteilungsfehler = $0 \mu\text{m}$:

Lastverteilung in der Synchronkörper- Schiebemuffen-Verzahnung:

Axialkräfte in der Schaltverzahnung



Axialkraft auf der Synchronkörperseite = -323 N
 Axialkraft auf der Kupplungskörperseite = -137 N
 Axialkraft durch die Hinterschneidung = -315 N
 resultierende Kraft auf die Schiebemuffe = -775 N

Radialkräfte in der Schaltverzahnung

Radialkraft auf die Synchronkörperseite = $1396,0 \text{ N}$
 Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $90,0^\circ$
 Radialkraft auf die Kupplungskörperseite = $1165,7 \text{ N}$
 Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $268,9^\circ$

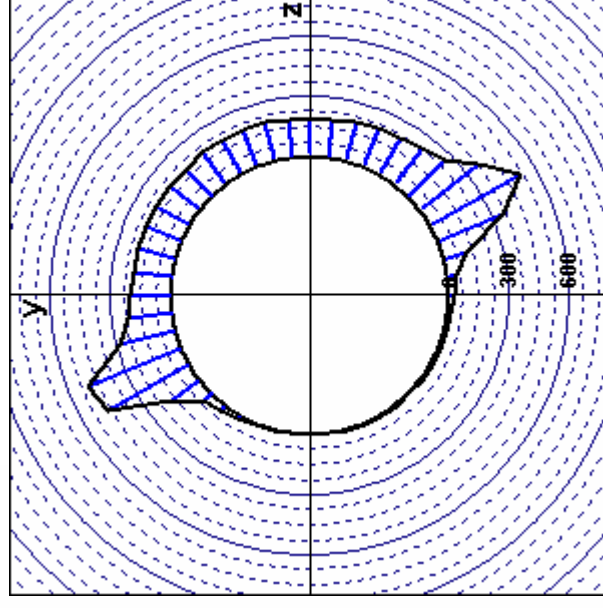
Verlagerung des Losrades

Radialkraft auf das Losrad = 1779 N
 Verlagerung des Losrades; spielfrei = $1.178 \mu\text{m}$
 Verlagerung des Losrades; nach Wiche = $19.178 \mu\text{m}$
 Verlagerung des Losrades; iterativ = $21.554 \mu\text{m}$

ausgewählte Ausgangswerte

Zähnezahl = 48 Zähne
 Modul = 1.850 mm
 Teilkreisdurchmesser = 88.800 mm
 Eingriffswinkel = $30,0^\circ$
 Hinterschneidungswinkel = $4,0^\circ$
 max. Summenteilungsfehler
 des Synchronkörpers = $0 \mu\text{m}$
 der Schiebemuffe = $0 \mu\text{m}$
 des Kupplungskörpers = $0 \mu\text{m}$

Lagerluft = $30 \mu\text{m}$
 Drehmoment = -200 Nm



Verzahnung III. / IV. Gang M300

**Rechenergebnisse in einem „Gangspringlastfall“ bei $\mu = 0,1$
 $T = 200 \text{ Nm}$ und Summenteilungsfehler = $0\mu\text{m}$:**

**Lastverteilung in der Synchronkörper-
 Schiebemuffen-Verzahnung:**

Axialkräfte in der Schaltverzahnung



- Axialkraft auf der Synchronkörperseite = 287 N
- Axialkraft auf der Kupplungskörperseite = 143 N
- Axialkraft durch die Hinterschneidung = -315 N
- resultierende Kraft auf die Schiebemuffe = 115 N

