UNI STUTTGART

Berichte aus dem
Institut für Maschinenelemente
Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Huiping Li

Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben

Bericht Nr. 119

D 93
ISBN 3 - 936100 – 20 – 9

Institut für Maschinenelemente
Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 6170

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

Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben

Von der Fakultät Maschinenbau

der Universität Stuttgart

zur Erlangung der Würde eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Dipl.-Ing. Huiping Li

geboren in Shanghai, China

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Schinköthe

Tag der Einreichung: 14.10.2005

Tag der mündlichen Prüfung: 30.01.2006

Institut für Maschinenelemente

2006

Meiner Familie gewidmet

Vorwort

Diese vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente (IMA) der Universität Stuttgart. Sie wurde mit Sachmitteln aus dem Forschungsprojekt „Reduzierung der Klappergeräuschneigung von Fahrzeuggetrieben durch aktive Maßnahmen“ der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert.

Mein besonderer Dank gilt meinem leider verstorbenen anfänglichen Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Gisbert Lechner, ehemaliger geschäftsführender Direktor des Instituts für Maschinenelemente, für die Ermöglichung dieser Arbeit und für das mir entgegengebrachte Vertrauen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, geschäftsführender Direktor des Instituts für Maschinenelemente, danke ich besonders für die schnelle und unbürokratische Übernahme meiner Arbeit, für die zahlreichen Anregungen, Gespräche und Unterstützungen während der Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Schinköthe, geschäftsführender Direktor des Instituts für Konstruktion und Fertigung in der Feinwerktechnik, danke ich für die kritische Durchsicht und die Übernahme des Mitberichts.

Bei allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts bedanke ich mich für Ihre stete Hilfsbereitschaft und das hervorragende „IMA-Klima“, insbesondere bei Frau Dr.-Ing. Heydrun Schröpel für ihre Korrektur meiner Arbeit, bei den Werkstätten für deren verlässliche elektrische und mechanische Unterstützung.

Herzlichen Dank gilt auch den wissenschaftlichen Hilfskräften, Studien- und Diplomarbeitern für Ihr Engagement und Ihren Beitrag zu dieser Arbeit. Außerdem bedanke ich mich für meinen ehemaligen Mentor Herrn Siegfried Allgaier von der Firma ZF Friedrichshafen für seine Unterstützung während meiner Promotion.

Nicht zuletzt gebührt mein herzlichster Dank meinem Mann Andreas und meiner Familie.

Weinstadt, im März 2006 Huiping Li

Summary

Rattling noises in automotive transmissions are caused by torsional vibration transmitted from the internal combustion engine to the transmissions. Idle components vibrate within permitted functional and production limits. Fixed components encounter idle components at the clearance limits, resulting in impacts perceived as rattling noises if the transmission is in neutral. Rattling noises are perceived as unpleasant not because of their high airborne sound pressure level, but because of their intrusive characteristic.

Measures to reduce rattling noises have already been disclosed in numerous publications and patent specifications. However due to technical limitations, such measures have not been able to be applied in practice up to now.

The research in this dissertation encompassed the investigation of real movement behaviours of idle gears in automotive transmissions as well as the development of active measures to eliminate or reduce these unpleasant rattling noises.

The rattling test stand had to be reconstructed for the research, since it could not satisfy the demands of this investigation. With the aid of dSPACE equipment, a new PC-controlled function generator and a new data measurement system were designed, which took over the functions of the previous ones. Since then the measurements became exacter, simpler and more efficient. The reconstruction allows for a real time measurement, which was very important for the scope of this research.

Sensors play an important roll for exact measurements. Through the studies and the tests it was found out, that the hollow shaft incremental encoder is the most suitable sensor for the circumferential movement of the fixed gear, while the eddy current sensor is the most suitable sensor for the axle movement of the idle gear. The circumferential movement of the idle gear can only be measured with dynamic non-contacting angle measuring sensors. Thus, the optic Polytec measuring system was chosen for carrying out the experiments.

The real movement behaviours of the idle gear were studied in detail with the rattling test stand, a specially designed elementary gearbox and the selected sensors. With help of sufficient experiments and analysis the following conclusions were made:

- For the rattling of straight gears at low rotary speeds (for example 300 U/min), one intensive torsional flank impact exists between the fixed and the idle gears during one vibration period. The vibration stimulation becomes stronger with higher speeds. From a certain rotary speed (for example 800 U/min), the torsional flank impacts exist irregularly in the vibration period, so that no relationship can be iden-

tified between the flank impacts and the circumferential movement of the fixed gear.

- For the rattling of helical gears and at low rotary speeds, no intensive torsional flank impact can be discerned. At high speeds it is also impossible to find a relationship between the rotary flank impacts and the circumferential movement of the fixed gear.
- The axle movement of the idle gears is a combination of the translatory movement of the shaft axle (X-axle) and the rotary movements about the Y- and Z-axles. Depending on the rotary speeds, either the translatory movement or the tipping movement about the shaft axle can dominate the complete movements.
- The axle impacts increase the intensity of torsional flank impacts.
- Without the axle clearance the sound level of the rattling noises are perceived as slighter and pleasanter. The rattling noises can only be completely eliminated with an additional friction moment applied to the idle gears.

In order to choose the actors for the active measures, analysis was done for the preselection. For the design and layouts of the selected electromagnets, the finite-element-method was applied. The character of electrical magnets and their parameters were also surveyed through finite-element-simulation.

Based upon the results of the sensors, actors and movement behaviour of the idle gear, two concepts - “axial restraint” and “counteracting vibration”- of active measures to reduce the rattling noises have been devised.

The experiments confirmed the first concept “axial restraint”. The rotary moment of the idle gear is slowed down lightly and the axle movement is restrained. Therefore the total vibrations are significantly damped down and the rattling noises are reduced. The open loop control is sufficient for this solution.

The second solution “counteracting vibration” can act positively for the reduction of the rattling noises only if the electromagnets act without time delay in the closed loop control. Due to the response time of the electromagnets, this solution is not realizable in practice. The simulation shows, that the “counteracting vibration” concept can even release critical resonance vibrations because of the time delay.

The research achievements are helpful for new recognition of rattling noises and the development of the measures to reduce these noises.

Bezeichnungen und Formelzeichen

A_G	Innenquerschnittsfläche des Getriebegehäuses in der Stirnschnittebene der Zahnräder
E	Energie
F_a	Axialkraft
F_{bn}	Zahnnomalkraft
F_F	Flankenkraft
F_G	Gewichtskraft
F_r	Radialkraft
F_t	Umfangskraft am Teilkreis
I	Stromstärke
I_m	Mittlere Stoßintensität
J	Massenträgheitsmoment
L_{Ges}	Gesamtgeräuschpegel
L_{Grund}	Grundgeräuschpegel
L_i	Einzelne Losteilgeräusche
L_p	Schalldruckpegel
R_e	Rynoldzahl
S	Fläche
T_L	Lagerreibungsmoment
T_{Pl}	Planschmoment
T_{Sy}	Synchronisierungsmoment
T_{Qu}	Quetschmoment
a	Achsabstand
b	Breite
g	Erdbeschleunigung
h	Zahnhöhe
i	Motorhauptorderung
$i_{bezogen}$	Bezogene Übersetzung
k	Kalibrierfaktor
kd	Faktor D-Regler
kp	Faktor P-Regler
m	Masse
n_{ein}	Eingabedrehzahl des Signalgenerators
n_{ist}	Istdrehzahl des Motors

n_o	Grunddrehzahl
p	Druck
p_o	Atmosphärendruck
r	Teilkreisradius
s_a	Axialspiel
s_v	Verdrehflankenspiel
t	Zeit
v	Geschwindigkeit
x	Weg, Koordination

α	Winkelbeschleunigung
α_n	Normaleingriffswinkel
β	Schrägungswinkel
φ	Verdrehwinkel
ρ	Dichte
ρ_o	Dichte bei Atomsphärendruck
ω	Winkelgeschwindigkeit
ω_{10}	Grunddrehzahl
$\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$	Eingabe der Winkelbeschleunigungsamplitude am Signalgenerator
$\hat{\dot{\omega}}_{ist}$	Ist-Winkelbeschleunigung des Motors

An	Antrieb
FR	Festrad
Los	Losrad
N	Nordpol des Magnets
Pl	Planschmoment
Qu	Quetschmoment
R	Reibmoment
S	Südpol des Magnets
Sy	Synchronring
m	Mittel
min	Minimal
max	Maximal
$\wedge$	Amplitude

Inhalt

Bezeichnungen und Formelzeichen VI

Inhalt VIII

1 Einführung 1

1.1 Problemstellung 1

1.2 Zielsetzung und Ablauf der Arbeit 2

2 Stand der Forschung und Technik 4

2.1 Forschungen in theoretischen und experimentellen Bereichen 4

2.2 In der Serienfertigung eingeführte Maßnahmen 6

2.3 Zusammenfassung der erforschten Maßnahmen 7

3 Versuchseinrichtungen 9

3.1 Auswahl dSPACE für Versuche und Konzeptentwicklung 9

3.2 Klapperprüfstand vor dem Umbau 11

3.2.1 Aufbau und Funktionsprinzipien 11

3.2.2 Kritische Probleme 13

3.3 Untersuchung und Umbau des Prüfstands mit dSPACE 15

3.3.1 Untersuchung des alten Prüfstandzustands 15

3.3.2 Aufbau des neuen Signalgenerators 18

3.3.3 Aufbau des neuen Messdatenerfassungssystems 22

3.3.4 Vergleich alter und neuer Prüfstand 23

3.4 Elementarprüfgetriebe 25

4 Sensorauswahl 27

4.1 Festradbewegung 27

4.1.1 Einbau des Hohlwellen-Inkrementalgebers 27

4.1.2 Steuerung der Festradbewegung 30

4.2 Drehbewegung des Losrads 34

4.2.1 Induktive Sensoren 34

4.2.2 Optische Messverfahren 38

4.3 Axialbewegung des Losrads 40

5 Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten des Losrads 43

5.1 Untersuchung des Klapperns bei geradverzahnter Zahnradpaarung 44

5.1.1 Ziele 44

5.1.2 Konstruktion 45

5.1.3 Durchführung der Messung und Messergebnisanalyse 47

5.2 Untersuchung des Klapperns bei schrägverzahnter Zahnradpaarung 52
5.2.1 Ziele 52
5.2.2 Versuchseinrichtung für Erfassung der Axialbewegung und Axialstöße 53
5.2.3 Messung und Analyse der Axialbewegung und Axialstöße 55
5.2.4 Drehbewegung und Verdrehflankenstöße vom Losrad 67
5.2.5 Gegenwirkung der Axialstöße auf die Verdrehflankenstöße 72
5.2.6 Zusammenhang der Verdrehflankenstöße, Axialstöße und Klappergeräusche 75
5.3 Schlussfolgerung und Hinweise 80

6 Aktor-Untersuchungen 82
6.1 Vorauswahl der geeigneten Aktoren 82
6.2 Entwurf der Anordnungsmöglichkeiten von Elektromagneten 85
6.3 FEM-Untersuchungen der Anordnungsmöglichkeiten mit ANSYS 87
6.3.1 Auswahl FEM-Programm ANSYS für die Untersuchungen 87
6.3.2 FEM-Untersuchungen mit 2D-Modellen 88
6.3.3 FEM-Untersuchungen mit 3D Modellen 93

7 Gestaltung der aktiven Maßnahmen 100
7.1 Ziel 100
7.2 Verspannung 101
7.2.1 Lösungsansatz 101
7.2.2 Anordnung und Auswahl der Elektromagnete 103
7.2.3 Anschluss und Steuerung der Elektromagnete 105
7.2.4 Versuch am Prüfstand 107
7.3 Gegenschwingung 113
7.3.1 Lösungsansatz 113
7.3.2 Regelungsaufgabe 114
7.3.3 Simulation 115

8 Zusammenfassung 123

Literatur 127

1 Einführung

Die Drehungleichförmigkeit des Verbrennungsmotors verursacht bei den lose mitdrehenden Zahnrädern während des Getriebeleerlaufs unangenehme Klappergeräusche. Seit Jahren haben zahlreiche Forschungsorganisationen und die Automobilindustrie zusammen daran gearbeitet, diese Geräusche zu eliminieren oder zu reduzieren. Jede bis jetzt erforschte Maßnahme hat gewisse Nachteile. Deshalb sind die bisherigen Forschungsergebnisse von den meisten Automobilherstellern nicht im Fahrzeug umgesetzt worden. Zur Verbesserung des Komforts im Fahrzeug werden von den Automobilherstellern weiterhin neue Maßnahmen erwartet.

Fast alle bisher vorhandenen Maßnahmen gehen dahin, das Klappergeräuscheproblem durch eine mechanische Lösung zu beseitigen. Die Idee, die Klappergeräusche durch die Mechatronik zu lösen, kommt aus dem aktuellen Trend der Automobilentwicklung. In den letzten Jahren wurden immer mehr elektronische Teile in die Autos integriert, um die Eigenschaften der vorhandenen mechanischen Komponenten zu optimieren. Die Anforderungen an die Fahrzeugtechnik sind bei gleichzeitig immer geringerem Verbesserungspotential gestiegen. Die Mechatronik (eine Kombination von Mechanik und Elektronik) spielt dabei eine immer wichtigere Rolle.

Der Ursprung des neuen Gedankens war, ob man mit Hilfe der Mechatronik eine bessere Lösung für die Reduzierung der Klappergeräusche finden kann. Die deutsche Forschungsgemeinschaft nahm diese Idee auf und bewilligte das Forschungsprojekt „Reduzierung der Klappergeräuschneigung von Fahrzeuggetrieben durch aktive Maßnahmen“. In diesem Projekt sollte das Grundprinzip der mechatronischen Lösungen gegen die Klappergeräusche erforscht werden [1]-[3].

Für die Entwicklung einer aktiven Maßnahme ist es sehr wichtig, die mechanische Grundstruktur genau zu definieren. Neue Kenntnisse wurden in den Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losrädern gefunden. Erst auf Basis dieser Untersuchungen konnten die aktiven Maßnahmen weiter erforscht werden.

1.1 Problemstellung

Die Geräuschminderung ist ein wichtiger Gesichtspunkt bei der Kraftfahrzeugentwicklung. Neben Motor, Karosserie und Fahrwerk ist das Getriebe eine wesentliche Geräuschquelle. Das mit Zündfrequenz pulsierende Drehmoment des Verbrennungsmotors regt den gesamten Antriebsstrang zu Torsionsschwingungen an. Überschreiten die

in das Getriebe eingeleiteten Schwingungen ein bestimmtes Maß, schwingen die nicht unter Last stehenden Losteile wie Losräder oder Synchronringe innerhalb ihrer funktions- und fertigungsbedingten Spiele. Beim Aufeinandertreffen an den Spielgrenzen entstehen Stöße. Sie sind die Ursache für die im Leerlauf als Klappern, und im Zug-/Schubbetrieb als Rasseln bezeichneten Losteilgeräusche [4]-[7].

Diese Geräusche fielen insbesondere Anfang der 80er Jahre in den Fahrzeuggetrieben massiv auf. Die heute noch aktuellen Ursachen sind die zahlreichen Leichtbaumaßnahmen in den Antriebssträngen, die Einführung von dünnflüssigen Getriebeölen zur Verbesserung der Schaltbarkeit und die Erhöhung der Drehungleichförmigkeit von Motoren durch den verstärkten Einsatz von Dieselmotoren mit Direkteinspritzung. Nicht die Geräuschpegelhöhe, sondern die störende Charakteristik der Klapper- und Rasselgeräusche beeinträchtigt den Fahrkomfort [8].

1.2 Zielsetzung und Ablauf der Arbeit

Das Ziel der Arbeit ist die Entwicklung von aktiven Maßnahmen im Fahrzeuggetriebe, um die Klappergeräusche zu vermeiden oder zumindest zu reduzieren. Die Funktionsweise der aktiven Maßnahmen ist im Bild 1.1 dargestellt.

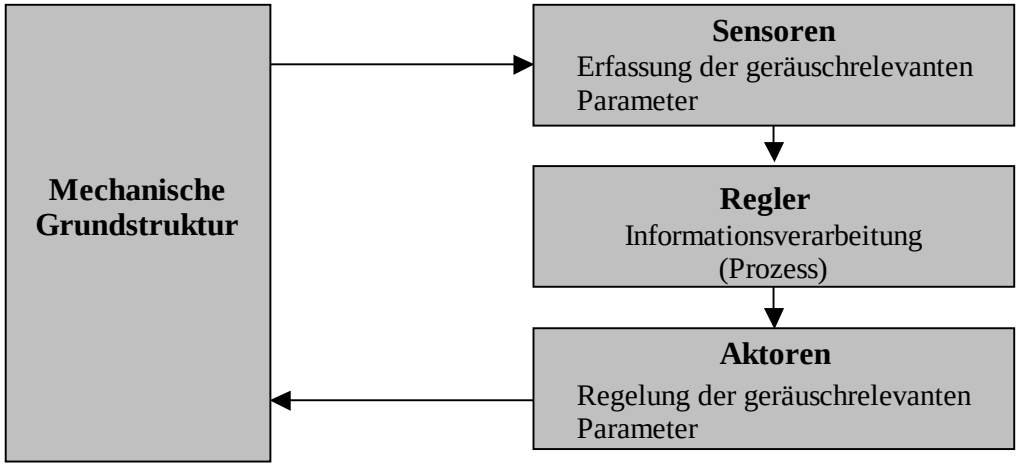


Bild 1.1: Funktionsweise der aktiven Maßnahmen [9]

Um dieses Ziel zu erreichen, sollte das dynamische Verhalten des Grundsystems, insbesondere die Bewegungen des Losrads während des Klapperns, genau untersucht werden.

Mit dem im Institut zur Verfügung stehenden Prüfstand, dem selbst konstruiertem Elementarprüfgetriebe und den entsprechenden Messeinrichtungen wurde das Schwingungsverhalten der Zahnräder experimentell ermittelt. Um die Messgenauigkeit zu garantieren, wurde zuerst der Zustand des vorhandenen Prüfstands und der Messeinrich-

tungen für die geplante Messaufgabe überprüft. Je nach Bedarf wurden der Prüfstand und die Messeinrichtungen ausgerüstet oder umgebaut.

Die Experimente am Prüfstand sollten die Bewegungszustände der klappernden Zahnräder so genau wie möglich simulieren, um das Schwingungsverhalten und alle mögliche geräuschrelevante Parameter durch die Messtechnik zu erfassen. Die experimentellen Ergebnisse wurden analysiert und interpretiert. Entsprechende analytische Berechnungen wurden dazu durchgeführt.

Parallel dazu sollten die Sensorsysteme und Aktorsysteme erforscht werden. Durch intensive Literaturrecherche konnten die geeigneten Messprinzipien und die dazu passenden Sensoren ausgesucht werden. Die Eignungen der vorausgewählten Sensoren für die erwartete Messaufgabe wurden durch Experimente oder Simulation überprüft. Zur Untersuchung der Aktoreigenschaften dienen die Finite-Elemente-Methode und die Experimente.

Mit Hilfe der Untersuchungsergebnisse über das dynamische Verhalten des Grundsystems, der Wirkungsweise der Aktoren und der Eignungen der Sensoren, konnten die Lösungskonzepte und entsprechende Regelungsstrategien ausgearbeitet werden. Für die gesamte Entwicklung des Regelungssystems konnte die Methode und das Werkzeug von „Rapid Control Prototyping“ eingesetzt werden. Sie ermöglichten eine schnelle und effiziente Bearbeitung von regelungstechnischen Problemstellungen. Die kompletten Regelungen wurden mittels Software simuliert und auf einer Echtzeithardware implementiert.

Für die Verifikation der Lösungskonzepte mußten noch bestimmte Bauteile konstruiert und gefertigt werden. Die komplette aktive Maßnahme wurde dann im Elementarprüfgetriebe eingebaut und am Prüfstand getestet. Durch die Analyse der Messergebnisse wurde die Effizienz der konstruierten aktiven Maßnahmen beurteilt und optimiert.

In dieser Forschungsarbeit wurde besonderes Augenmerk auf die praktische Anwendung gelegt, deshalb wurde auch die Wirtschaftlichkeit der Lösungskonzepte berücksichtigt.

2 Stand der Forschung und Technik

In diesem Kapitel werden die bisherigen Forschungsergebnisse vorgestellt, welche die Basis der jetzigen Forschungen bilden. Zwei bereits in der Serienfertigung eingeführte Maßnahmen werden im Detail erläutert, da sie zu den erfolgreichsten Forschungsergebnissen gegen Klappergeräusche zählen. Ein Großteil der restlichen erforschten Maßnahmen wird zusammengefasst und kurz beschrieben.

2.1 Forschungen in theoretischen und experimentellen Bereichen

Getriebegeräusche stellen einen immer wichtigeren Gesichtspunkt bei der Entwicklung neuer Fahrzeuge dar. Gründe dafür sind:

- Zunehmende Schwingungen im Antriebsstrang aufgrund Einsparmaßnahmen (Leichtbau, Direkteinspritzung),
- gestiegene Ansprüche des Käufers,
- verschärfte Forderungen des Gesetzgebers [7].

Die auftretenden Getriebegeräusche lassen sich in zwei Hauptgruppen unterteilen:

- Heul-, Pfeif- und Mahlgeräusche von unter Last stehenden Zahnradpaarungen infolge von auftretenden Schwingungen, Abwälzgeräuschen und Eingriffsstößen [4]. Abhilfemaßnahmen sind eine optimierte Verzahnungsgeometrie sowie eine verbesserte Verzahnungsqualität.
- Klapper-(bei Leerlauf) und Rasselgeräusche (während der Fahrt) von nicht unter Last stehenden, spielbehafteten Losteilen (Losräder, Synchronringe, Schiebemuffen) [4].

Klapper- und Rasselgeräusche machen sich aufgrund ihrer lästigen Charakteristik besonders unangenehm bemerkbar. Sie entstehen durch die vom Verbrennungsmotor in das Fahrzeuggetriebe eingeleiteten Torsionsschwingungen. Überschreiten die vom Verbrennungsmotor eingeleiteten Torsionsschwingungen ein bestimmtes Maß, werden die unbelastet umlaufenden Losteile innerhalb ihrer funktionsbedingten Spiele zu Schwingungen angeregt. Nach Ablösen eines Losteils von seiner Zugflanke durchläuft es eine Flug- oder Gleitphase, bis es wieder an eine seiner Spielgrenzen anschlägt. Die Stöße, die beim Aufeinandertreffen an den Spielgrenzen entstehen, sind die Ursache

der Klapper- und Rasselgeräusche. In verschiedenen Arbeiten wurde diese Problematik des Getriebeklapperns und ihre Ursachen aufgearbeitet [12]-[16].