Radialkräfte in der Schaltverzahnung

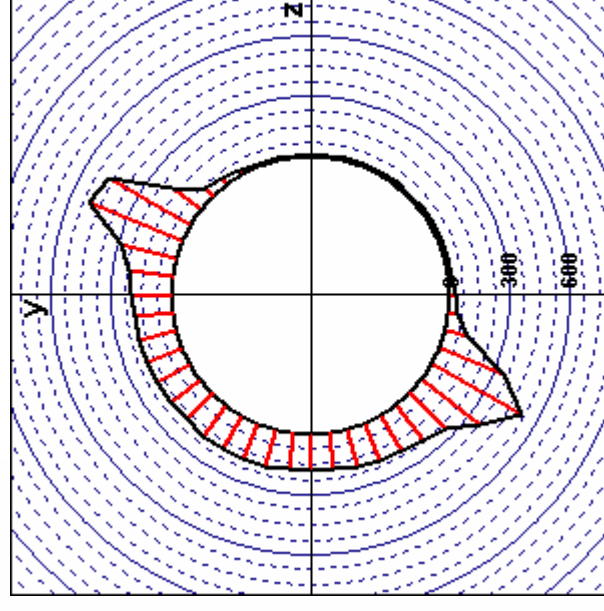
- Radialkraft auf die Synchronkörperseite = 1396,0 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $90,0^\circ$
- Radialkraft auf die Kupplungskörperseite = 1165,7 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $271,1^\circ$

Verlagerung des Losrades

- Radialkraft auf das Losrad = 1779 N
- Verlagerung des Losrades; spiefrei = 1.178 μm
- Verlagerung des Losrades; nach Wiche = 19.178 μm
- Verlagerung des Losrades; iterativ = 21.554 μm

ausgewählte Ausgangswerte

- Zähnezahl = 48 Zähne
- Modul = 1.850 mm
- Teilkreisdurchmesser = 88.800 mm
- Eingriffswinkel = $30,0^\circ$
- Hinterschneidungswinkel = $4,0^\circ$
- max. Summenteilungsfehler des Synchronkörpers = 0 μm
- der Schiebemuffe = 0 μm
- des Kupplungskörpers = 0 μm
- Lagerluft = 30 μm
- Drehmoment = 200 Nm



Verzahnung III. / IV. Gang M300

**Rechenergebnisse in einem „Gangspringlastfall“ bei $\mu = 0,1$
 $T = 200 \text{ Nm}$ und Summenteilungsfehler = $3 \cdot 3\mu\text{m}$:**

**Lastverteilung in der Synchronkörper-
 Schiebemuffen-Verzahnung:**

Axialkräfte in der Schaltverzahnung



- Axialkraft auf der Synchronkörperseite = 249 N
- Axialkraft auf der Kupplungskörperseite = 142 N
- Axialkraft durch die Hinterschneidung = -315 N
- resultierende Kraft auf die Schiebemuffe = 76 N

Radialkräfte in der Schaltverzahnung

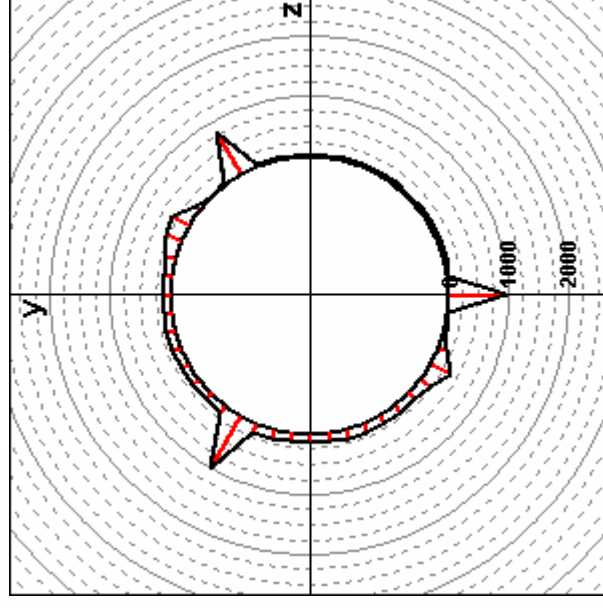
- Radialkraft auf die Synchronkörperseite = 1384,9 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $90,0^\circ$
- Radialkraft auf die Kupplungskörperseite = 1256,9 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $276,7^\circ$

Verlagerung des Losrades

- Radialkraft auf das Losrad = 1779 N
- Verlagerung des Losrades; spielfrei = 1.178 μm
- Verlagerung des Losrades; nach Wiche = 19.178 μm
- Verlagerung des Losrades; iterativ = 21.554 μm

ausgewählte Ausgangswerte

- Zähnezahl = 48 Zähne
- Modul = 1.850 mm
- Teilkreisdurchmesser = 88.800 mm
- Eingriffswinkel = $30,0^\circ$
- Hinterschneidungswinkel = $4,0^\circ$
- max. Summenteilungsfehler des Synchronkörpers = 3 μm
- der Schiebemuffe = 0 μm
- des Kupplungskörpers = 0 μm
- Lagerluft = 30 μm
- Drehmoment = 200 Nm



Verzahnung III. / IV. Gang M300

**Rechenergebnisse in einem „Gangspringlastfall“ bei $\mu = 0,1$
 $T = 200 \text{ Nm}$ und Summenteilungsfehler = $3 \cdot 10 \mu\text{m}$:**

**Lastverteilung in der Synchronkörper-
 Schiebemuffen-Verzahnung:**

Axialkräfte in der Schaltverzahnung



- Axialkraft auf der Synchronkörperseite = 290 N
- Axialkraft auf der Kupplungskörperseite = 79 N
- Axialkraft durch die Hinterschneidung = -315 N
- resultierende Kraft auf die Schiebemuffe = 56 N

Radialkräfte in der Schaltverzahnung

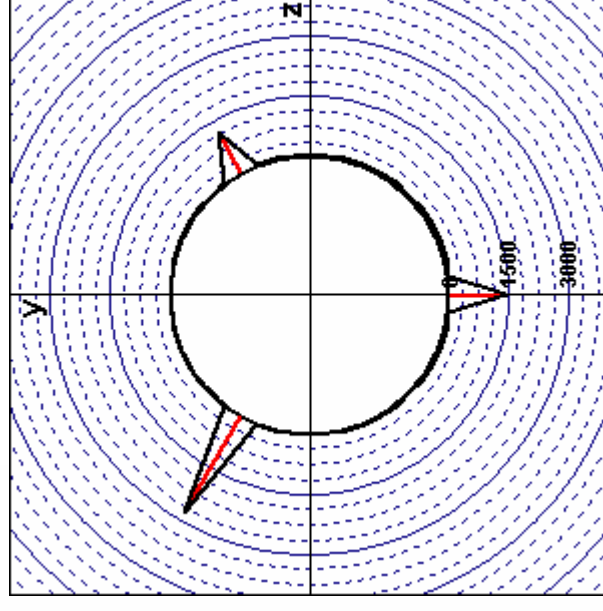
- Radialkraft auf die Synchronkörperseite = 1319,0 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $90,0^\circ$
- Radialkraft auf die Kupplungskörperseite = 923,9 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $284,8^\circ$

Verlagerung des Losrades

- Radialkraft auf das Losrad = 1779 N
- Verlagerung des Losrades; spielfrei = 1.178 μm
- Verlagerung des Losrades; nach Wiche = 19.178 μm
- Verlagerung des Losrades; iterativ = 21.554 μm

ausgewählte Ausgangswerte

- Zähnezahl = 48 Zähne
- Modul = 1.850 mm
- Teilkreisdurchmesser = 88.800 mm
- Eingriffswinkel = $30,0^\circ$
- Hinterschneidungswinkel = $4,0^\circ$
- max. Summenteilungsfehler des Synchronkörpers = 10 μm
- der Schiebemuffe = 0 μm
- des Kupplungskörpers = 0 μm
- Lagerluft = 30 μm
- Drehmoment = 200 Nm