Maßnahmen gegen Klapper- und Rasselgeräusche können außerhalb und innerhalb des Fahrzeuggetriebes getroffen werden, Bild 2.1.

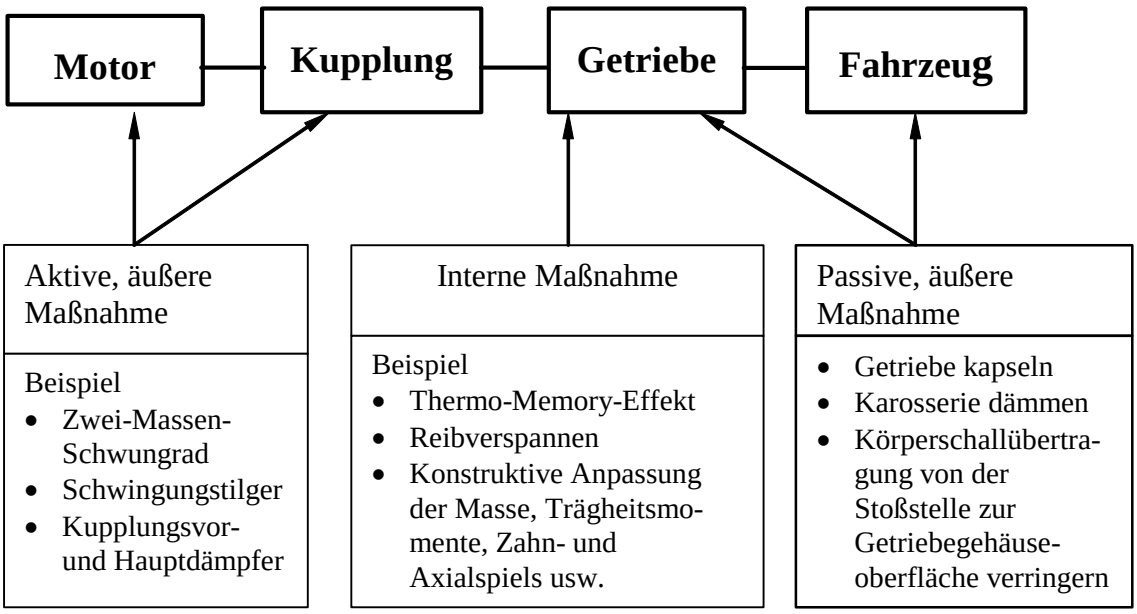


Bild 2.1: Maßnahmen gegen Klapper- und Rasselgeräusche [26]

Aktive äußere Maßnahmen zur Reduktion der Klapper- und Rasselgeräusche beschäftigen sich mit der Optimierung des Verhaltens des Antriebsstrangs. Hierfür wird das dynamische Verhalten des gesamten Antriebesstrangs analysiert und mittels Rechenmodellen (auf der Basis linearer und nichtlinearer gekoppelter Mehrkörpersysteme) zur Beschreibung von Torsionsschwingungen optimiert [17]-[19]. Der Aufbau eines solchen Rechenmodells ist sehr schwierig und die dafür benötigen Informationen sind nicht immer vorhanden. Abhilfemaßnahmen zur Abkopplung oder Dämpfung der Anregung von Losteilschwingungen stellen einen Lösungsweg dar [20]-[23]. Diese werden durch Torsionsdämpfer in der Mitnehmerscheibe von Kupplungen oder mittels Zwei-Massen-Schwungrad realisiert.

Weiterhin wird die Schallabstrahlung selbst durch passive äußere Geräuschmaßnahmen wie Kapselung des Fahrzeuggetriebes, Reduktion der Körperschallübertragung durch günstige Gehäusekonstruktionen und Dämmeigenschaft der Karosserie sowie des dynamischen Verhaltens der Getriebeaufhängung reduziert. Auch hierbei stößt man an technische und wirtschaftliche Grenzen.

Aus diesem Grund wird innerhalb des Fahrzeuggetriebes nach Maßnahmen zur Geräuschreduktion gesucht. Das bekannte Geräuschverhalten und die entwickelten Abhil-

femaßnahmen an Zahnradstufen, die unter Last stehen, sind nicht auf die Problematik der Geräuschentwicklung infolge von Losteilschwingungen übertragbar. In [5], [24] und [25] wurden experimentell überprüfte Modelle mit gesicherten Parametern zur Berechnung von Losteilschwingungen im Getriebe aufgestellt. Daraus wurden Maßnahmen zur Optimierung des Klapper- und Rasselgeräusches abgeleitet. Bekannte Entwicklungen zur Unterdrückung der Klapper- und Rasselgeräusche beruhen auf dem Prinzip des Reibverspannens von Losrädern. Ziel ist es, das Verdrehflankenspiel der sich im Eingriff befindenden Verzahnung und somit das Abheben der Zahnflanken zu unterdrücken. Für diese Maßnahme gibt es mehrere Ausführungsvarianten [26], die alle gewissen Nachteile mit sich bringen. Weitere Maßnahmen zur Geräuschreduzierung sind die entsprechenden Anordnungen der Losräder im Getriebe, die Reduzierung der Trägheitsmomente und die Erhöhung der Schleppmomente [5]. Auch diese Abhilfen führen nur zur Teilwirkung und stehen eventuell anderen Bestrebungen (niedrige Viskosität des Getriebeöls für die Schaltung) entgegen.

Der Einsatz einer aktiven mechatronischen Maßnahme zur Reduzierung der Klappergeräusche wurde bereits einmal zum Patent angemeldet [2]. Die Erfindung betrifft ein Getriebe, insbesondere ein Zahnradgetriebe, mit mehreren in Eingriff befindlichen Getriebeelementen, insbesondere Zahnrädern. Die Aufgabe zur Reduzierung der Klappergeräusche wurde durch Sensoren gelöst, welche die geräuschrelevanten Parameter, wie Verdrehflankenspiel, Axialspiel, Radialspiel, Winkelbeschleunigung, Drehzahl, Getriebeöltemperatur und Betriebszustand des Getriebes erfassen und an eine Informationsverarbeitungseinheit liefern, die mit Hilfsmitteln zur aktiven Beeinflussung von zwischen den Getriebeelementen vorhandenen Spielen gekoppelt ist. Der wissenschaftliche Hintergrund der aktiven Maßnahme ist aber noch nicht näher untersucht worden. Arbeiten zur Wirkungsweise und Entwicklung einer solchen aktiven Maßnahme sind noch nicht bekannt. Bisher ist die theoretische Beschreibung der Losteilschwingungen vorhanden, aber der systematische experimentelle Nachweis der Losradbewegung unter Berücksichtigung aller Freiheitsgrade und Betriebeszustände ist nur teilweise erbracht worden. Erst nach Durchführung einer experimentellen Analyse können aktive Maßnahmen innerhalb des Getriebes sinnvoll konstruiert und eingesetzt werden [2].

2.2 In der Serienfertigung eingeführte Maßnahmen

Bis jetzt wurden zwei entwickelte Maßnahmen bei bestimmten Fahrzeugtypen in die Serienfertigungen übernommen. Dennoch gelten diese beiden Lösungen wegen den dadurch entstehenden unerwünschten Nebenwirkungen als umstritten. Sie werden deshalb nicht in allen Schaltgetrieben verwendet, sondern nur in den Fahrzeugtypen, die besonders hohe Klappergeräusche aufweisen.

Ein Ausweg ist die Reibring-Lösung. Zwischen dem Losrad und der Welle wird ein Ring positioniert, welcher Reibung zwischen beiden Teilen verursacht. Dadurch entsteht ein zusätzliches Reibmoment, welches das Losrad ständig bremst. Aufgrund des begrenzten Reibmoments funktioniert der Reibring nur im Leerlauf. Deshalb setzt die japanische Automobilindustrie (Honda, Mazda und Toyota) den Reibring gegen das Leerlaufklappern ein. Darunter leiden jedoch der Wirkungsgrad und die Schaltbarkeit des Getriebes. Diese Lösung wird von den deutschen Automobilherstellern nicht favorisiert.

Das Zweimassenschwungrad (ZMS) ist die Lösung, die in Deutschland bevorzugt eingesetzt wird. Das Funktionsprinzip eines kürzlich von ZF Sachs konstruierten „Planeten-ZMS“ wird hier vorgestellt, s. Bild 2.2.

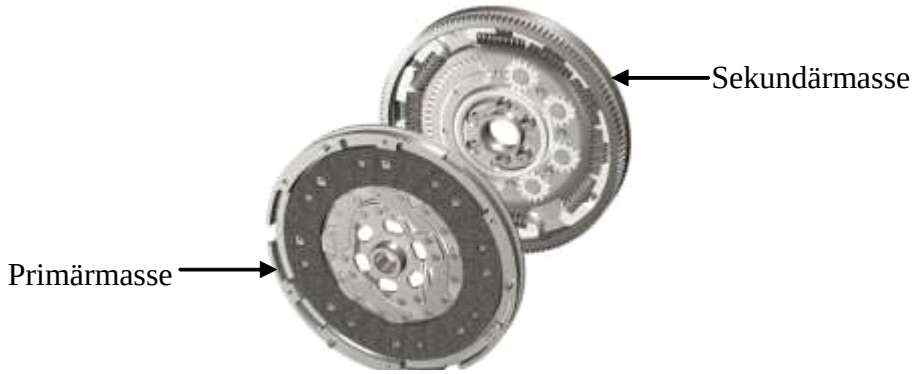


Bild 2.2: Das Zweimassenschwungrad (Planeten-ZMS) von ZF Sachs [27]

Durch die gezielte Verlagerung des Zweimassenschwungrads werden die auftretenden Resonanzen unter Leerlaufdrehzahl eliminiert. Um dies zu erreichen, werden das Planetengetriebe und der Torsionsdämpfer im Schwungrad angeordnet. Daher hat das Bauteil auch seinen Namen „Planeten-ZMS“ und teilt die Masse eines herkömmlichen Schwungrades. Der primäre Teil gehört zum Massenträgheitsmoment des Motors und ist mit der Kurbelwelle verbunden. Der sekundäre Teil erhöht das Massenträgheitsmoment des Getriebes. Das wiederum vermindert die Drehzahlschwankungen erheblich. Das negative Resultat ist, dass diese Abhilfemaßnahmen einerseits den Nachteil unangenehmer Lastreaktionen und Brummgeräusche mit sich bringen, anderseits zu einer Verbrauchssteigerung und Zunahme der Herstellungskosten führen [27].

2.3 Zusammenfassung der erforschten Maßnahmen

Außer den beiden in der Serienfertigung eingeführten Maßnahmen sind viele andere erforschten Maßnahmen in der Tabelle 2.1 beschrieben. Die aufgeführten Nachteile solcher Maßnahmen verhinderten die praktische Anwendung.

Tabelle 2.1: Zusammenstellung der passiven Maßnahmen [7], [26]

	Benennung und Effekte	Beschreibung der Konstruktionen	Nachteile
1	(z+1)/(z-1) Scheibe →Erhöhung des Schleppmoments	• Koaxial zum Losrad angeordnete Zahnscheibe mit einem Zahn mehr als das Losrad (Bei Anordnung der Zahnscheibe am Festrad ein Zahn weniger), • mit elastischen Elementen gegen das Losrad gedrückt, • dreht langsamer als das Losrad.	• Verschlechterung des Wirkungsgrads, • Eigengeräusche durch die Reibung der Zahnscheibe am Losrad.
2	Zahnlückenverspannung →Ausgleich des Verzahnungsspiels	• Koaxial zum Losrad angeordnete Zahnscheibe mit gleicher Zähnezahl, • rotatorischer Versatz zwischen Losrad und Zahnscheibe durch tangential wirkende elastische Elemente.	• Verschlechterung des Wirkungsgrads, • zusätzlich erforderliche Bauteile.
3	Nebenübersetzung →Erhöhung des Schleppmoments	• Treibendes Zahnrad mit Reibrad-Nebenübersetzung, • Zahnköpfe des Losrades wälzen auf Nebenübersetzung ab.	• Schlechter Wirkungsgrad, • teuer.
4	Körperschallsperre →Verringerung der Körperschallübertragung	• Impedanzänderung durch verschiedene Werkstoffe zwischen Stoßstelle, Nabe und der Fest- und Losräder.	• Sehr teuer, • Zahnräder größer (aus Festigkeitsgründen).
5	Magnetismus →Kein Abheben des Losrads vom Festrad	• Impedanzänderung durch verschiedene Werkstoffe zwischen Stoßstelle, Nabe und der Fest- und Losräder.	• Schlechter Wirkungsgrad, • Verzögerung des Schaltvorgangs.
6	Axialstoßminderung →Minderung der axialen Stoßintensität	• Plastische Anlaufbünde mit Federn, Elastomeren oder Sandwichbauweise mit unterschiedlicher Impedanz an Welle oder Losrad.	• Teuer, • Welle länger.
7	Losradbremse →Erhöhung des Schleppmoments	• Losrad wird entgegen seiner Drehrichtung mit Reibung, Wirbelstrom etc. gebremst.	• Schlechter Wirkungsgrad, • zusätzliche Bauteile und Bauraum.
8	Tilger →Tilgung der primäre Losradschwingung	• Elastisch an Losteil angekoppelte Sekundärmassen.	• Schlechter Wirkungsgrad • zusätzliche Bauteile und Bauraum.

3 Versuchseinrichtungen

Das mechanische Grundsystem, insbesondere das Bewegungsverhalten des Losrads, wurde experimentell ermittelt. Dazu benötigt man den Prüfstand, passende Sensoren und Messeinrichtungen. Der vorhandene Klapperprüfstand im Institut entsprach nicht mehr den für diese Arbeit notwendigen Anforderungen. Für die aktuellen Untersuchungen ist der Umbau des Prüfstands und des Messdatenerfassungssystems notwendig geworden.

Dieser Umbau wurde mit Hilfe von der Echtzeithardware dSPACE und der Software MATLAB realisiert. Für die weitere Entwicklung der aktiven Maßnahmen sind das dSPACE-Gerät und die MATLAB Software die wichtigsten Hilfsmittel. Aufgrund ihrer vielseitigen Funktionen konnten sie als Werkzeuge für die Verbesserung und den Umbau der Versuchseinrichtung verwendet werden. Die Funktionalitäten der Versuchseinrichtung bestimmen die Qualität der experimentellen Untersuchungsergebnisse. Die experimentellen Untersuchungen sind die Voraussetzung für die weiteren Konstruktionsentwicklungen. Dieses Kapitel ist daher besonders bedeutsam für diese Arbeit.

3.1 Auswahl dSPACE für Versuche und Konzeptentwicklung

Die dSAPCE Produkte sind seit mehr als 10 Jahren die weltweit führenden Werkzeuge für die Entwicklung und den Test mechatronischer Regelungssysteme [28]. ACE 1103 Kit (Advanced Control Education 1103 Kit) wurde als das Messdatenerfassungssystem (eventuell auch als Signalgenerator) für den IMA-Klapperprüfstand ausgewählt. Für das zu entwickelndes mechatronische System kann ACE 1103 Kit auch als Regler dienen.

Das ACE 1103 Kit Produktpaket bietet für das Projekt folgende Vorteile:

- Tests auch von komplexen Regelungssystemen in Echtzeit. Demonstration von High-End-Regelungsentwicklung vom Erstellen eines Block-Diagramms bis hin zur Online-Regleroptimierung,
- Implementierung der Simulink-Modelle auf dSPACE Hardware in Sekunden,
- Echtzeitmessungen von Parametern mit höherer Genauigkeit,
- einfache Applikation aller Parameter während der Messung [31].

Die Funktionsweise und der Aufbau des dSPACE-Systems sind im Bild 3.1 dargestellt:

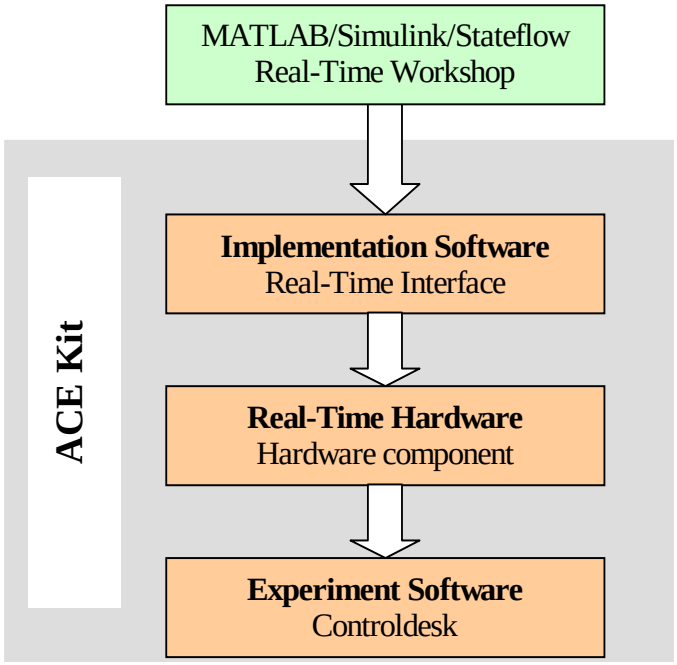


Bild 3.1: Zusammensetzung des dSPACE-Echtzeitregelungssystems [31]

- Die Grundlage für dSPACE bilden die Modellierungswerkzeuge MATLAB mit der Erweiterung Simulink und Stateflow. Für unseren Zweck bildet Simulink eine interaktive Umgebung zur Modellierung technischer Systeme und Offline-Simulation mit einfach zu handhabenden Blockdiagrammen.
- Der Real-Time Workshop generiert das Simulink Modell in den C-Code.
- Anschließend wird das generierte C-Code Modell durch die Implementations-Software Real-Time Interface auf die dSPACE Hardware übertragen.
- Die Umgebung zur Überwachung eines auf die Echtzeithardware übertragenen Modells stellt das ControlDesk zur Verfügung. Durch dieses Modul erfolgt die Visualisierung der berechneten, der erfassten und der ausgewerteten Daten sowie die Parametrisierung der Simulink-Modelle direkt auf dem Bildschirm. Der Zugriff und die Änderung der Modellvariablen können ohne Unterbrechung des Experiments erfolgen. [28]-[29].

Die Hardware, DS 1103PC Controller Board, besteht aus dem Main Processor (PowerPC 64e/400 MHz), Memory, Interrupt Controler, Analogy I/O, Digital I/O, Incremental Encoder Interface, Serial Interface und CAN Interface. Mit diesen Ein- und Ausgängen ist es möglich, eine Vielzahl unterschiedlicher Sensoren anzusteuern und deren Signale auszuwerten. Die schnellste Abtastzeit von 800 ns der analogen bzw.

5 µs der digitalen Eingänge, ermöglichen eine zulässige Echtzeitberechnung der Modelle. Mit sechs digitalen Inkrementalgebereingängen können Signale mit einer Impulsfrequenz bis zu 6,6 MHz ausgewertet werden. Zur Unterstützung der Hardwarefunktion gibt es eine Desktop Box, mit der die Eingangs- und Ausgangssignale, über standardisierte Anschlüsse (BNC- und TTL), mit der Echtzeithardware verbunden werden können [29]-[30].

Bild 3.2 zeigt eine typische Workstation mit PC, integrierter DS 1103 Controller Board, Monitor, ControlDesk (Software, dargestellt auf Monitor) und Desktop Box.

Bild 3.2: Workstation mit der dSPACE Hardware [31]

3.2 Klapperprüfstand vor dem Umbau

3.2.1 Aufbau und Funktionsprinzipien

Im Bild 3.3 ist der schematische Aufbau des vorhandenen Prüfstandes mit den zugehörigen Geräten dargestellt.

Die Erzeugung von Drehungleichförmigkeit für die Anregung der Losteilschwingungen ist durch einen hochdynamischen Servermotor ❶ verwirklicht. Zur Nachbildung des Leerlaufklapperns reicht es aus, wenn nur die Antriebswelle mit Torsionsschwingungen angeregt wird. Die Leistung des Antriebsmotors muss groß genug sein, um die mitdrehenden Fest- und Losteile, entsprechend den in der Realität auftretenden Drehzahlverläufen, beschleunigen oder verzögern zu lassen. Rückwirkungen der stoßenden

Losteile auf die treibenden Festteile dürfen nicht auftreten. Antriebsmotor und Fahrzeuggetriebe sind komplementär an einer Stahlkonstruktion angeflanscht. Die Antriebswelle des Getriebes ist durch eine Federstegkupplung ❷ torsionssteif mit dem Servomotor verbunden. Die elastische Kupplung gleicht geringe Wellenversätze zwischen Motor und Getriebeeingangswelle aus, ohne dabei die Anregungsfunktion zu verfälschen [32].

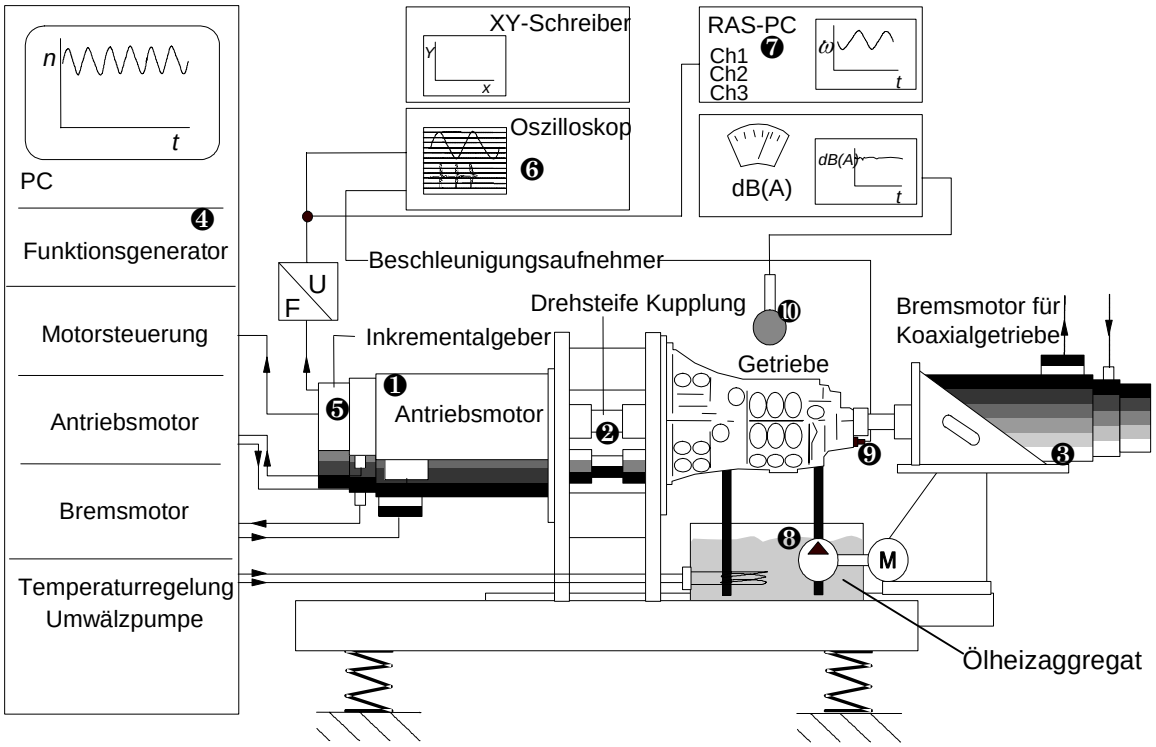


Bild 3.3: Aufbau des Prüfstands vor dem Umbau [32]

Die vorhandenen Messeinrichtungen werden zur Überwachung der Versuchsbedingungen und zur Reproduzierbarkeit der Messergebnisse bei definierten Betriebsbedingungen eingesetzt. Die Systemüberwachung kann in die Gruppen Sollwertvorgabe und Drehzahlerfassung, Temperierung, Schleppmomenterfassung, Erfassung der Losteilschwingungen und in Körperschall- und Luftschall- Erfassung eingeteilt werden. Die Verarbeitung der Messsignale erfolgt dabei durch ein Rotationsanalysesystem RAS ❼. Die Analyse der Messergebnisse kann RAS mittels mehrerer mathematischer Funktionen durchführen.

Die Sollwertvorgabe für den Drehzahlverlauf des Antriebsmotors erfolgt durch Stützstellen im Funktionsgenerator ❹, die als Zahlenkolonnen in einer Datei definiert sind. Diese Zahlenkolonne gibt dem Servomotor eine analoge Ausgangsspannung vor, um

die gemessenen Drehzahlverläufe an der Motorkurbel- oder Getriebeeingangswelle einzuleiten.

Die Drehzahlerfassung des An- und Abtriebsmotors erfolgt über einen Inkrementalgeber ❺. Zur Darstellung des Funktionsverlaufs wird zum einen ein Oszilloskop ❻ und zum anderen das RAS-System ❼ eingesetzt. Um realistische Betriebsbedingungen nachbilden zu können, wird eine Temperiereinheit ❽ zur Erwärmung des Getriebeöls eingesetzt. Die Losteilbewegung einzelner Gangstufen wird durch rotatorisch-, axial- und radial angeordnete Sensoren aufgezeichnet und mit RAS ❼ verarbeitet. Der Körperschall kann durch piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer aufgezeichnet werden. Eine Aufzeichnung des sekundär abgestrahlten Luftschalldruckpegels mit einem Mikrofon ❿ im Nahfeld des Getriebes ermöglicht einen Vergleich von Getriebevarianten untereinander [5], [6], [32].

3.2.2 Kritische Probleme

Die Signalerzeugung und Messdatenauswertung auf dem Prüfstand sind seit langem nicht zufrieden stellend. Hinsichtlich des Signalflusses kann der Prüfstand entsprechend Bild 3.4 dargestellt werden.

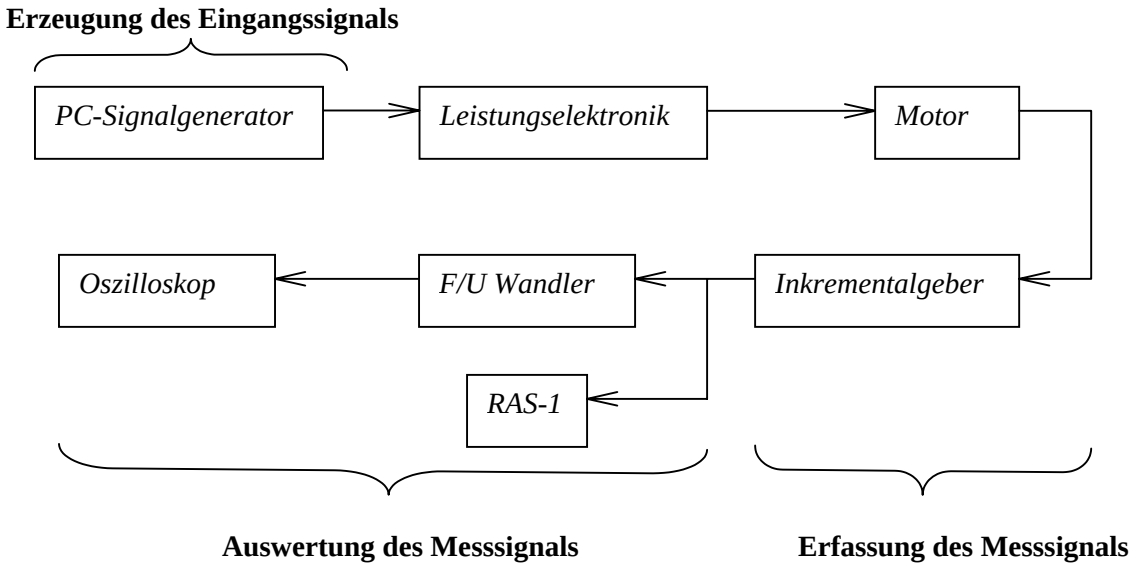


Bild 3.4: Darstellung des Prüfstands hinsichtlich des Signalflusses

Der Signalgenerator liefert pro Sinusschwingung nur 48 Stützpunkte. Deshalb ist das Eingangssignal des Prüfstands (statt ein kontinuierliches Sinus-Anregungssignal) nur ein treppenförmiges Sinus-Anregungssignal. Im Bild 3.5 ist der erzeugte Signalverlauf für die Grunddrehzahl 200 U/min mit der Winkelbeschleunigungsamplitude von 600 Rad/s^2 dargestellt. Die niedrige Signalqualität ist deutlich zu erkennen.

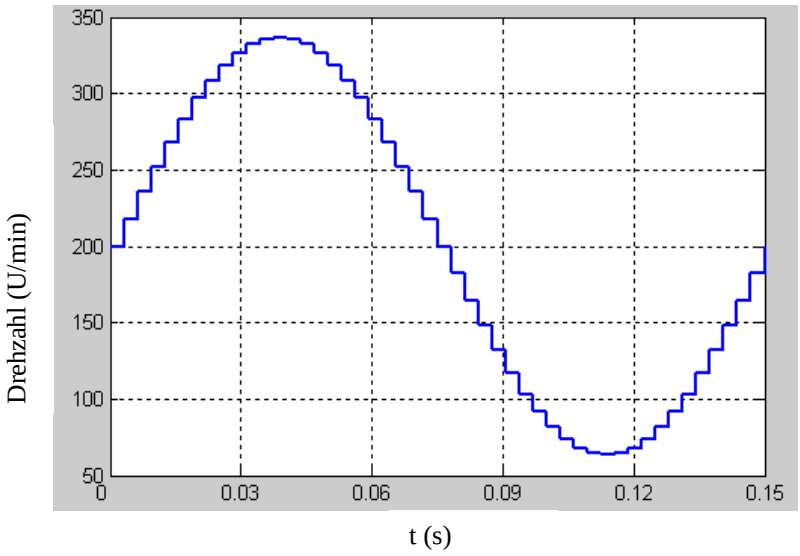


Bild 3.5: Erzeugte Signale vom Signalgenerator, n_{Ein} *=200 U/min,* $\hat{\omega}_{Ein}$ *=600 Rad/s²*

Die Erfassung des Drehzahlverlaufs der Getriebe-Antriebswelle erfolgt über einen am rückseitigen Ende der Motorwelle angeflanschten Inkrementalgeber. Der Inkrementalgeber hat 2500 Inkremente und gibt ein Impulssignal aus. Das Impulssignal wird proportional zur Winkelgeschwindigkeit durch einen Frequenz-Spannungs-Wandler in ein analoges Spannungssignal umgesetzt. Mit einem Speicher-Oszilloskop wird dann das analoge Spannungssignal aufgezeichnet.

Ohne Filterung sind die Signale nicht genau erkennbar. Dafür wird das Messdatenerfassungs- und -auswertungssystem RAS eingesetzt. Das RAS-System kann die analogen Signale speichern und filtern. Die gespeicherten analogen Signale vom Winkelgeschwindigkeitsaufnahmer müssen ein bis zwei Mal gefiltert werden. Die Signale sind erst nach der Filterung ablesbar. Die Filterung erfordert jedoch einen beträchtlichen zeitlichen Aufwand, so dass die gefilterten Signale nicht online mit der Messung verfügbar sind. Wird nach der Filterung mit RAS festgestellt, dass der Drehzahlverlauf der Getriebe-Antriebeswelle nicht, oder nur unzureichend mit den Sollsignalen übereinstimmt, muss der Versuch mit angepassten Parametern erneut durchgeführt werden.

Die Aufbereitung des Inkrementalgebersignals durch den Frequenz-Spannungswandler und das RAS-System ist sehr zeitintensiv. Die Zeitdauer ist je nach Drehzahl unterschiedlich. Die anderen analogen Signale (z.B. Körperschall Signal aus dem Beschleunigungssensor) können direkt mit dem Speicher-Oszilloskop angezeigt und aufgenommen werden. Die gesamte Messung ist nicht synchronisierbar.

3.3 Untersuchung und Umbau des Prüfstands mit dSPACE

3.3.1 Untersuchung des alten Prüfstandzustands

Das dSPACE-Gerät kann das digitale Impulssignal über das rückseitige Ende der Motorwelle, ohne einen D/A Wandler, direkt auswerten (Details siehe Kapitel 3.3.3). Außerdem wurde bei der Messung das im Institut zur Verfügung stehende optische Messgerät “Polytec-Vibrometer” eingesetzt (s. Bild 3.6). Polytec-Vibrometer sind bewährte laseroptische Geräte zur berührungslosen Erfassung von Oberflächenschwingungen. Das Messgerät kann die Winkelgeschwindigkeit an rotierenden Teilen erfassen.

Bild 3.6: Foto des Polytec-Vibrometers [33]

Für die Messung der Motordrehzahl mit Polytec werden Reflektionsfolien auf den Flansch des Motors aufgeklebt (s. Bild 3.7). Durch den Einsatz eines speziellen Differenzverfahrens mit zwei Messstrahlen auf die Reflektionsfolien werden nur die rotatorischen Bewegungskomponenten erfasst, unabhängig von der Gestalt des Messobjekts.

Die ersten Untersuchungsergebnisse auf dem Prüfstand waren nicht zufriedenstellend. Auch wenn eine konstante manuelle Drehzahleingabe von 800 U/min auf dem Prüfstand eingegeben wurde, schwankte die Drehzahl des Motors ziemlich stark. Bild 3.8 zeigt beispielsweise die von dSPACE aufgenommenen Messsignale vom Inkrementalgeber und Polytec.

Bild 3.7: Messposition mit Polytec-Vibrometer

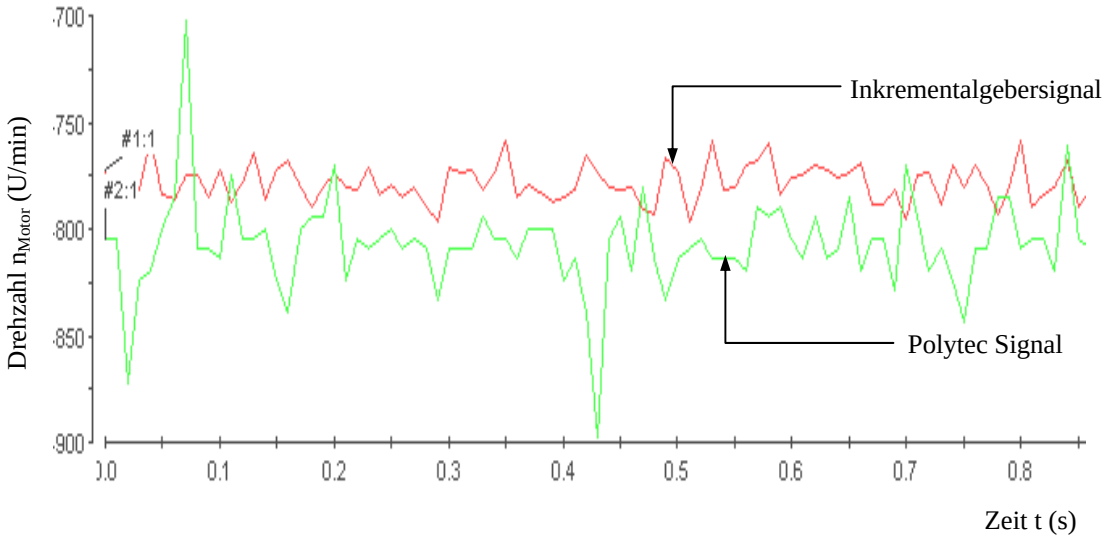


Bild 3.8: Motordrehzahlverlauf unter konstanter Drehzahleingabe, n_{ein} = 800 U/min

Wenn der Signalgenerator dem Motor eine Drehschwingungsvorgabe vorgibt, z.B. ein Eingangssignal n_{ein} von 800 U/min mit einer Eingangswinkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\ddot{\omega}}_{Ein}$ für 500 Rad/s^2, dann zeigt das Ausgangssignal des Motors Störungen. Auch das Eingangssignal vom Signalgenerator ist nicht „sauber“, s. Bild 3.9.

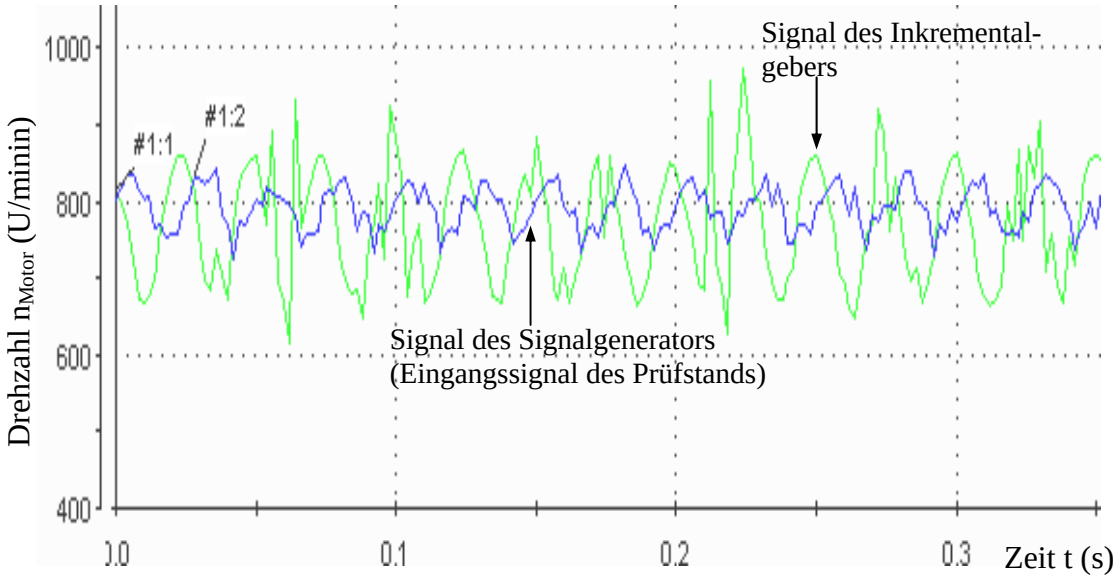


Bild 3.9: Motordrehzahlverlauf unter n_{ein}=800 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ =500 Rad/s²

Durch die Untersuchung wurde festgestellt, dass die Störungen des Prüfstands im Wesentlichen auf Kommunikationsprobleme zwischen Prüfstand und Signalgenerator zurückzuführen sind. Außerdem musste darauf geachtet werden, dass jede einzelne elektrische Komponente des Prüfstands galvanisch getrennt wird. Das Bild 3.10 zeigt, dass man die Erdungskabel des Elektromotors während der Messung unbedingt anschließen soll. Aufgrund des vorhandenen Prüfstandzustands war es dringend notwendig geworden einen neuen Signalgenerator für den Prüfstand aufzubauen.

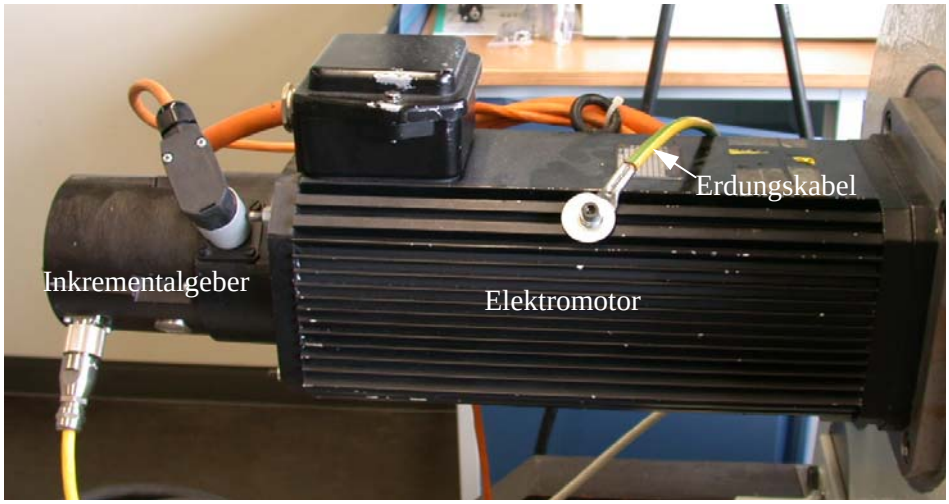


Bild 3.10: Erdung vom Elektromotor

Das Auswertungssignal des RAS-Systems war beim alten Prüfstand das Kontrollsignal für die komplette Messung. Das RAS-1 ist speziell für die elektrische Signalmessung rotatorischer Bewegungsvorgänge konzipiert worden. Es können Inkrementalgebersignale gespeichert und ausgewertet werden. Im laufenden Versuch wurde in den bisherigen Versuchsreihen zur Untersuchung von Fahrzeuggetrieben mit dem System für ca. zwei Sekunden das Inkrementalgebersignal aufgenommen und abgespeichert. Nach jeder Versuchsreihe wurden die einzelnen Datenfiles in den Speicher des RAS-1 geladen und ein Ausschnitt von etwa 0,16 Sekunden ausgewählt. Dieser Ausschnitt entspricht dem Winkelgeschwindigkeitsverlauf über dem ausgewählten Zeitabschnitt. Der Winkelgeschwindigkeitsverlauf wurde in erster Näherung geglättet, der Winkelbeschleunigungsverlauf in zweiter Näherung. Schließlich wurden beide Verläufe ausgedruckt und die tatsächliche Winkelbeschleunigungsamplitude durch lineare Interpolation manuell ermittelt.

Die Signalauswertung nach der eben beschriebenen Methode umfasste ca. 20 Minuten für einen Versuch. Das Ergebnis ist nur für einen Bruchteil der gesamten Messung gültig. Man musste also das Ergebnis für die gesamte Versuchsdauer annehmen. Die Information dieser Signalauswertung wurde als Kontrolle herangezogen. Es ist festzustellen, dass diese Methode nur stichprobenartigen Charakter hat. Das vorhandene Messdatenerfassungssystem konnte leider den Anforderungen des Projektes nicht gerecht werden.

Aufgrund der vielseitigen Funktionen vom dSPACE Gerät ist es gelungen, ein mit dem Prüfstand gut kommunizierenden Signalgenerator und ein genaues und echtzeitiges Messdatenerfassungssystem für den Prüfstand aufzubauen [34].

3.3.2 Aufbau des neuen Signalgenerators

Der Signalgenerator des Prüfstands simulierte idealisierte Erregungssignale des Verbrennungsmotors. Diese Signale entsprechen sinusförmig pulsierenden Drehzahlen des Antriebesstrangs. Die idealisierte Winkelgeschwindigkeit ω_1 der Getriebeeingangswelle eines 4-Zylinder-4-Takt Motors folgt der Gleichung:

$$\omega_1(t) = \omega_{10} + \hat{\omega}_1 \cdot \sin(2 \cdot \omega_{10} \cdot t). \tag{3.1}$$

Der Faktor 2 im Argument des Sinus bezeichnet die Motoranordnung und damit die halbe Zylinderzahl des 4-Takt-Motors, ω_{10} die Grunddrehzahl und $\hat{\omega}_1$ die Winkelgeschwindigkeitsamplitude. Zur Allgemeingültigkeit obiger Formel bei unterschiedlicher Zylinderzahl wird die Variable i verwendet:

$$\omega_1(t) = \omega_{10} + \hat{\omega}_1 \cdot \sin(i \cdot \omega_{10} \cdot t). \tag{3.2}$$

Da die Motordrehzahl nicht über die Winkelgeschwindigkeitsamplitude $\hat{\omega}_1$, sondern über die Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\dot{\omega}}_1$ eingestellt werden soll, muss die Formel (3.2) noch durch Differentiation umgeschrieben werden, wie im Folgenden erläutert:

Aus der Beziehung für die Winkelbeschleunigung α:

$$\alpha = \omega \frac{\partial}{\partial t} = \dot{\omega}, \tag{3.3}$$

folgt für die Gleichung (3.2):

$$\dot{\omega}_1(t) = \omega_1(t) \frac{\partial}{\partial t} = \omega_{10} \frac{\partial}{\partial t} + \left(\hat{\omega}_1 \frac{\partial}{\partial t} \right) \cdot \sin(\omega_{10} \cdot i \cdot t) + \hat{\omega}_1 \cdot \left[\sin(\omega \cdot i \cdot t) \cdot \frac{\partial}{\partial t} \right]. \tag{3.4}$$

Unter der Voraussetzung, dass die Grunddrehzahl ω_{10} und die Winkelgeschwindigkeitsamplitude $\hat{\omega}_1$ zeitlich unverändert bleiben und damit deren Zeitableitungen null sind, bleibt die Gleichung (3.4) nach der Differentiation:

$$\dot{\omega}_1(t) = \underbrace{\hat{\omega}_1 \cdot \omega_{10} \cdot i}_{\hat{\dot{\omega}}_1} \cdot \cos(\omega_{10} \cdot i \cdot t). \tag{3.5}$$

Das Produkt $\hat{\omega}_1 \cdot \omega_{10} \cdot i$ entspricht der Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\dot{\omega}}_1$, damit gilt:

$$\dot{\omega}_1 = \hat{\omega}_1 \cdot \omega_{10} \cdot i \Leftrightarrow \hat{\omega}_1 = \frac{\hat{\dot{\omega}}_1}{\omega_{10} \cdot i}. \tag{3.6}$$

Setzt man die Gleichung (3.6) in (3.2) ein, so erhält man schließlich:

$$\omega_1(t) = \omega_{10} + \frac{\hat{\dot{\omega}}}{\omega_{10} \cdot i} \cdot \sin(\omega_{10} \cdot i \cdot t). \tag{3.7}$$

In der Gleichung (3.7) ist nun die Winkelgeschwindigkeit der Getriebeeingangswelle in Abhängigkeit von der Grunddrehzahl, der Winkelbeschleunigungsamplitude, der Motoranordnung und der Zeit festgelegt. Diese Gleichung ist auch die theoretische Basis für den Aufbau des Signalgenerators.