Verzahnung III. / IV. Gang M300

**Rechenergebnisse in einem „Gangspringlastfall“ bei $\mu = 0,1$
 $T = 200 \text{ Nm}$ und Summenteilungsfehler = $3 \cdot 80\mu\text{m}$:**

**Lastverteilung in der Synchronkörper-
 Schiebemuffen-Verzahnung:**

Axialkräfte in der Schaltverzahnung



- Axialkraft auf der Synchronkörperseite = 299 N
- Axialkraft auf der Kupplungskörperseite = 76 N
- Axialkraft durch die Hinterschneidung = -315 N
- resultierende Kraft auf die Schiebemuffe = 57 N

Radialkräfte in der Schaltverzahnung

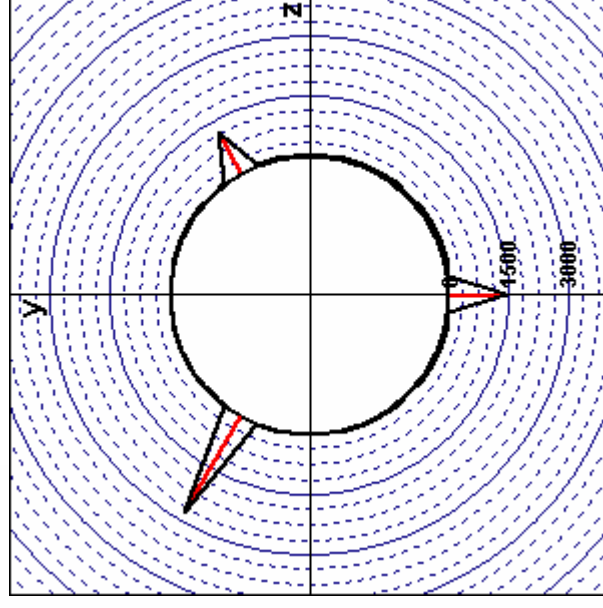
- Radialkraft auf die Synchronkörperseite = 1319,0 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $90,0^\circ$
- Radialkraft auf die Kupplungskörperseite = 923,9 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $284,8^\circ$

Verlagerung des Losrades

- Radialkraft auf das Losrad = 1779 N
- Verlagerung des Losrades; spielfrei = 1.178 μm
- Verlagerung des Losrades; nach Wiche = 19.178 μm
- Verlagerung des Losrades; iterativ = 21.554 μm

ausgewählte Ausgangswerte

- Zähnezahl = 48 Zähne
- Modul = 1.850 mm
- Teilkreisdurchmesser = 88.800 mm
- Eingriffswinkel = $30,0^\circ$
- Hinterschneidungswinkel = $4,0^\circ$
- max. Summenteilungsfehler des Synchronkörpers = 80 μm
- der Schiebemuffe = 0 μm
- des Kupplungskörpers = 0 μm
- Lagerluft = 30 μm
- Drehmoment = 200 Nm



Verzahnung III. / IV. Gang M300

**Rechenergebnisse in einem „Gangspringlastfall“ bei $\mu = 0,1$
 $T = 200 \text{ Nm}$ und Summenteilungsfehler = $1 \cdot 3 \mu\text{m}$:**

**Lastverteilung in der Synchronkörper-
 Schiebemuffen-Verzahnung:**

Axialkräfte in der Schaltverzahnung



- Axialkraft auf der Synchronkörperseite = 272 N
- Axialkraft auf der Kupplungskörperseite = 144 N
- Axialkraft durch die Hinterschneidung = -315 N
- resultierende Kraft auf die Schiebemuffe = 101 N