Letztendlich kann der Antriebsmotor des Prüfstands nur durch seine Eingangsspannung gesteuert werden. Durch wiederholende Versuche wurde festgestellt, dass das Verhältnis zwischen der Eingangsspannung und der Drehzahl des Motors 0,5 (V) zu 200 (U/min) beträgt. Die Umrechnung von Drehzahl in Eingangspannung muss auch beim Aufbau des Signalgenerators berücksichtigt werden.

Die Funktion des Signalgenerators wurde zuerst mit Matlab-Simulink programmiert (s. Bild 3.11). Im Versuch liefert das dSPACE-Gerät dem Antriebsmotor eine sinusförmige Eingangsspannung. Damit gibt der hochdynamische Elektromotor eine sinusförmige Drehzahl aus. Zur Steuerung des Prüfstandsmotors braucht man lediglich die gewünschte Grunddrehzahl, Winkelbeschleunigungsamplitude und Motoranordnungen in die Bedienungsoberfläche einzugeben(s. Bild 3.12).

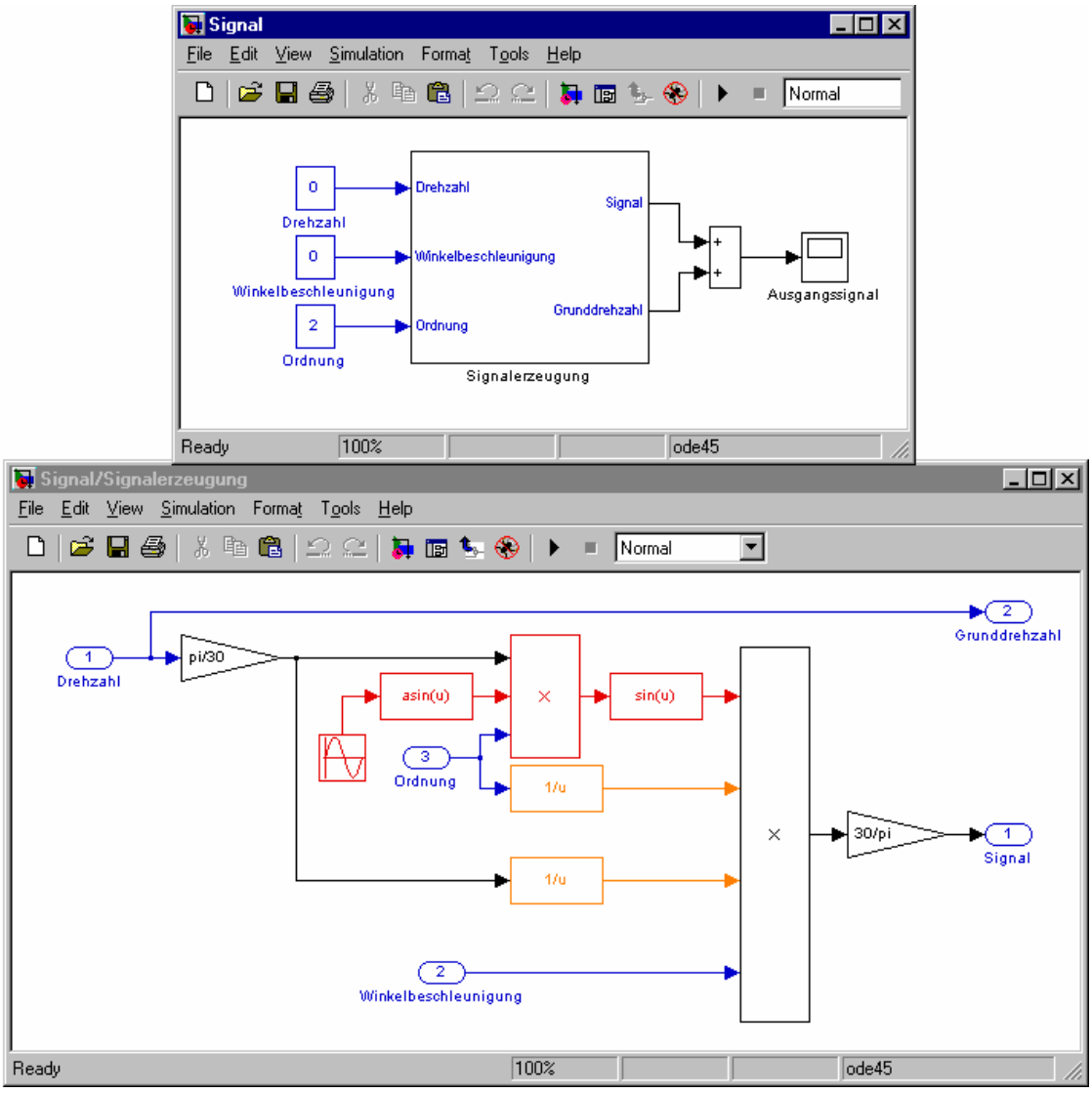


Bild 3.11: Simulink Modell für den Signalgenerator

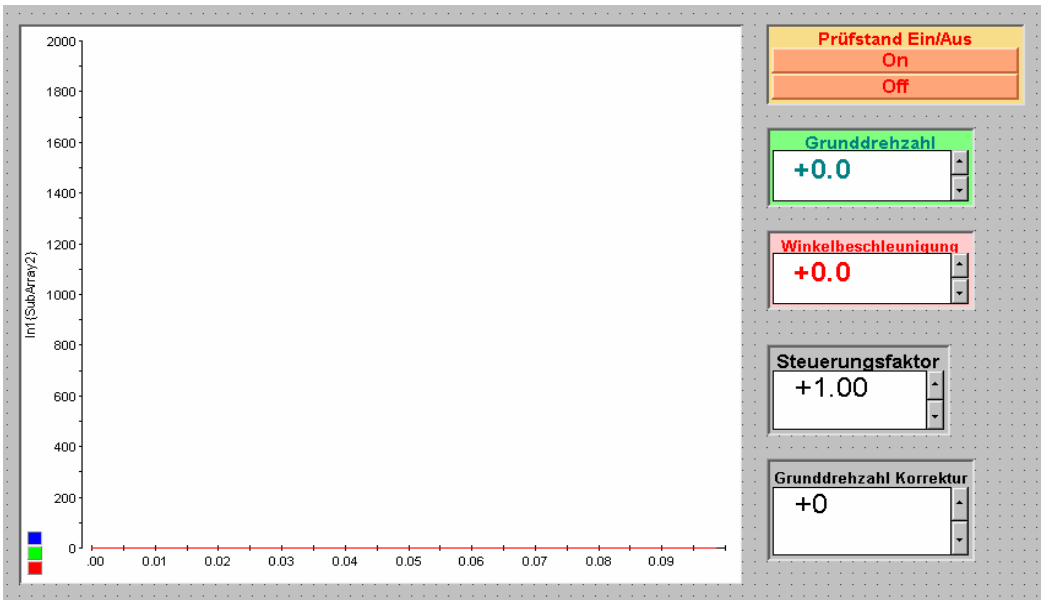
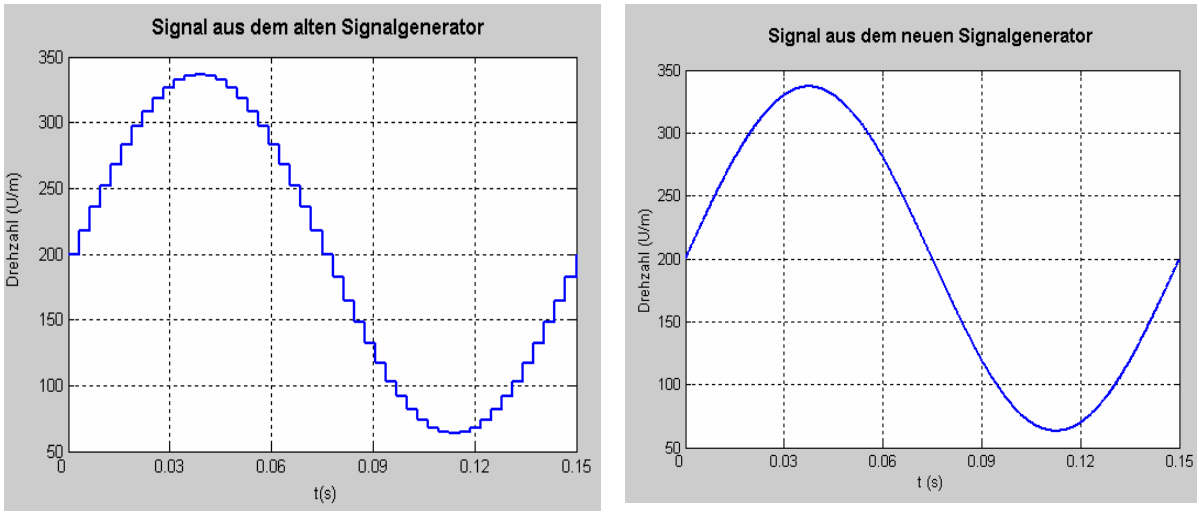


Bild 3.12: Bedienungsoberfläche für die Versuche

Das Gerät dSPACE kann bis zu 10V Analogspannung liefern. Das würde bedeuten, dass dSPACE den Motor bis zur Drehzahl von 4000 U/min direkt steuern kann. Die höchste Drehzahl des Antriebsmotors ist auf 4000 U/min begrenzt. Deshalb kann das dSPACE-Gerät den Antriebsmotor in seinem kompletten Arbeitsbereich steuern.

Der Vorteil des neuen Signalgenerators besteht darin, dass für beliebige Drehzahlen, Winkelbeschleunigungen und Motoranordnungen ein qualitativ hochwertiges Soll-Signal generiert werden kann. Für den neuen Signalgenerator wurde eine Abtastzeit mit 0,2 ms ausgewählt. Für eine Anregungsschwingung unter der Drehzahl von 200 U/min liefert der neue Signalgenerator z.B. pro Sinusschwingung 750 Stützpunkte, der alte konnte nur 48 Stützpunkte liefern. Bild 3.13 zeigt die deutliche Verbesserung der Anregungssignalqualität vom neuen Signalgenerator. Außerdem können die Drehzahl und die Winkelbeschleunigungsamplitude der Anregungsspannung ohne Unterbrechung des Versuchs während der Messung komfortabel geändert werden. Eine kontinuierliche Messung mit unterschiedlichen Drehzahlen war bisher mit dem alten Signalgenerator unmöglich.

Alle Komponenten des Prüfstands und der dSPACE-Hardware sind galvanisch sauber getrennt. Der neue Signalgenerator kommuniziert sehr gut mit dem Elektromotor.



a) Anregungssignal vom alten Signalgenerator

b) Anregungssignal vom neuen Signalgenerator

Bild 3.13: Anregungssignale vom alten und neuen Signalgenerator, n_{ein} = 200 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 600 Rad/s²

3.3.3 Aufbau des neuen Messdatenerfassungssystems

Alle analogen Signale sind mit dem dSPACE Gerät direkt ablesbar. Der Aufbau der Schnittstelle zwischen Sensoren und dSPACE wird durch ein sehr einfaches Simulink Modell realisiert, siehe Bild 3.14.

Bild 3.14: Simulink –Modell für die Auswertung des Analogsignals

Das Inkrementalgeber Signal vom Motor kann mit dSPACE auch direkt ausgewertet werden. Der Inkrementalgebereingang von dSPACE definiert am Anfang der Simulation die Position des Inkrementalgebers. Danach zählt dSPACE für jede Abtastzeit die über eine Referenzmarke überlaufende Inkremente des Inkrementalgebers. Die gezählte Inkrementzahl ist ein direktes Signal und die Auflösung des dSPACE-Geräts beträgt ¼ Inkrement. Dadurch kann die entsprechende Inkrementzahl durch das folgende Simulink Modell in die Drehzahl des Motors umgerechnet werden (s. Bild 3.15). Durch das Modell ist es möglich, die Abtastzeit vom Inkrementalgeber unabhängig vom gesamten Modell zu definieren. Wenn die Abtastzeit vom Inkrementalgeber sehr kurz ist,

ergeben sich große systematische Fehler bei den ausgewerteten Messdaten [34]. Wenn die Abtastzeit hingegen zu lang ist, kann der dynamische Verlauf der Drehzahl nicht gut erfasst werden. Für die meisten Messungen wurde deshalb eine Abtastzeit für 0,1 s für den Inkrementalgeber als ein guter Kompromiss ausgewählt.

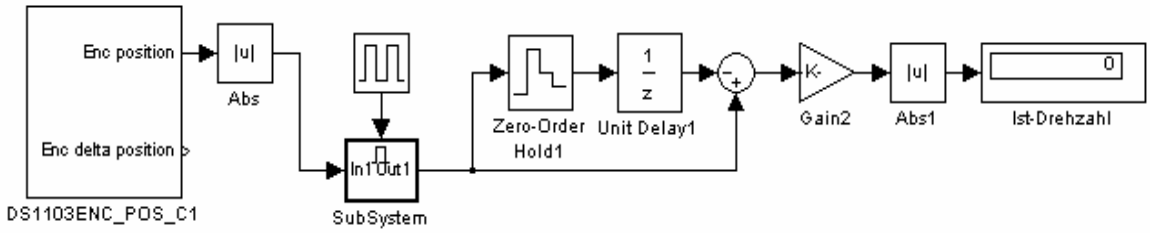


Bild 3.15: Simulink Modell für die Auswertung des Inkrementalgebersignals

Durch das dSPACE Programm Controldesk wird für die Experimente eine Bedienungsoberfläche programmiert. Durch diese Bedienungsoberfläche können die entsprechenden Eingabeparameter (z.B. Drehzahl und Winkelbeschleunigung) und Steuerungsparameter (z.B. Anpassungsfaktor des Eingangssignals) während der Versuche komfortabel verändert werden. Die gemessenen Signale (z.B. die Motordrehzahl) können in Echtzeit auf dieser Bedienungsoberfläche angezeigt werden. Einen Entwurf der Bedienungsoberfläche zeigt das Bild 3.12.

3.3.4 Vergleich alter und neuer Prüfstand

Auf dem Bild 3.16 erkennt man eine Gegenüberstellung des alten Prüfstands mit dem neuen Prüfstand, der durch dSPACE erweitert und angepasst wurde. Die wichtigen Änderungen sind:

- Der PC-Signalgenerator im alten Prüfstand ist durch den neuen dSPACE Signalgenerator ersetzt worden.
- Das dSPACE Gerät erfasst und bewertet online die Messsignale. Das Messdatenerfassungssystem „RAS“ ist veraltet und wird nicht mehr gebraucht.
- Das dSPACE Gerät kann die Messdaten vom Inkrementalgeber direkt auswerten. Deshalb ist der F/U Wandler im alten Prüfstand für den neuen Prüfstand überflüssig geworden.
- Durch das dSPACE Gerät kann man alle Messdaten online überwachen. Ein zusätzliches Oszilloskop für die Signalüberwachung wie im alten Prüfstand ist nicht mehr notwendig.

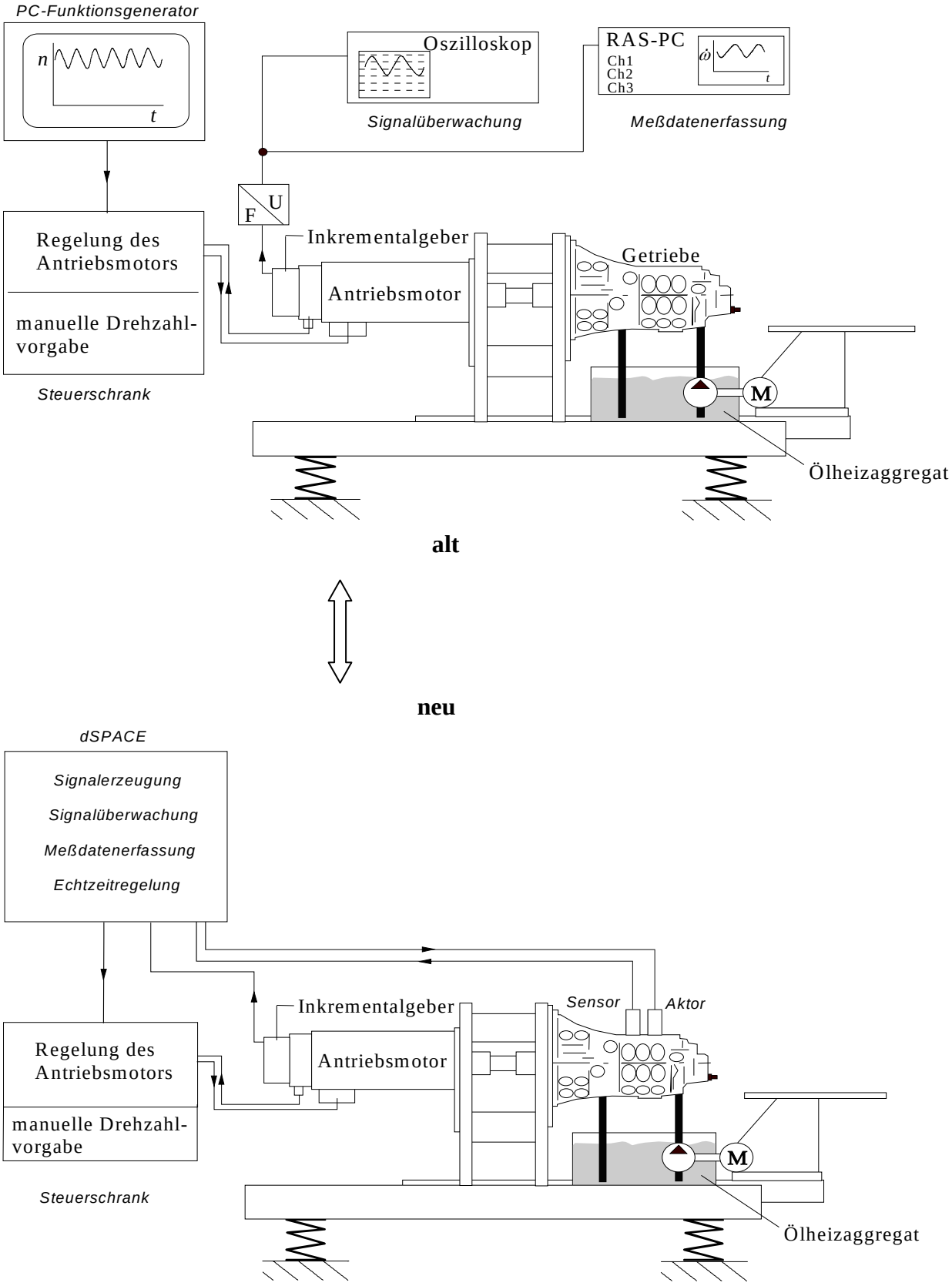


Bild 3.16: Vergleich des alten mit dem umgebauten Prüfstand

Der umgebaute Prüfstand ermöglicht die genauen Untersuchungen der Losradbewegungen und der aktiven Maßnahme. Gegenüber dem Prüfstand vor dem Umbau bietet der umgebaute Prüfstand folgende Vorteile:

- Die Qualität des Steuerungssignals für den Prüfstand ist deutlich besser. Damit kann man den Prüfstand präzise steuern.
- Die Drehzahl und die Winkelbeschleunigungsamplitude der Anregungsspannung für die Prüfstandsteuerung können während der Messung komfortabel geändert werden, ohne wie bisher den Versuch zu unterbrechen. Die Versuchszeit wird dadurch deutlich gekürzt.
- Durch die Online Messdatenerfassung mit dem umgebauten Prüfstand können die Messungen genau überwacht werden. Die Messgenauigkeit und Messeffizient werden dadurch deutlich erhöht.
- Komplette Messungen laufen echtzeitig. Damit ist eine Weiterentwicklung der aktiven Messnahmen möglich geworden.
- Unterschiedliche Messsignale können gleichzeitig online ausgewertet werden. Das neue Messsystem kann digitale, inkrementale und analoge Signale direkt auswerten.
- Mit einer Bedienungsoberfläche kann man den Prüfstand steuern und die Messdaten überwachen und aufnehmen. Die Versuchsbedienung ist deutlich vereinfacht.
- Die Erweiterung der Prüfstandsteuerung und Messdatenauswertung sind einfach. Durch die Anpassungen des Simulink-Modells für den Signalgenerator (Bild 3.11) und die Messdatenerfassung (wie z.B. Bild 3.15) können die Versuche vielseitig gestalten werden.

3.4 Elementarprüfgetriebe

Die experimentellen Untersuchungen wurden an einem Elementarprüfgetriebe am Prüfstand durchgeführt. Das Getriebe besteht aus zwei wichtigen Teilen: Ein offenes Elementargehäuse und eine Stirnradstufe, s. Bild 3.17 und Bild 3.18.

Die Vorteile eines offenen Gehäuses sind die freie Zugreifbarkeit und Anordnungsmöglichkeiten der Sensoren, Messeinrichtungen und Aktoren im Getriebe. Der Einfluss des Getriebeöls auf das Getriebeklappern wurde während der Versuche nicht berücksichtigt.

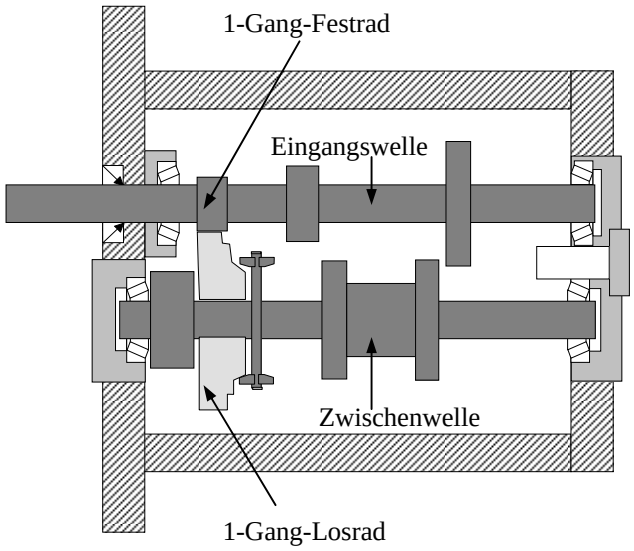


Bild 3.17: Schema des Elementarprüfgetriebes

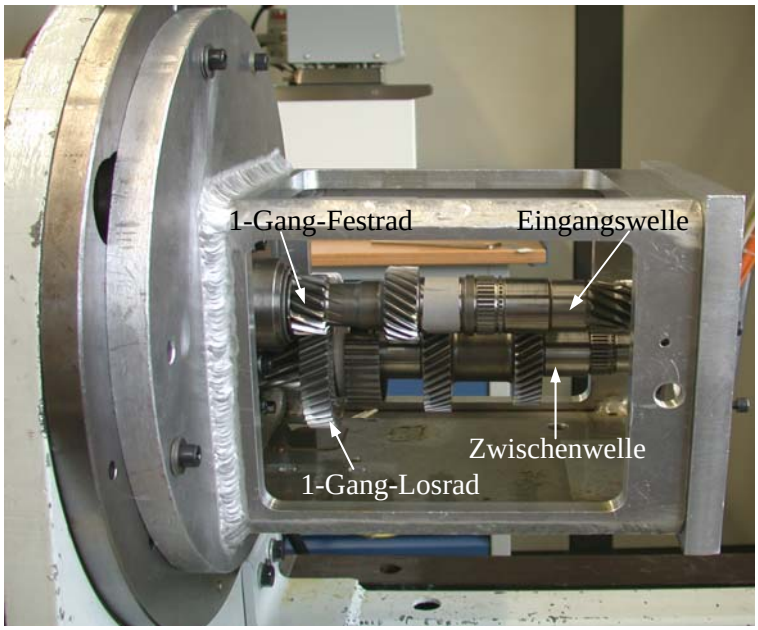


Bild 3.18: Foto vom Elementarprüfgetriebes mit einem offenen Gehäuse

4 Sensorauswahl

Die Klappergeräusche ergeben sich aus den Verdrehflankenstößen zwischen Losrädern und Festrädern und den Axialstößen zwischen Losrädern und anderen Teilen auf der Welle. Die direkte Ursache der Verdrehflankenstöße ist die Drehzahldifferenz zwischen dem im Eingriff befindendem Losrad und Festrad. Um die Verdrehflankenstöße zu vermeiden und die Losradbewegung gezielt zu beeinflussen, soll diese Drehzahldifferenz zwischen Festrad und Losrad in der jeweiligen Zahnradpaarung ermittelt werden. Dazu wird ein Drehzahlsensor oder ein Drehzahlmessgerät verwendet. Um die Axialstöße zu eliminieren, werden die Losradaxialbewegungen gezielt beeinflusst. Dabei müssen die Axialbewegungen des Losrades erfasst werden.

Sensoren und Messgeräte können dabei helfen, das mechanische Grundsystem grundsätzlich zu untersuchen. Die Untersuchung des Grundsystems ist dabei eine wichtige Basis für die systematische Entwicklung des mechatronischen Systems. Weitere Details befinden sich im Kapitel 5.

Durch die Literaturrecherche wurden die geeigneten Messprinzipien und die dazu passenden Sensoren vorausgewählt. Die jeweilige Eignung der ausgesuchten Sensoren wurde anschließend mit Simulationen und Experimenten festgestellt. Es ist technisch sehr schwierig, die Drehbewegung des Losrads zu erfassen. Deshalb ist der Drehverlauf des Losrads bisher auch nicht richtig gemessen worden. In diesem Kapitel wird versucht, die Rotationsbewegungen des Losrads zu erfassen, weil die Kenntnisse über die Losraddrehbewegung sehr wichtig für das Erkennen des Grundsystems sind.

4.1 Festradbewegung

4.1.1 Einbau des Hohlwellen-Inkrementalgebers

Der Drehzahlverlauf des Festrads entspricht dem der Welle, mit der das Festrad verbunden ist. Durch Messungen mit einem Hohlwellen-Inkrementalgeber kann der Drehzahlverlauf der Welle ermittelt werden. Der Hohlwellen-Inkrementalgeber hat insgesamt 10.000 Inkremente, viermal höher als der Inkrementalgeber hinter dem Motor. Dadurch wird die gesamte Messgenauigkeit ebenfalls höher. Inkrementale Messverfahren registrieren einen zurückgelegten Weg oder Winkel zwischen Messsystem und Messobjekt und führen die Messung auf eine Zählung von Einzelereignissen (im Allgemeinen elektrische Impulse) zurück [35].

Motor und Getriebeeingangswelle sind mittels einer Kupplung und einem Adapter verbunden (s. Bild 4.1). Da die Getriebeeingangswelle und der Adapter mechanisch fest verbunden sind, sollten beide die gleiche Winkelgeschwindigkeit haben. Durch die Elastizität der Kupplung in der Drehrichtung, können sich Drehzahlunterschiede zwischen dem Motor und der Getriebeeingangswelle ergeben.

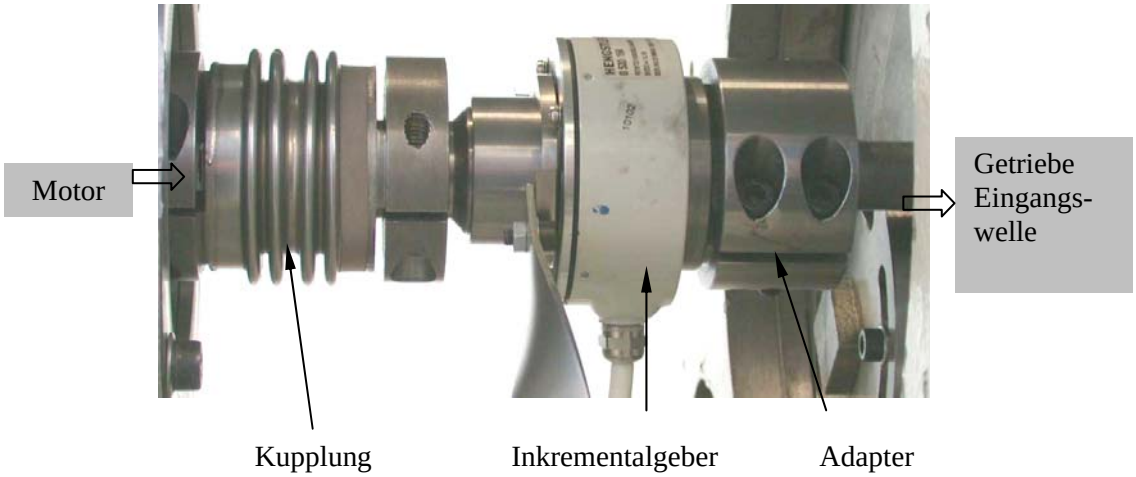


Bild 4.1: Einbau des Inkrementalgebers und Adapters

Zuerst wurde der Hohlwellen-Inkrementalgeber, wie im Bild 4.1 dargestellt, an dem Adapter vor der Getriebeeingangswelle eingebaut.

In den Versuchen für dieses Projekt wurden die anderen Losräder von der Eingangswelle abmontiert und das Getriebeöl weggelassen. Dadurch ist der Einbau des Hohlwellen-Inkrementalgebers direkt auf der Eingangswelle im Elementarprüfgetriebe möglich geworden. Bild 4.2 zeigt den auf der Eingangswelle eingebauten Hohlwellen-Inkrementalgeber.

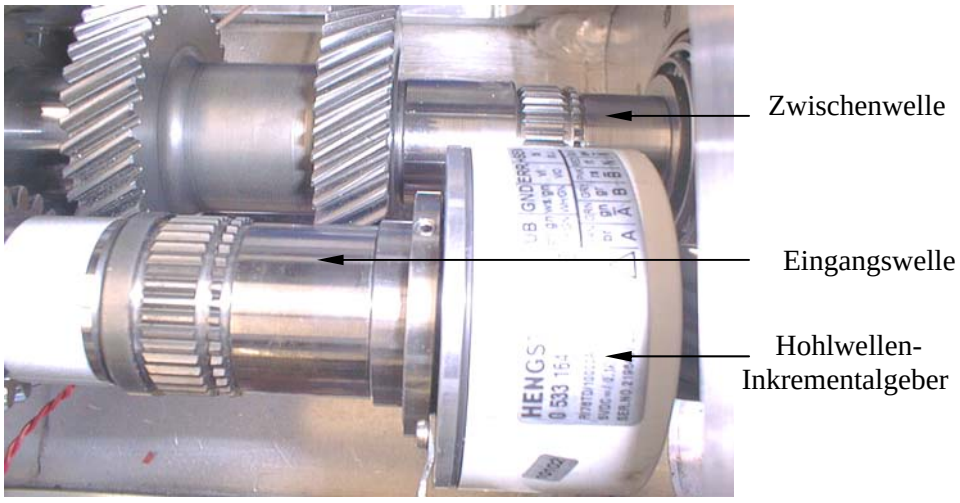


Bild 4.2: Auf der Eingangswelle eingebauter Inkrementalgeber

Die Vorteile und Nachteile dieser zwei Einbauarten stehen in der Tabelle 4.1

Tabelle 4.1: Vor- und Nachteile der zwei Einbauarten von Inkrementalgeber

Einbauart	Auf dem Adapter	Auf der Eingangswelle
Vorteil	Messung der Eingangsdrehzahl von allen originalen Getrieben am Prüfstand möglich.	Genaue Messergebnisse
Nachteil	Die Motorausgangswelle, Kupplung, Adapter und Getriebeeingangswelle konnten wegen Fertigungsungenauigkeiten nicht genau zentriert werden, was eine Unwucht in der Drehbewegung des Adapters verursacht. Das gemessene Inkrementalsignal wird von dieser Unwucht stark beeinflusst Bild 4.3.	Nur bei der Testversuchsbedingung einsetzbar
Eignung für Untersuchung	Ungeeignet	Geeignet

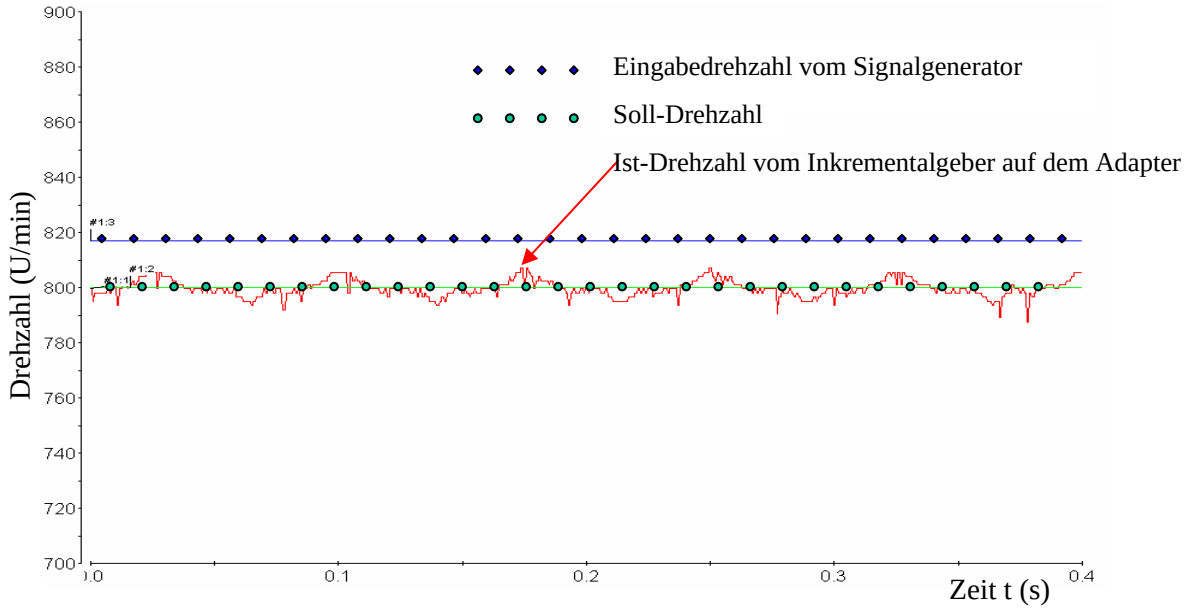


Bild 4.3: Signal des Inkrementalgebers auf dem Adapter

Die Differenz zwischen „Eingabedrehzahl vom Signalgenerator“ und „Ist-Drehzahl vom Inkrementalgeber auf dem Adapter“ liegt an dem Spannungsverlust bei der Signalübertragung und der Motorregelung, siehe Kapitel 4.1.2.

Wie das Bild 4.3 zeigt, wird das Inkrementalgebersignal vom Adapter immer von der Unwucht beeinflusst. Der Einbau des Hohlwellen-Inkrementalgebers auf dem Adapter ist nicht geeignet für die Messung der Festraddrehzahl. Die Getriebeeingangswelle ist dagegen auf dem Lager gut gelagert und kann diese Unwucht kompensieren. Das gemessene Drehzahlsignal von dem Inkrementalgeber auf der Getriebeeingangswelle ist sehr präzise. Die Messabweichung liegt bei 0,15 % bei 1000 U/min, s. Bild 4.4.

4.1.2 Steuerung der Festradbewegung

Der auf der Eingangswelle eingebaute Inkrementalgeber liefert ein gutes Messergebnis. Bild 4.4 zeigt die Messergebnisse vom Hohlwellen-Inkrementalgeber und vom Inkrementalgeber hinter dem Motor. Wenn der Motor sich mit einer Drehzahl von 1000 U/min dreht, ist die gemessene Drehzahl vom Hohlwellen-Inkrementalgeber zwischen 998 U/min bis 1001 U/min. Diese systematische Abweichung des Hohlwellen-Inkrementalgebers liegt bei 0,15 %. Diese Abweichung ist unvermeidbar, weil der Inkrementalgeber ein diskretes Signal liefert. Alle 100 ms wird dieses Signal durch das dSPACE Gerät ausgewertet. Innerhalb 100 ms kann der Inkrementalgeber unterschiedliche Impulse dem dSPACE-Gerät liefern. Bei einer Drehzahl von 1000 U/min liegt der Unterschied zwischen 1 und 3. Der Impulsunterschied führt zu der systematischen Abweichung der Drehzahl, die vom dSPACE-Gerät durch die Inkrementalgeber-Impulse ausgewertet wird. Der Inkrementalgeber hinter dem Motor hat eine kleinere Inkrementzahl und deshalb auch eine niedrigere Genauigkeit für die dynamische Messung. Die systematische Abweichung des Motor-Inkrementalgebers liegt bei 0,3%.

Die Soll-Drehzahl im Bild 4.4 ist die gewünschte Soll-Drehzahl des Motors. Bild 4.4 zeigt, dass die Eingangsdrehzahl aus dem Signalgenerator 1018 U/min betragen muss, um eine gewünschte Soll-Drehzahl des Motors von 1000 U/min zu erreichen. Ähnlich zeigt dies auch das Bild 4.3. Der Unterschied zwischen der erzeugten Drehzahl aus dem Signalgenerator und der Ist-Drehzahl vom Motor resultiert aus der Motorregelung und dem Verlust während der Signalübertragung. Das Signal wird durch die Spannungsform vom dSPACE-Signalgenerator geformt. Während der Spannungsübertragung zum Prüfstand entsteht ein Spannungsverlust. Bild 4.5 zeigt die Übertragungsglieder, in denen der Verlust entsteht.

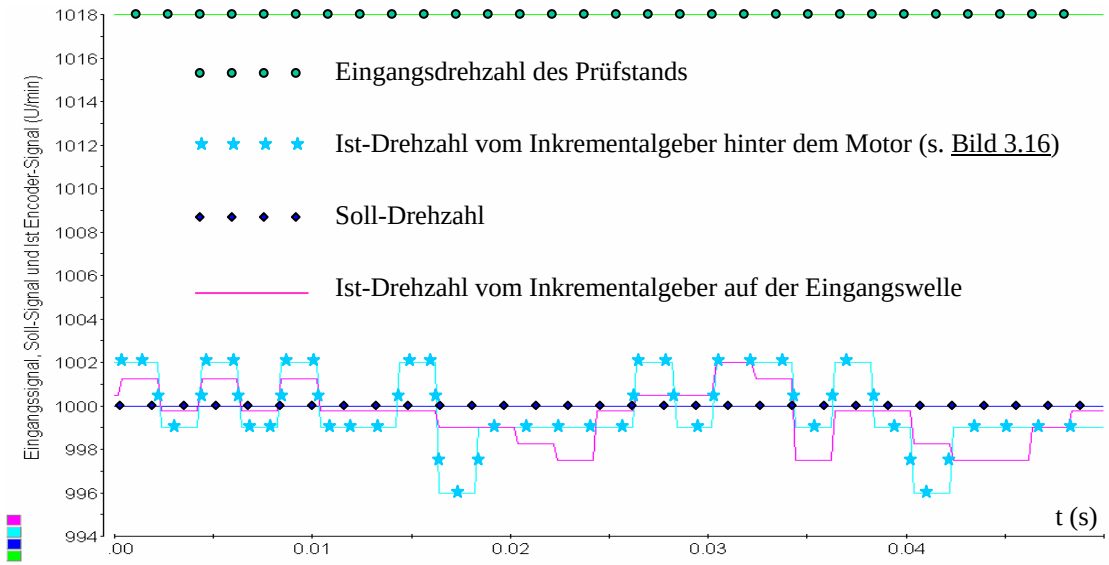


Bild 4.4: Signale von Inkrementalgebern auf der Eingangswelle und hinter dem Motor

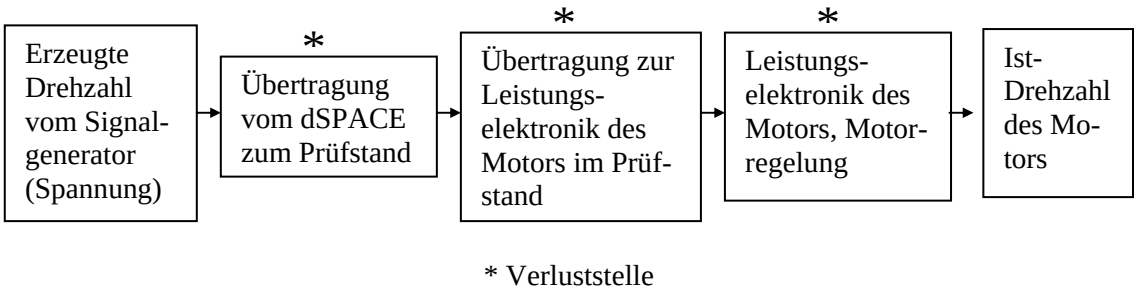


Bild 4.5: Signalübertragungsglieder

Der Drehzahlverlust bei unterschiedlichen Drehzahlbereichen ist in der Tabelle 4.2 und im Diagramm im Bild 4.6 dargestellt. Mit Hilfe des Diagramms kann man die erzeugte Drehzahl aus dem Signalgenerator in die Ist-Drehzahl des Motors umrechnen. Während den Messungen kann man, durch die Einstellung der erzeugten Drehzahl aus dem Signalgenerator, die Ist-Drehzahl des Motors der Soll-Drehzahl anpassen.

Tabelle 4.2: Drehzahlverlust

Eingangsdrehzahl aus dem Signal-generator n_{ein}	200	400	600	800	1000	1200	1400	1800
Ist-Drehzahl des Motors n_{Ist}	198	394	589	786	982	1177	1374	1766
Drehzahlverlust Δn in Prozent (%)	1	1,5	1,8	1,8	1,8	1,9	1,9	1,9

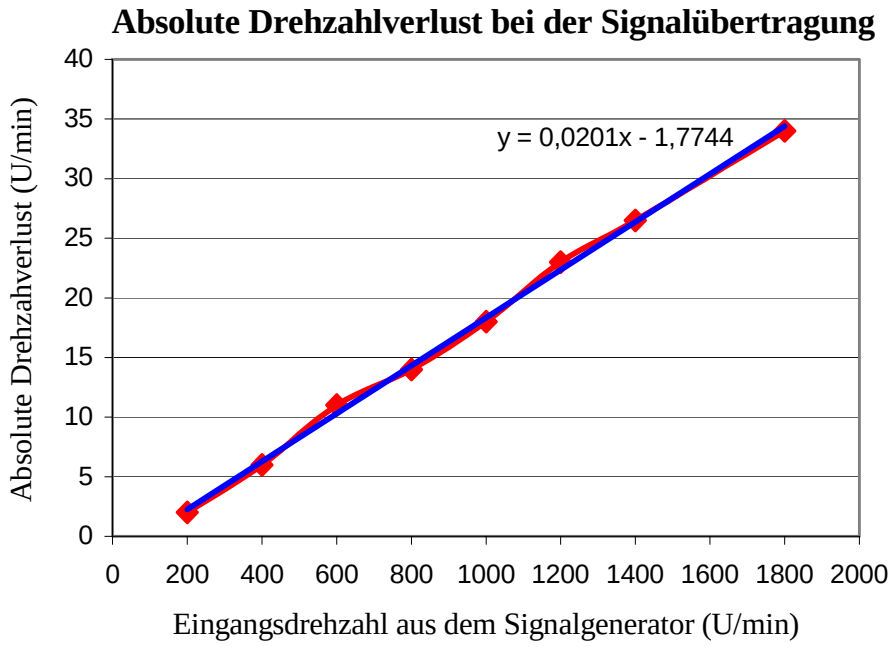


Bild 4.6: Drehdrehzahlverlust

Um eine Schwingungsanregung zu simulieren, wurde zusätzlich eine Winkelbeschleunigung durch den Signalgenerator erzeugt. Es bestehen auch Unterschiede zwischen den Winkelbeschleunigungsamplituden bei der erzeugten Winkelbeschleunigung aus dem Signalgenerator ($\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$) und der Ist-Winkelbeschleunigung des Motors ($\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$). Dies ist im Bild 4.7 dargestellt:

Um eine gewünschte Solldrehzahl vom Motor für eine Grunddrehzahl n_{Soll} von 800 U/min bei einer Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\dot{\omega}}_{Soll}$ von 600 Rad/s^2 zu bekommen, ist die Eingangsdrehzahl des Prüfstands aus dem Signalgenerator für eine Grunddrehzahl n_{ein} von 814 U/min, eine Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ von 1140 Rad/s^2 nötig. Bild 4.7 zeigt die gemessenen Drehzahlverläufe vom Inkrementalgeber auf der Eingangswelle und vom Inkrementalgeber hinter dem Motor. Die gemessenen Ergebnisse beider Inkrementalgeber sind fast gleich. Das bedeutet, dass die Drehzahlverläufe des Motors und der Eingangswelle des Elementarprüfgetriebes fast identisch sind. Durch die Einstellung n_{ein} und $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ konnten die n_{Ist} und $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ des Motors und der Eingangswelle nach den gewünschten Signalen n_{Soll} und $\hat{\dot{\omega}}_{Soll}$ angepasst werden.