Radialkräfte in der Schaltverzahnung

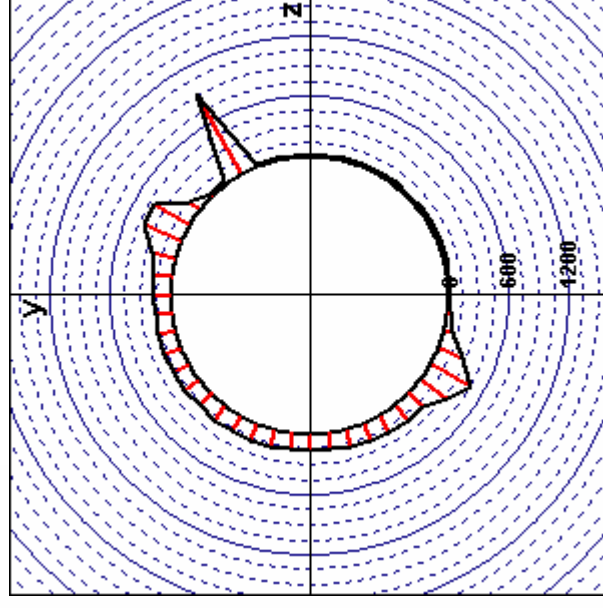
- Radialkraft auf die Synchronkörperseite = 1435,2 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $90,0^\circ$
- Radialkraft auf die Kupplungskörperseite = 1228,2 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $262,6^\circ$

Verlagerung des Losrades

- Radialkraft auf das Losrad = 1779 N
- Verlagerung des Losrades; spielfrei = 1.178 μm
- Verlagerung des Losrades; nach Wiche = 19.178 μm
- Verlagerung des Losrades; iterativ = 21.554 μm

ausgewählte Ausgangswerte

- Zähnezahl = 48 Zähne
- Modul = 1.850 mm
- Teilkreisdurchmesser = 88.800 mm
- Eingriffswinkel = $30,0^\circ$
- Hinterschneidungswinkel = $4,0^\circ$
- max. Summenteilungsfehler des Synchronkörpers = 3 μm
- der Schiebemuffe = 0 μm
- des Kupplungskörpers = 0 μm
- Lagerluft = 30 μm
- Drehmoment = 200 Nm



Verzahnung III. / IV. Gang M300

**Rechenergebnisse in einem „Gangspringlastfall“ bei $\mu = 0,1$
 $T = 200 \text{ Nm}$ und Summenteilungsfehler = $1 \cdot 5\mu\text{m}$:**

**Lastverteilung in der Synchronkörper-
 Schiebemuffen-Verzahnung:**

Axialkräfte in der Schaltverzahnung



- Axialkraft auf der Synchronkörperseite = 254 N
- Axialkraft auf der Kupplungskörperseite = 144 N
- Axialkraft durch die Hinterschneidung = -315 N
- resultierende Kraft auf die Schiebemuffe = 83 N

Radialkräfte in der Schaltverzahnung

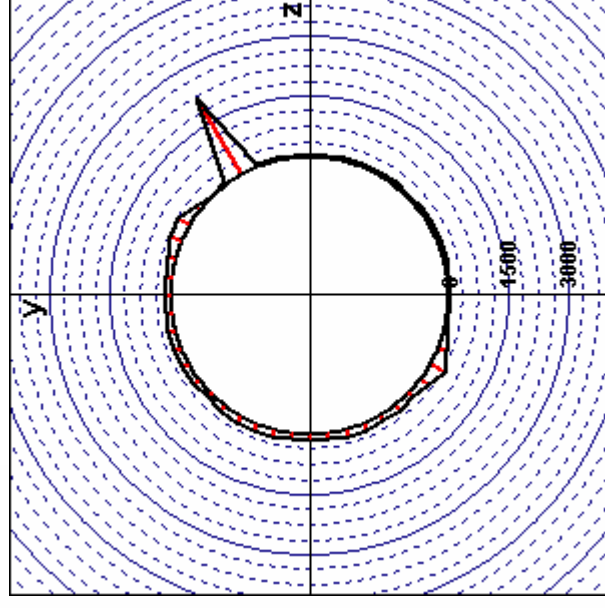
- Radialkraft auf die Synchronkörperseite = 1481,3 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $90,0^\circ$
- Radialkraft auf die Kupplungskörperseite = 1257,1 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $255,1^\circ$