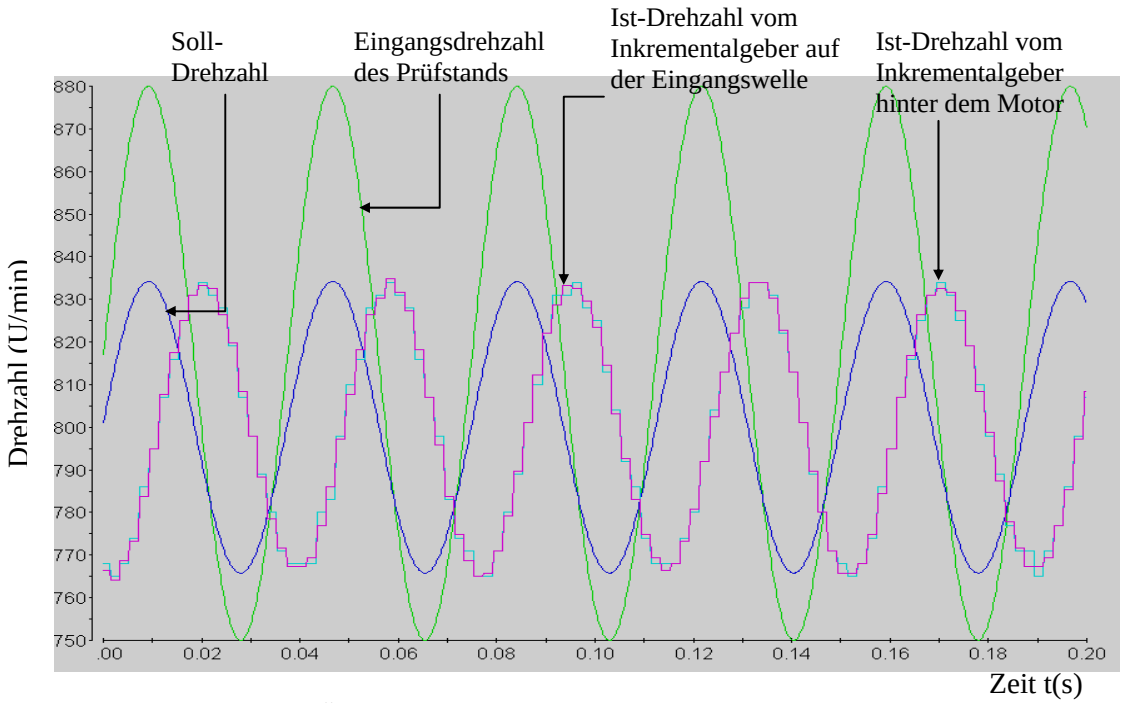


Bild 4.7: Änderung der Winkelbeschleunigungsamplitude

Der Zusammenhang zwischen $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ (Winkelbeschleunigung aus dem Signalgenerator) und $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ (der Ist-Winkelbeschleunigung des Motors) hängt einerseits von den dynamischen Eigenschaften des Antriebsmotors ab und anderseits vom gesamten Massenträgheitsmoment des Antriebsstranges. Für die dynamischen Eigenschaften des Motors spielt die Regelabweichung von der motorinternen Regelung eine sehr wichtige Rolle. Für die Leerlaufuntersuchung des Elementarprüfgetriebes besteht dieses gesamte Massenträgheitsmoment des Antriebstrangs aus dem Rotorträgheitsmoment des Antriebesmotors, der Kupplung, des Adapters (s. Bild 4.1) und der Eingangswelle des Elementarprüfgetriebes. Das Verhältnis der Eingangswinkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ zur Ist-Winkelbeschleunigungsamplitude des Motors $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ wird als Steuerungsfaktor $k_{\hat{\dot{\omega}}}$ bezeichnet.

Durch zahlreiche Untersuchungen wurde festgestellt, dass während der Leerlaufuntersuchung des Elementarprüfgetriebes der Steuerungsfaktor $k_{\hat{\dot{\omega}}}$ fast konstant bei der gleichen Eingangsgrunddrehzahl n_{ein} bleibt. Tabelle 4.3 zeigt die Werte des Steuerungsfaktors bei unterschiedlichen Eingangsgrunddrehzahlen während der Leerlaufuntersuchung. So ist z.B. unter einer Eingangsgrunddrehzahl von 800 U/min der Steuerungsfaktor $k_{\hat{\dot{\omega}}}$=1,9, bei einer Eingangswinkelbeschleunigungsamplitude von $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$=2500 Rad/s^2, beträgt die Ist-Winkelbeschleunigungsamplitude des Motors und der Eingangswelle $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ 1316 Rad/s^2.

Tabelle 4.3: Steuerungsfaktor $k_{\hat{\dot{\omega}}}$ bei unterschiedlichen Grunddrehzahlen

Eingangsgrunddrehzahl aus dem Signalgenerator n_{ein}	200	400	600	800	1000	1200
Steuerungsfaktor $k_{\hat{\dot{\omega}}}$	0,75	0,8	1,25	1,9	2,4	3,0

Die kompletten Untersuchungen zeigen, dass man die Festradbewegung entweder durch den Hohlwellen-Inkrementalgeber auf der Getriebeeingangswelle oder durch die Inkrementalgeber hinter dem Motor ermitteln kann. Durch den Grunddrehzahlverlustfaktor Δn und den Steuerungsfaktor $k_{\hat{\dot{\omega}}}$ kann die Grunddrehzahl n_{Ist} und Winkelbeschleunigungsamplitude des Festrads $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ aus den Eingangssignalen des Prüfstands (n_{ein} und $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$) errechnet werden.

4.2 Drehbewegung des Losrads

Die Rotationsbewegung des Losrads kann nur mit einer hochdynamischen berührungslosen Messung erfasst werden. Für diese Messaufgabe kommen zwei Messverfahren in Frage. Ein Verfahren ist das induktive Messverfahren, das zweite Verfahren ist das optische Messverfahren.

4.2.1 Induktive Sensoren

Für das induktive Messverfahren ist der induktive Sensor Minicoder-GEL2471 von der Firma „Lenord+Bauer“ ausgewählt worden (s. Bild 4.8). Der Magnetsensor ist mit einem Permanentmagneten versehen, dadurch kommt es zwischen dem vorbeieilenden Zahn und der Lücke zu Änderungen des Magnetfelds. Diese Änderungen werden in einer elektronischen Verstärkerschaltung in Spannungsimpulse umgeformt [35].

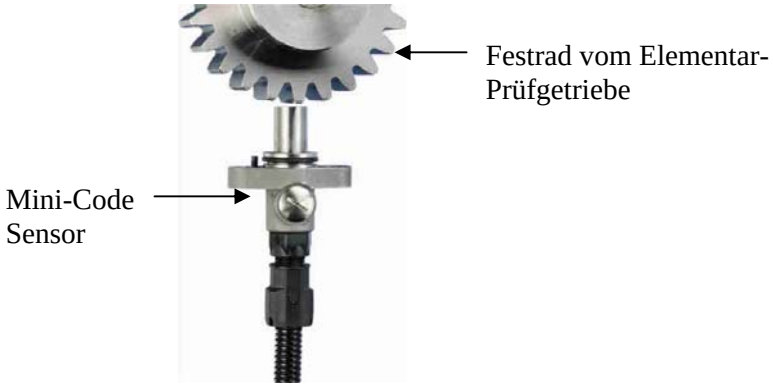


Bild 4.8: Induktiv Sensor GEL 2471 [36]

Die Anwendung des induktiven Sensors für die Drehzahlmessung des Losrads zeigt folgende Probleme:

- Der induktive Sensor ist gut geeignet für die Messung der durchschnittlichen Drehzahl. Aber für eine Drehzahlmessung mit hochdynamischem Anteil hat der induktive Sensor eine zu geringere Auflösung. Ein Inkrementalgeber mit 10.000 Inkrementen hat 10.000 Impulssignale für eine Wellenumdrehung. Für unser Zahnrad mit 42 Zähnen, hat der induktive Sensor nur 42 Impulssignale pro Zahnradumdrehung. Mit den 42 Impulsen kann man die Drehzahländerung schwer nachvollziehen.
- Für das Modul 3,4 mm des Losrads gibt es keinen handelsüblichen Sensor. Bei Verwendung eines handelsüblichen induktiven Sensors mit dem Modul 3,5 mm ergibt sich ein systematischer Fehler bei der Messung.
- Das Losrad besitzt Zahnflankenspiel gegenüber dem Festrad, radiales Lagerspiel und axiales Spiel zu anderen Teilen der Welle. Weil sich das Losrad innerhalb seines Spieles bewegen kann, kann sich der Abstand zwischen dem induktiven Sensor und dem Losrad auch während der Messung verändern. Diese Veränderung verursacht Fehler bei der Messung.

Zur Überprüfung der Eignung des induktiven Sensors für die Drehzahlmessung des Losrads wurde eine Simulation des Sensorsignals im Programm Matlab-Simulink durchgeführt. Bei der Simulation wurde zuerst versucht, die Sensorsignale bei der Messung der Festraddrehzahl nachzuvollziehen.

Das Festrad und das Losrad sind schrägverzahnte Zahnräder. Das Festrad hat nur eine Rotationsfreiheit. Im Fahrzeuggetriebe kann sich das Losrad noch innerhalb des Axialspiels bewegen. Diese Axialbewegung bewirkt noch weitere Messfehler bei der Losraddrehzahlmessung mit diesem Induktiven Sensor.

Außerdem wird angenommen, dass der induktive Sensor genau für das Modul 3,4 mm bestimmt ist. Deswegen ist der Messfehler, der durch den Modulunterschied zwischen Sensor und Losrad verursacht wird, in der Simulation zu vernachlässigen. In den Simulationen wird außerdem angenommen, dass die Messung ganz genau und korrekt durchgeführt wird. Aufgrund der genannten Vereinfachungen, sind die simulierten Signale schon idealisierter als die messbaren Signale bei der Losradmessung. Das Simulationsmodell ist im Bild 4.9 dargestellt.

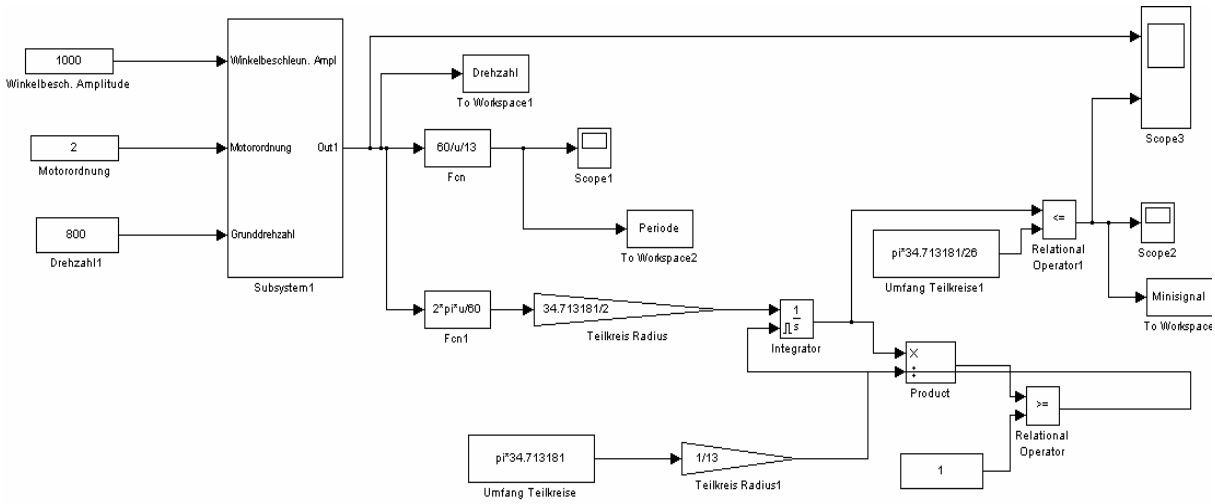


Bild 4.9: Simulationsmodell für die Eignung des induktiven Sensors

In dieser Simulation wird die Festraddrehzahl simuliert. Das simulierte Festrad hat 42 Zähne wie das 1-Gang-Losrad im Elementargetriebe. Die Simulationsergebnisse enthält Bild 4.10. Wenn die mittlere Drehzahl des Festrads bei 800 U/min und die Winkelbeschleunigungsamplitude bei 1000 rad/s^2 liegt, dann schwankt die Ist-Drehzahl des Festrads zwischen 743 U/min und 857 U/min. Wenn ein Zahn des Zahnrads über den Sensorkopf läuft, liefert der induktive Sensor das Signal 1. Wenn eine Zahnlücke des Zahnrads über den Sensorkopf läuft, dann liefert der Sensor das Signal 0. Die Impuls-Periode beträgt *t*. Durch die Erfassung der Schwankung der Impulsperioden *t* kann die Drehzahländerung des Festrads berechnet werden.

Bei den Messungen konnte die Impulsperiode nicht kontinuierlich ermittelt werden. Das dSPACE Gerät hatte nur einen Prozessor und als Abtastzeit wurden 0,2 ms für die gesamte Messung und Steuerung festgelegt. Diese Abtastzeit wurde unter Berücksichtigung der gesamten Messrandbedingungen ausgewählt, wie z.B. die Anforderung des Signalgenerators vom Motor und der anderen Sensoren. Es ist daher nicht möglich die Abtastzeit beliebig zu kürzen. Nach den Simulationsergebnissen beträgt die maximale Schwankung der zu messenden Impulsperioden 0,8 ms. Die Abtastzeit beträgt schon 25% der gesamten messbaren Periodenschwankung und hat die Messgenauigkeit so stark reduziert, dass sie nicht mehr für die genaue Erfassung der Festraddrehzahl ausreichend ist.

Durch die Vereinfachungen in der Simulation sind die simulierten Signale idealisiert. Bei der realen Losraddrehzahlmessung mit dem induktiven Sensor würden noch andere systematische Messfehler auftreten. Es konnte deshalb durch die Simulation festgestellt werden, dass der induktive Sensor ungeeignet für die Drehzahlmessung des Losrads ist.

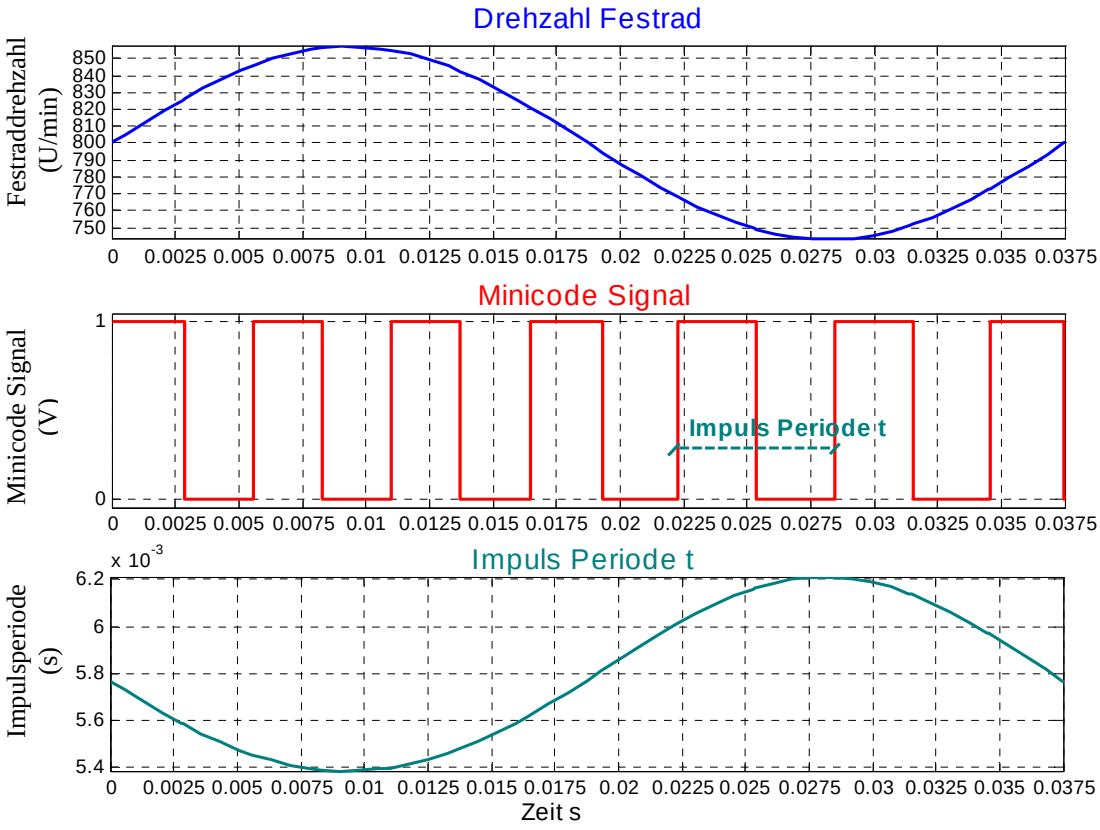


Bild 4.10: Simulationsergebnisse zur Prüfung der Eignung des induktiven Sensors

Die Simulationsergebnisse sind durch einen einfachen Versuchsaufbau (Bild 4.11) positiv bestätigt worden.

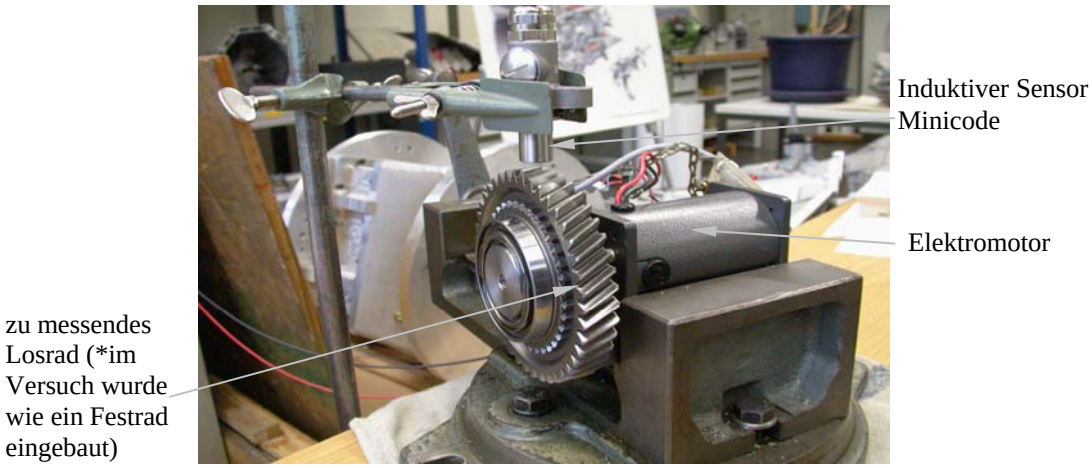


Bild 4.11: Versuchsrichtung zur Untersuchung des Minicode-Sensors

4.2.2 Optische Messverfahren

Das optische Messprinzip beruht auf der Laserinterferometrie. Durch den Einsatz eines speziellen Differenzverfahrens mit zwei Messstrahlen wird unabhängig von der Gestalt des Messobjekts nur die rotatorische Bewegungskomponente erfasst, während die translatorischen Schwingungen weitestgehend unterdrückt werden. Die dynamische Erfassung von Drehschwingungen ist im Frequenzbereich von 0,5 Hz bis 10 kHz möglich und deckt damit auch anspruchsvolle Messaufgaben ab. Das interferometrische Verfahren arbeitet kontinuierlich, d.h. es existiert prinzipiell keine Begrenzung der Winkelauflösung wie z.B. bei der Anwendung von optischen Encodern mit endlicher Anzahl von Teilungen [33].

Die Messung der Losradgeschwindigkeit wird im Versuch durch das Messgerät „Polytec-Vibrometer" (Bild 4.12) durchgeführt.

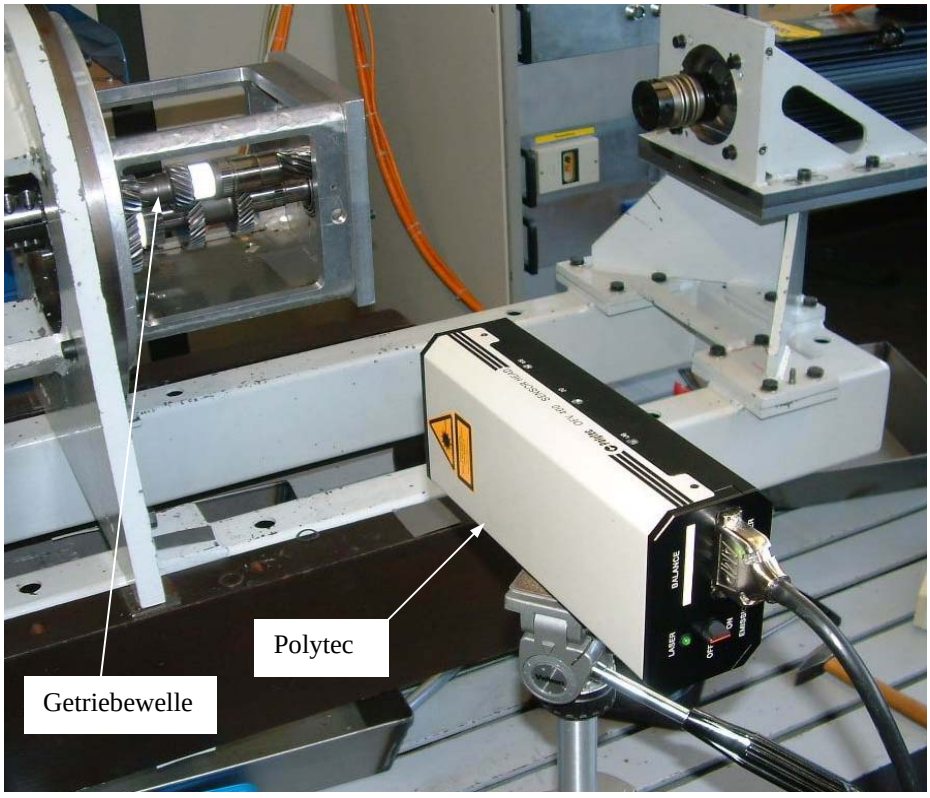


Bild 4.12: Einrichtung Polytec am Prüfstand

Der Messbereich von Polytec liegt bei einem Drehzahlbereich von -7000 U/min bis +10000 U/min, seine Grenzfrequenz beträgt 2500 Hz; damit ist er für die Messaufgabe ausreichend dimensioniert. Die Abtastzeit des Systems liegt unter 1ms, das bedeutet, dass für eine Drehschwingungsamplitude des Festrads unter der Grunddrehzahl 800 U/min das Polytec System mindestens 37 Messsignale liefern kann. Mit 37 Punkten kann die Sinus-Schwingungskurve gut beschrieben werden. Polytec hat allerdings bis

±1% Kalibrierungsfehler und bis 0,5% Linearitätsfehler [33]. Das bedeutet wiederum, dass der Messfehler bei einer Drehzahl n_{Ist} = 800 U/min bis zu 12 U/min betragen kann. Während der Messung wurde durch Kalibrierung versucht den Fehler zu eliminieren. Für eine konstante Drehzahlmessung kann Polytec auch pro Sekunde einen durchschnittlichen Wert ausgeben, wodurch der Messfehler oft getilgt wird. Für die Versuche müssen aber das dynamische Verhalten des Losrads und jeder aktuelle Wert der Schwingungsperiode erfasst werden. Deshalb können die durchschnittlichen Messwerte nicht verwendet werden. Polytec hat ein integriertes Filterungssystem, das aber während des Versuchs nicht aktiviert wurde, da wichtige Informationen über den Drehzahlverlauf auch wegen der Filterung verloren gehen könnten.

Zur Untersuchung der Eigenschaften des Polytec-Messsystems wurde zuerst versucht, mit Polytec die Drehzahl der Eingangswelle des Elementarprüfgetriebes zu messen. Gleichzeitig wurde die Drehzahl der Eingangswelle mit dem Inkrementalgeber erfasst. Der Inkrementalgeber auf der Eingangswelle liefert ein ziemlich gutes Signal. Durch den Vergleich der zwei Signale kann eine Aussage über die Signalqualität des Polytec-Systems gemacht werden. Für eine Grunddrehzahl von n_{Ist} = 800 U/min und eine Winkelbeschleunigungsamplitude von $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 700 rad/s^2 des Festrads, sind die im Bild 4.13 dargestellten Signale erfasst worden.

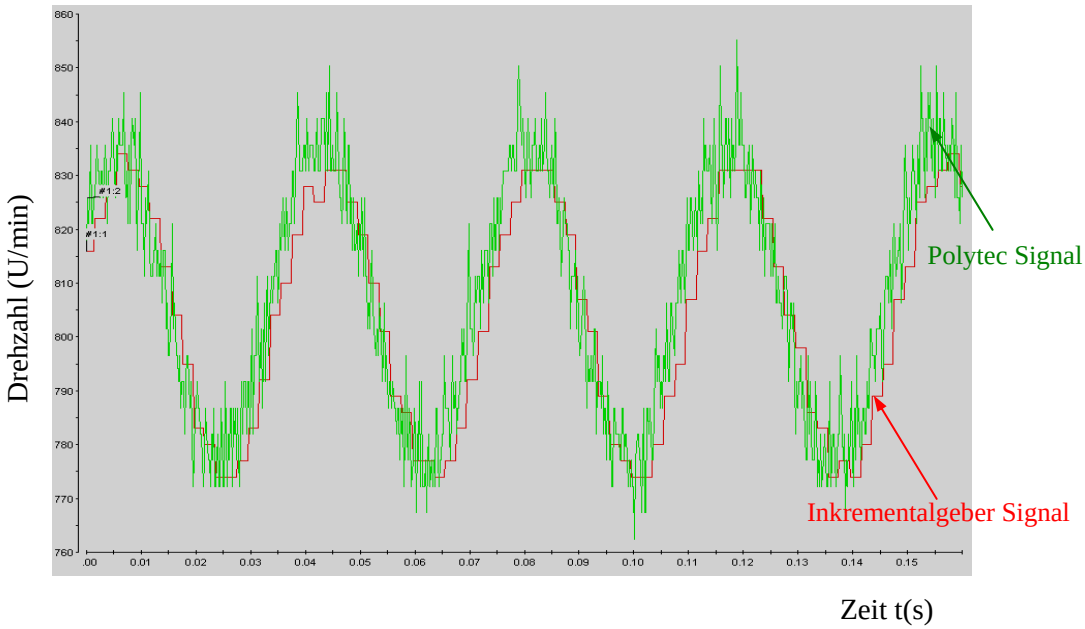


Bild 4.13: Festraddrehzahlmessung mit Polytec und Inkrementalgeber

Wie aus Bild 4.13 ersichtlich, liefert das Polytec System bei der dynamischen Messung schon wegen der Kalibrierungsfehler und Linearitätsfehler Fehler bis ±20 U/min. Der Schwingungsverlauf des Festrads ist allerdings deutlich erkennbar. Das Signal von Polytec wird mit 0,2 ms durch dSPACE abgelesen und das Signal vom Inkrementalge-

ber mit 0,02 s. Deswegen haben diese zwei Signale eine Phasenverschiebung von 0,0198 s. Das Untersuchungsergebnis ergab keine klare Aussage über die Eignung vom Polytec für die Erfassung des Drehzahlverlaufs vom Losrad. Deswegen wurden weitere Messversuche des Drehzahlverlaufes vom Losrad mit Polytec notwendig.

4.3 Axialbewegung des Losrads

Zur Messung der Axialbewegung des Losrads ist der Wirbelstromsensor vorgesehen. Mit dem Wirbelstromverfahren können Abstände im Bereich von wenigen Millimetern berührungslos gemessen werden, wenn das zu erfassende Bauteil elektrisch leitfähig ist. Bei den Sensoren nach dem Wirbelstromverfahren bildet der Aufnehmer mit der Spule und der meist abgesetzt davon liegende Oszillator eine zusammengehörende Messkette. Durch Miniaturisierung ist es möglich, den Oszillator in den Messkopf zu integrieren. Der Oszillator erzeugt ein hochfrequentes Trägersignal, das in der Spule ein elektromagnetisches Feld aufbaut. Ein elektrisch leitfähiger Körper, der in dieses Magnetfeld eindringt, verursacht infolge der im Material induzierten Wirbelströme eine Dämpfung des Schwingkreises. Diese Dämpfung ist ein Maß für den Abstand des Körpers von der Spule und wird in der Oszillatoreinheit in ein weglineares Signal umgesetzt [35].

Das KD2440 Sensorsystem bietet folgende Vorteile:

- Hervorragende Genauigkeit: statische Auflösung bis zu 0,3 Mikrometer,
- Ausgezeichnetes Verhalten für Eisenteile,
- Integriertes System mit elektronischem Auswertungssystem und Sensor,
- Temperatur wird toleriert bis 400°F,
- Bis zu 10 Hz Abtastfrequenz,
- Sehr geringe Umschaltung Hysterese, <1% auf Eisenteile,
- Niedrige Kosten [37].

Zur Untersuchung der Sensoreigenschaften wurde eine einfache Testeinrichtung aufgebaut (s. Bild 4.14). Durch die Versuche mit dieser Testeinrichtung sollen folgende Ziele erreicht werden:

- Ein lineares Verhältnis zwischen der Ausgangsspannung und dem Abstand zwischen Sensor und dem Losrad.
- Die bestgeeignete Ausgangsspannung für den Messbereich, eingestellt durch den integrierten Widerstand des Sensors. Der Messbereich entspricht dem Axialspiel und liegt ungefähr bei 0,3 mm.

- Die unterschiedlichen Anordnungsmöglichkeiten des Sensors haben bestimmten Einfluss auf die Messergebnisse. Dieser Einfluss soll festgestellt werden, damit ein geeignetes Anordnungskonzept des Sensors in dem Elementarprüfgetriebe abgeleitet werden kann.

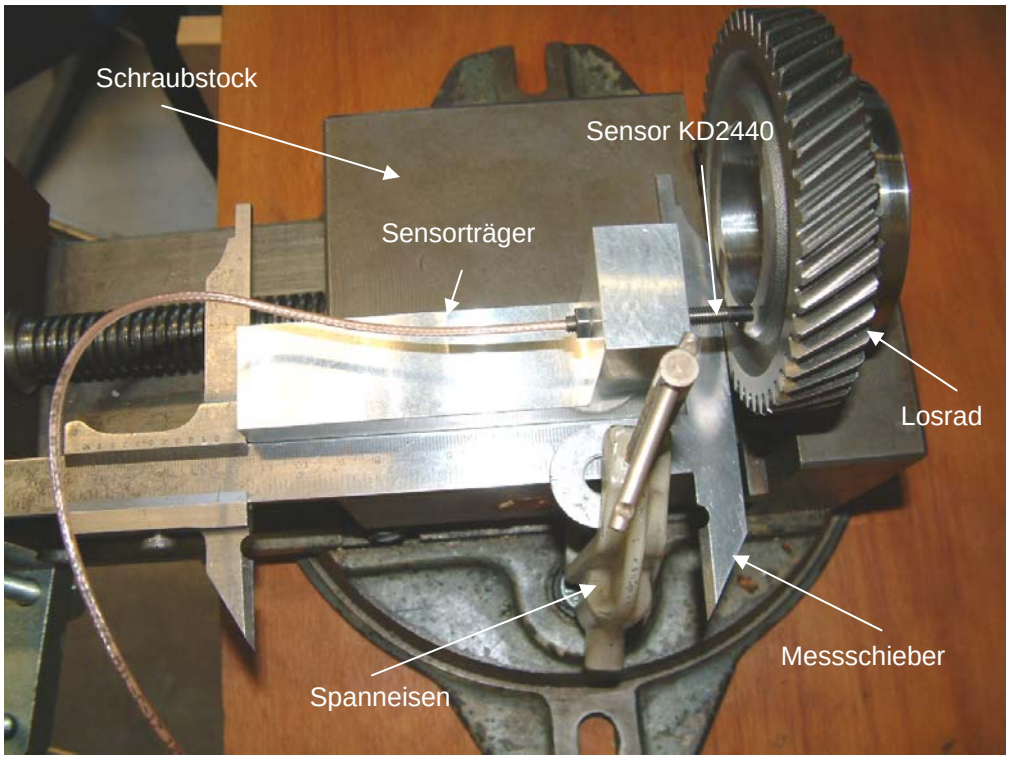


Bild 4.14: Testeinrichtung für Sensor KD 2440

Diese einfache Testeinrichtung (Bild 4.14) besteht aus vier einzelnen Komponenten: Schraubstock, Sensorträger, Messschieber und Spanneisen. Das Funktionsprinzip dieser Testeinrichtung ist im Bild 4.15 dargestellt.

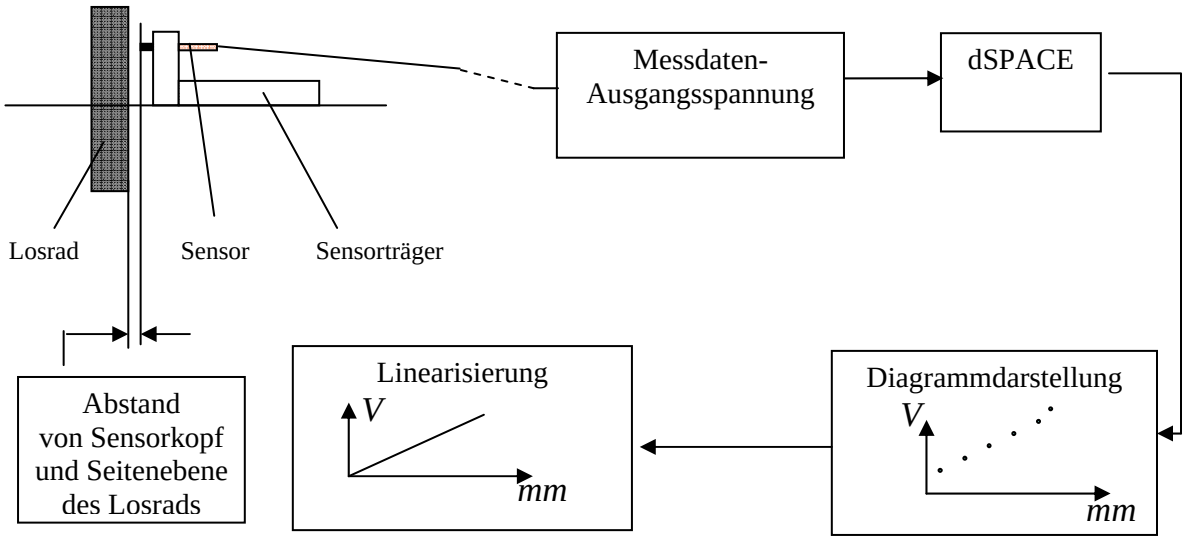


Bild 4.15: Funktionsprinzip Testeinrichtung im Bild 4.14

Für einen ausgewählten Messpunkt an der Seiteebene des Losrads wurden acht Messungen durchgeführt. Die Mittelwerte werden ermittelt, siehe Tabelle 4.4.

Tabelle 4.4: Messwerten für eine Messpunkt an der Seitenebene des Losrads

Mess. Nr/ mm	1 (V)	2 (V)	3 (V)	4 (V)	5 (V)	6 (V)	7 (V)	8 (V)	Durchschnitt (V)
0,4	3,643	3,638	3,467	3,472	3,354	3,35	3,442	3,438	3,4755
0,5	4,375	4,38	4,258	4,253	4,438	4,429	4,395	4,385	4,364125
0,6	5,43	5,42	5,313	5,308	5,425	5,42	5,342	5,337	5,374375
0,7	6,113	6,108	6,104	6,113	6,167	6,133	6,069	6,055	6,10775
0,8	6,802	6,816	6,934	6,924	6,86	6,855	6,797	6,782	6,84625
0,9	7,349	7,329	7,476	7,485	7,534	7,549	7,568	7,563	7,481625
1,0	7,944	7,954	7,988	7,979	8,022	8,027	8,042	8,032	7,9985
1,1	8,638	8,652	8,677	8,682	8,682	8,667	8,73	8,721	8,681125
1,2	9,204	9,219	9,375	9,39	9,194	9,204	9,258	9,263	9,263375
1,3	9,639	9,658	9,688	9,702	9,683	9,673	9,644	9,653	9,6675

Wegen der Ablesefehler haben die abgelesenen Werte mit den Abständen von 0,4 mm und 0,5 mm größere Messfehler als die Messwerte mit den anderen größeren Abständen. Deswegen werden nur die Mittelwerte der Messungen mit den Abständen 0,6 mm bis 1,3 mm genommen und linearisiert. Die Linearkurve ist mit einer Formel wie im Bild 4.16 beschrieben. Durch diese Formel kann später bei den Messungen die Ausgangsspannung des Sensors zu dem Abstand zwischen Sensor und Losrad umgerechnet werden.

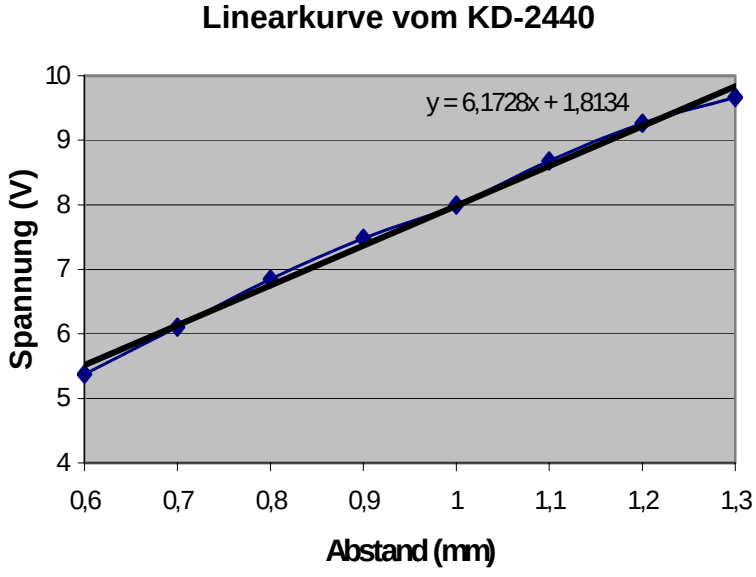


Bild 4.16: Linearkurve von KD 2440

5 Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten des Losrads

Die Eingangssignale zur Aktivierung der aktiven Maßnahmen resultieren aus der mechanischen Grundstruktur (siehe Bild 1.1 des Kapitels 1). Die von den Aktoren erzeugten Kräfte oder Momente wirken wieder auf die Grundstruktur zurück. Die aktive Lösung soll die Anforderungen der Grundstruktur je nach ihrem Betriebszustand individuell ausfüllen.

Es ist für die Entwicklung der aktiven Maßnahme sehr wichtig, die individuellen Anforderungen der Grundstruktur in unterschiedlichen Betriebeszuständen zu ermitteln. Durch das Ermittlungsergebnis von individuellen Anforderungen kann das Lastenheft für die gesamte Entwicklung ausgearbeitet werden. Das Lastenheft ist eine wichtige Ausgangsbasis für die weitere systematische Konstruktion. Deshalb leistet die richtige Untersuchung der Grundstruktur einen wichtigen Beitrag für die gesamte Entwicklung.

Zur Untersuchung der Grundstruktur gibt es in der Regel zwei Möglichkeiten: Zum einen die theoretische Untersuchung, wie z.B. Berechnungen und Simulation, zum anderen die experimentelle Untersuchung. Aufgrund des komplizierten dynamischen Verhaltens der Losradbewegung ist eine genaue Simulation sehr schwierig. Die Studie der vorhandenen Simulationen zeigt auch, dass viele Parameter und Faktoren in der Simulation vernachlässigt werden müssen. Die Simulationsergebnisse müssen oft durch einen Korrekturfaktor den Experimenten angepasst werden. Dadurch stimmen in vielen Fällen die Simulationsergebnisse nicht mit den Experimenten überein.

Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit den experimentellen Untersuchungen besondere Aufmerksamkeit geschenkt. Die Untersuchung der Grundstruktur wird durch Experimente bewältigt. Der umgebaute Prüfstand und die ausgewählten Sensoren und Messeinrichtungen besitzen die beste Voraussetzung für die experimentellen Untersuchungen. Während der gesamten Untersuchungen wird versucht, die Realität so genau wie möglich darzustellen.

5.1 Untersuchung des Klapperns bei geradverzahnter Zahnradpaarung

5.1.1 Ziele

Die Losraddrehbewegung innerhalb der Flankenspiele des Festrads wurde bis jetzt immer mit Simulationen ermittelt (s. [5], [6] und [38]). Im Bild 5.1 sind diese Simulationsergebnisse dargestellt. Bei der Identifikation von Verdrehflanken- und Axialstöße von schrägverzahnten Zahnrädern hilft der Beschleunigungssensor. In bisherigen experimentellen Untersuchungen wurde ein Beschleunigungssensor am Getriebegehäuse angebracht und dadurch die Körperschallimpulse ermittelt. Parallel mit der zeitgleichen Aufzeichnung des Verlaufs der Winkelbeschleunigung an der Getriebeeingangswelle konnten eventuelle Verdrehflankenstöße und Axialstöße erkannt werden, Bild 5.1.

Eigentlich ist die Identifikation der Verdrehflankenstöße und Axialstöße mit dem Körperschall wie im Bild 5.1 nicht plausibel. Zum einen kann der Beschleunigungssensor nur indirekt die Schwingungen vom Getriebegehäuse messen, aber das Schwingungsverhalten des Gehäuses ist leider nicht mit der Losradschwingung identisch. Zum anderen konnte der zeitliche Zusammenhang zwischen Winkelbeschleunigung, Verdrehflankenstöße und Axialstöße nur durch theoretische Überlegungen vorgenommen und noch nicht in Experimenten verifiziert werden.

Um die Eigenschaften von Verdrehflankenstößen und Axialstößen getrennt untersuchen und die Losraddrehbewegung messen zu können, wurde in dieser Arbeit eine Vergleichsmessung durchgeführt. Eine geradverzahnte Zahnradpaarung wurde speziell für diese Messung konstruiert. Diese Zahnradpaarung hat das gleiche Verdrehflankenspiel wie die Erste-Gang-Zahnradpaarung im Elementarprüfgetriebe. Gegenüber einer schrägverzahnten Zahnradpaarung bietet eine geradverzahnte Zahnradpaarung für die Untersuchungen zwei große Vorteile:

- Eine Geradverzahnung hat in der Regel weniger Zähne im Eingriff als eine Schrägverzahnung. Die Berührungsflächen zwischen zwei geradverzahnten Zahnrädern sind geringer als bei schrägverzahnten Zahnrädern. Ein geradverzahntes Getriebe ist in der Verdrehrichtung noch empfindlicher gegen Torsionsschwingungen, die Verdrehflankenstöße sind dadurch stärker als bei schrägverzahnter Zahnradpaarung. Je stärker die Verdrehflankenstöße sind, desto einfacher ist die Identifikation bei der Messung.

- Bei der Geradverzahnung treten keine Axialkräfte und somit auch keine Axialstöße auf, eine gezielte Untersuchung der Verdrehflankenstöße ist daher möglich.