Verlagerung des Losrades

- Radialkraft auf das Losrad = 1779 N
- Verlagerung des Losrades; spielfrei = 1.178 μm
- Verlagerung des Losrades; nach Wiche = 19.178 μm
- Verlagerung des Losrades; iterativ = 21.554 μm

ausgewählte Ausgangswerte

- Zähnezahl = 48 Zähne
- Modul = 1.850 mm
- Teilkreisdurchmesser = 88.800 mm
- Eingriffswinkel = $30,0^\circ$
- Hinterschneidungswinkel = $4,0^\circ$
- max. Summenteilungsfehler des Synchronkörpers = 5 μm
- der Schiebemuffe = 0 μm
- des Kupplungskörpers = 0 μm
- Lagerluft = 30 μm
- Drehmoment = 200 Nm



Verzahnung III. / IV. Gang M300

**Rechenergebnisse in einem „Gangspringlastfall“ bei $\mu = 0,1$
 $T = 200 \text{ Nm}$ und Summenteilungsfehler = $1 \cdot 10 \mu\text{m}$:**

**Lastverteilung in der Synchronkörper-
 Schiebemuffen-Verzahnung:**

Axialkräfte in der Schaltverzahnung



- Axialkraft auf der Synchronkörperseite = 168 N
- Axialkraft auf der Kupplungskörperseite = 109 N
- Axialkraft durch die Hinterschneidung = -315 N
- resultierende Kraft auf die Schiebemuffe = -39 N

Radialkräfte in der Schaltverzahnung

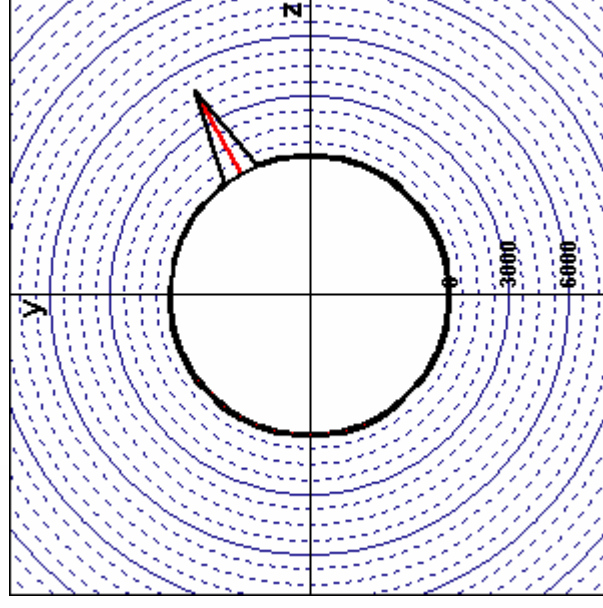
- Radialkraft auf die Synchronkörperseite = 1449,6 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $90,0^\circ$
- Radialkraft auf die Kupplungskörperseite = 964,9 N
- Angriffswinkel der Radialkraft auf dem Umfang = $243,6^\circ$

Verlagerung des Losrades

- Radialkraft auf das Losrad = 1779 N
- Verlagerung des Losrades; spielfrei = 1.178 μm
- Verlagerung des Losrades; nach Wiche = 19.178 μm
- Verlagerung des Losrades; iterativ = 21.554 μm

ausgewählte Ausgangswerte

- Zähnezahl = 48 Zähne
- Modul = 1.850 mm
- Teilkreisdurchmesser = 88.800 mm
- Eingriffswinkel = $30,0^\circ$
- Hinterschneidungswinkel = $4,0^\circ$
- max. Summenteilungsfehler des Synchronkörpers = 10 μm
- der Schiebemuffe = 0 μm
- des Kupplungskörpers = 0 μm
- Lagerluft = 30 μm
- Drehmoment = 200 Nm



Verzahnung III. / IV. Gang M300