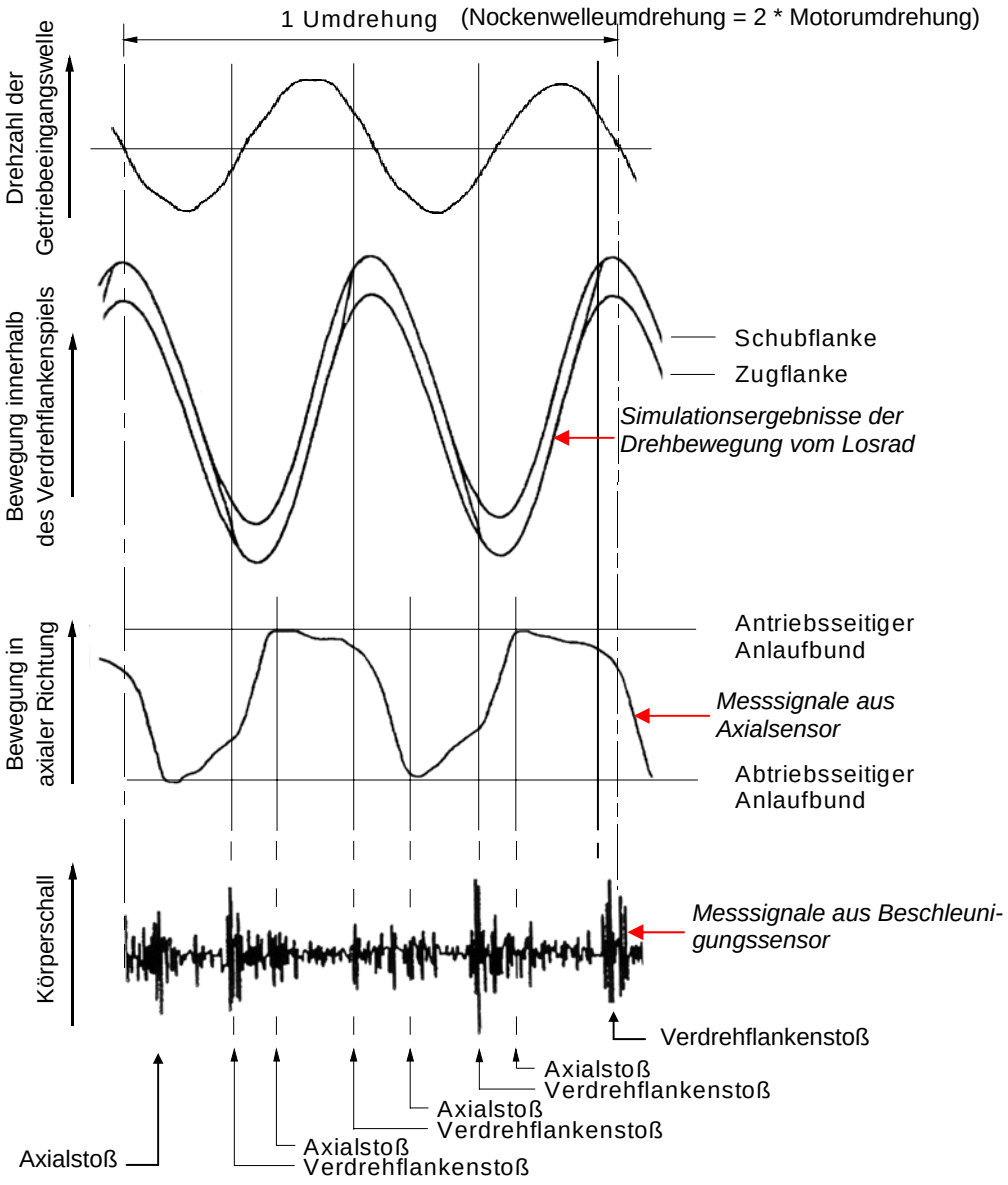


Bild 5.1: Losradbewegung mit zugehöriger Körperschallanregung [6]

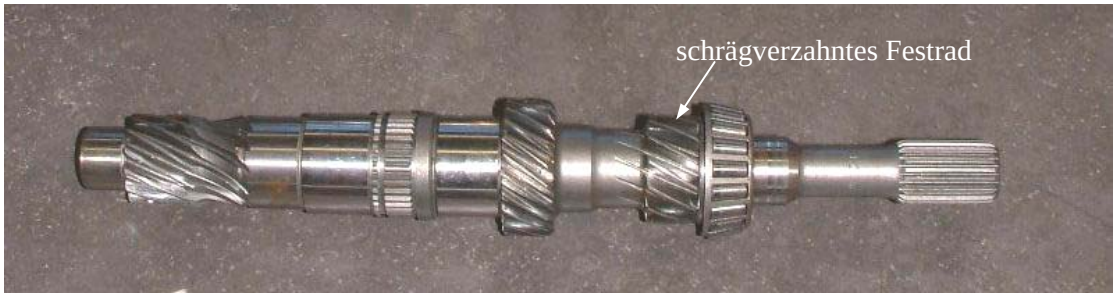
5.1.2 Konstruktion

Es wurden ein geradverzahntes Losrad und eine Eingangswelle mit einem geradverzahnten Festrad konstruiert und gefertigt. Bei der Auswahl der Konstruktionsparameter für die geradeverzahnte Zahnradpaarung wurde darauf geachtet, möglichst viele geometrische Parameter der schrägverzahnten Zahnradpaarung zu übernehmen. Damit sollen die Eigenschaften der Schrägverzahnung durch die Messergebnisse der Geradeverzahnung teilweise abgebildet werden können. In der Tabelle 5.1 sind die Vergleichsdaten zwischen der originalen schrägverzahnten Zahnradpaarung und der geradverzahnten Zahnradpaarung dargestellt.

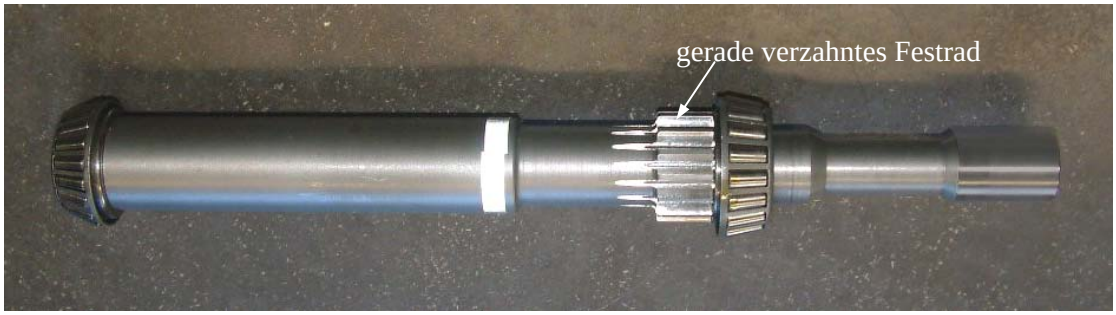
Tabelle 5.1: Vergleichsdaten zwischen Schrägverzahnung und Geradverzahnung

	Originale Schrägverzahnung	Sonderfertigung Geradverzahnung
Zähnezahl	13(Festrad) und 42 (Losrad)	14(Festrad) und 46 (Losrad)
Übersetzung	3,231	3,286
Normalmodul	2,4 mm	2,5 mm
Normaleingriffswinkel α_n	20°	20°
Schrägungswinkel und Richtung	β=26° LH	0
Achsabstand	75.0 ± 0.015 mm	75.0 ± 0.015 mm
Profilverschiebungsfaktoren (x_1, x_2)	x_1= 0,039 , x_2= 0,654	Keine Profilverschiebung x_1= 0, x_2= 0
Verdrehflankenspiel	Bei 20°C: 0,033-0,115 mm	DIN 3967 cd26 Bei 20°C, 0,009-0,129 mm

Der Vergleich von der geradeverzahnten Eingangswelle und der originalen schrägverzahnten Eingangswelle ist im Bild 5.2 darstellt. Bild 5.3 zeigt das geradeverzahnte und das schrägverzahnte Losrad. Viele Konstruktionsdetails von der Originalwelle und dem Originallosrad werden bei der geradeverzahnten Welle und Losrad nicht berücksichtigt, sofern sie für den Versuch irrelevant sind.

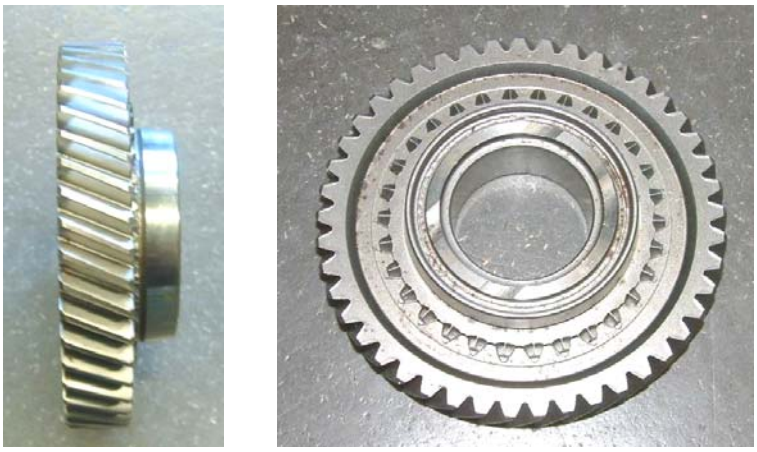


a) Originale schrägverzahnte Eingangswelle

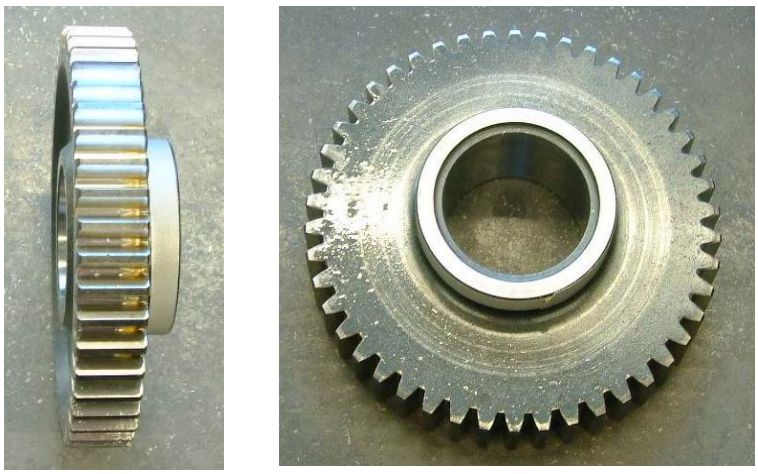


b) konstruierte geradeverzahnte Eingangswelle

Bild 5.2: Vergleich der schrägverzahnten und geradeverzahnten Eingangswelle



a) Originales schrägverzahntes Losrad



b) konstruiertes geradeverzahntes Losrad

Bild 5.3: Vergleich des schrägverzahnten und geradeverzahnten Losrads

5.1.3 Durchführung der Messung und Messergebnisanalyse

Das geradverzahnte Losrad wurde mit dem originalen Nadellager auf der originalen Zwischenwelle eingebaut. Die Eingangswelle und die Zwischenwelle mit der geradverzahnten Zahnradpaarung wurden ebenfalls mittels des originalen Kegelrollenlagers im Gehäuse des Elementarprüfgetriebes gelagert. Bild 5.4 zeigt das Elementarprüfgetriebe mit geradeverzahnter Zahnradpaarung. Für die Drehzahlerfassung mit dem optischen Messgerät „Polytec-Vibrometer“ wurden Reflektionsfolien auf dem Axialbund des Losrads und der Eingangswelle geklebt.

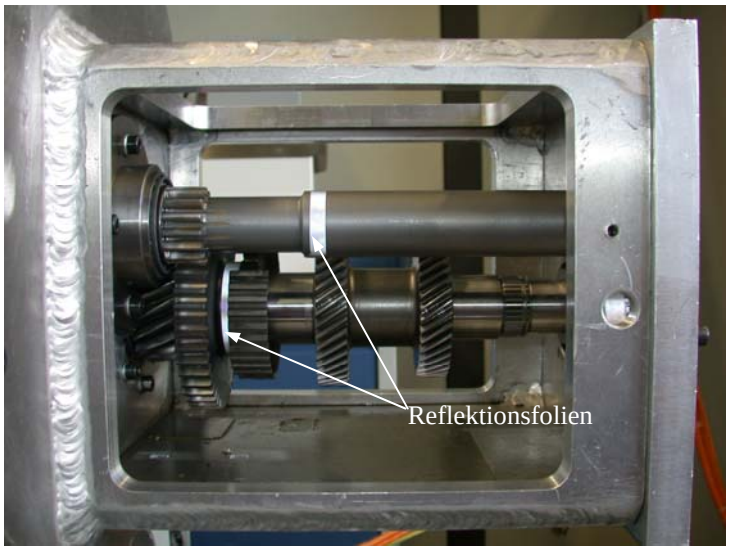


Bild 5.4: Elementarprüfgetriebe mit geradeverzahnter Zahnradpaarung

Die Drehzahl des Festrads entspricht der Drehzahl der Getriebeeingangswelle und der Drehzahl des Motors, deshalb lässt sich durch den Inkrementalgeber hinter dem Motor die Drehzahl des Festrads genau erfassen.

Die Drehzahl des Losrads wird mit dem optischen Messgerät „Polytec-Vibrometer“ gemessen. Messeinrichtungen und die Messstrahlpunkte am Losrad sind im Bild 5.5 dargestellt.

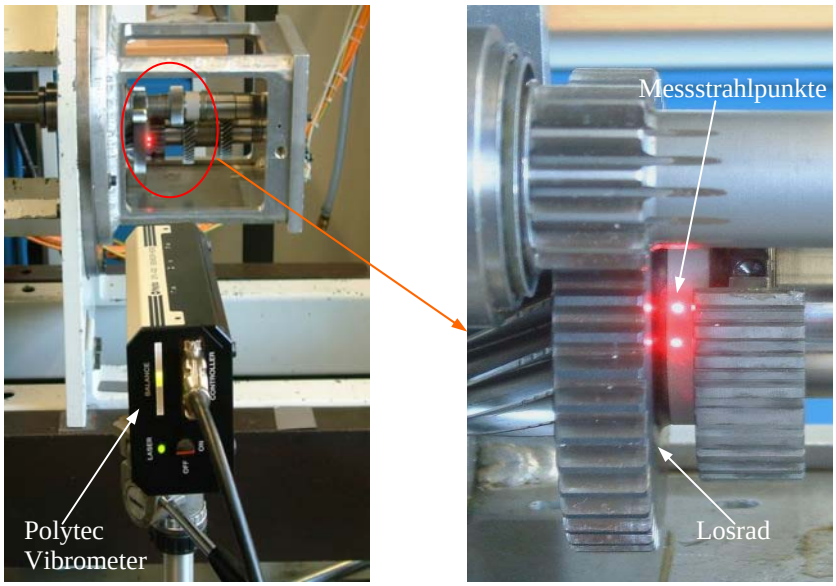


Bild 5.5: Messstrahlpunkte am Losrad

Wenn man dem Prüfstand eine Eingangsdrehzahl von n_{ein} = 250 U/min, Eingangswinkelbeschleunigung $\hat{\omega}_{Ein}$ = 700 Rad/s^2 vorgibt, bekommt man Drehzahlmessergebnisse, die im Bild 5.6 dargestellt sind. Die Ist-Motordrehzahl (n_{Ist}) im Bild 5.6 beträgt 245

U/min, die Ist- Winkelbeschleunigungsamplitude ($\hat{\omega}_{Ist}$) 930 Rad/s^2. Der Unterschied zwischen Eingangssignalen und Ist-Signalen liegt am Spannungsverlust in den Kabeln und der Motorregelung (s. Kap. 4.1.2).

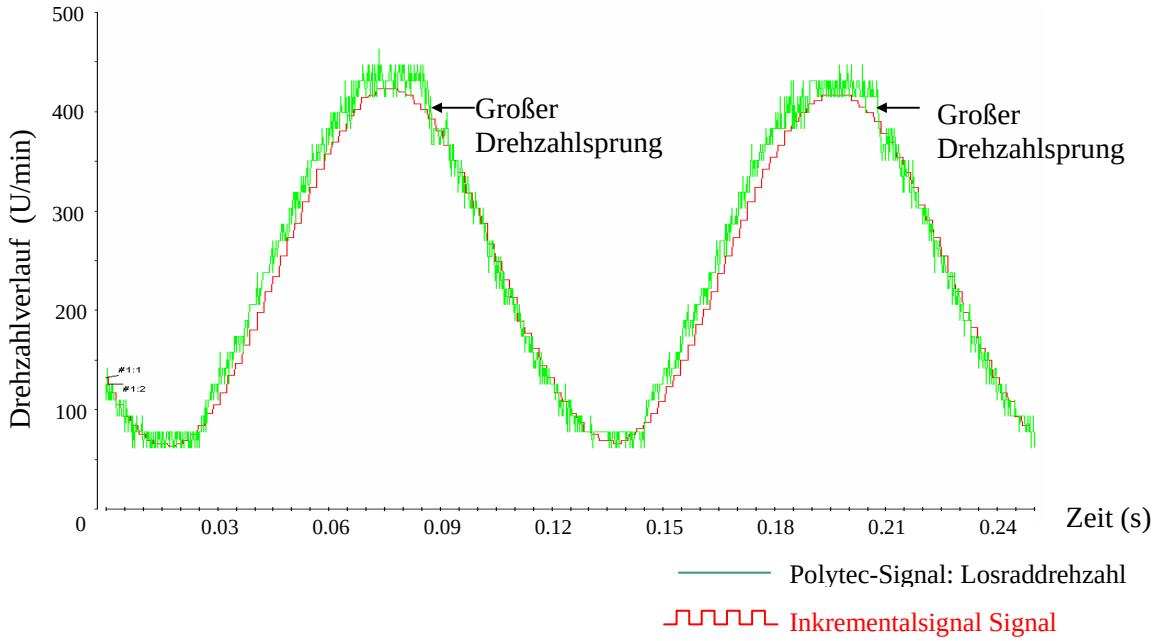


Bild 5.6: Drehzahlverlauf des Fest- und Losrads, n_{ein} = 250 U/min, $\hat{\omega}_{Ein}$ = 700 Rad/s^2, (n_{Ist} = 245 U/min, $\hat{\omega}_{Ist}$ = 930 Rad/s^2)

Im Kapitel 4.2.2 wird der systematische Messfehler vom Gerät „Polytec“ analysiert. Um diese Messergebnisse deutlicher darzustellen, wird der systematische Messfehler manuell ausgefiltert. Die bearbeiteten Messergebnisse sind im Bild 5.7 dargestellt.

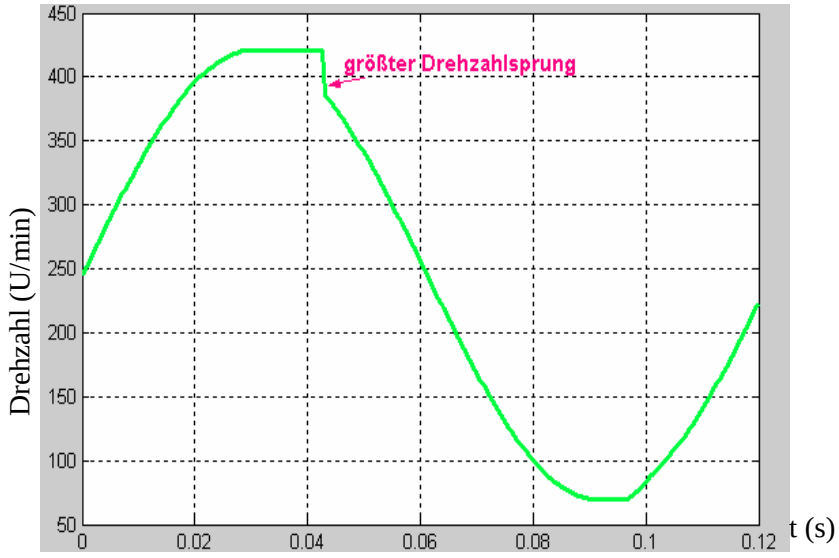


Bild 5.7: bearbeitetes Drehzahlverlauf des Losrads, n_{ein} = 250 U/min, $\hat{\omega}_{Ein}$ = 700 Rad/s^2, (n_{Ist} = 245 U/min, $\hat{\omega}_{Ist}$ = 930 Rad/s^2)

Auf der Messkurve und der bearbeiteten Kurve ist deutlich zu erkennen, dass ein deutlicher Drehzahlsprung des Losrads in einer Schwingungsperiode besteht. Dieser Drehzahlsprung kann nur durch einen Verdrehflankenstoß zwischen Losrad und Festrad verursacht werden. Die anderen Drehzahlsprünge sind in der Messkurve unerkennbar oder so gering, dass man sie vernachlässigen kann.

Durch die Messkurve und die bearbeiteten Kurve kann der Drehverlauf des Losrads in einer Schwingungsperiode in vier Phasen unterteilt werden:

1. **Beschleunigungsphase des Festrads:** Das Festrad treibt das Losrad, dadurch wird das Losrad mit dem Festrad zusammen beschleunigt. Bei diesen Vorgängen können sich sehr kleine Flankenstöße zwischen Losrad und Festrad ergeben, die jedoch vernachlässigbar sind. Das Losrad beschleunigt fast kontinuierlich, bis es zusammen mit dem Festrad gleichzeitig seine höchste Drehgeschwindigkeit erreicht.

2. **Anfang der Verzögerungsphase des Festrads:** Sobald das Festrad seine maximale Drehgeschwindigkeit erreicht, fängt es wieder an zu verzögern. Das Losrad bleibt aber aufgrund seines Beharrungsvermögens noch eine Zeit lang bei seiner höchsten Geschwindigkeit, im Bild 5.6 dauert es ungefähr 0,013 s.

3. **Verdrehflankenstöße zwischen Losrad und Festrad**: Die Festraddrehzahl hat sich nach diesen 0,013 s schon teilweise reduziert und ist deutlich langsamer als das Losrad. Jetzt stößt das Losrad an die Schubflanken des Festrads. Durch diesen Stoß ist die Losraddrehzahl deutlich langsamer geworden, auch langsamer als das Festrad.

4. **Mitte und Ende der Verzögerungsphase des Festrads:** Das Festrad treibt wieder das Losrad an. Das Losrad verzögert sich fast kontinuierlich zusammen mit dem Festrad. Es gibt keinen großen Drehzahlunterschied zwischen beiden Zahnrädern und deshalb auch keine großen Verdrehflankenstöße.

Unter niedrigen und mittleren Eingangsdrehzahl (bis 600 U/min), lassen sich diese vier Phasen durch die Messergebnisse nachvollziehen. Der größte Verdrehflankenstoß in jeder Schwingungsperiode existiert immer nur in der Nähe der maximalen Drehgeschwindigkeit des Festrads. Im Bild 5.8 ist das Messergebnis der Losraddrehzahl unter einer Eingangsgrunddrehzahl n_{ein} = 600 U/min (n_{Ist} = 589 U/min) und einer Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\ddot{\omega}}_{Ein}$ = 1500 Rad/s^2 ($\hat{\ddot{\omega}}_{Ist}$ = 1200 Rad/s^2) dargestellt.

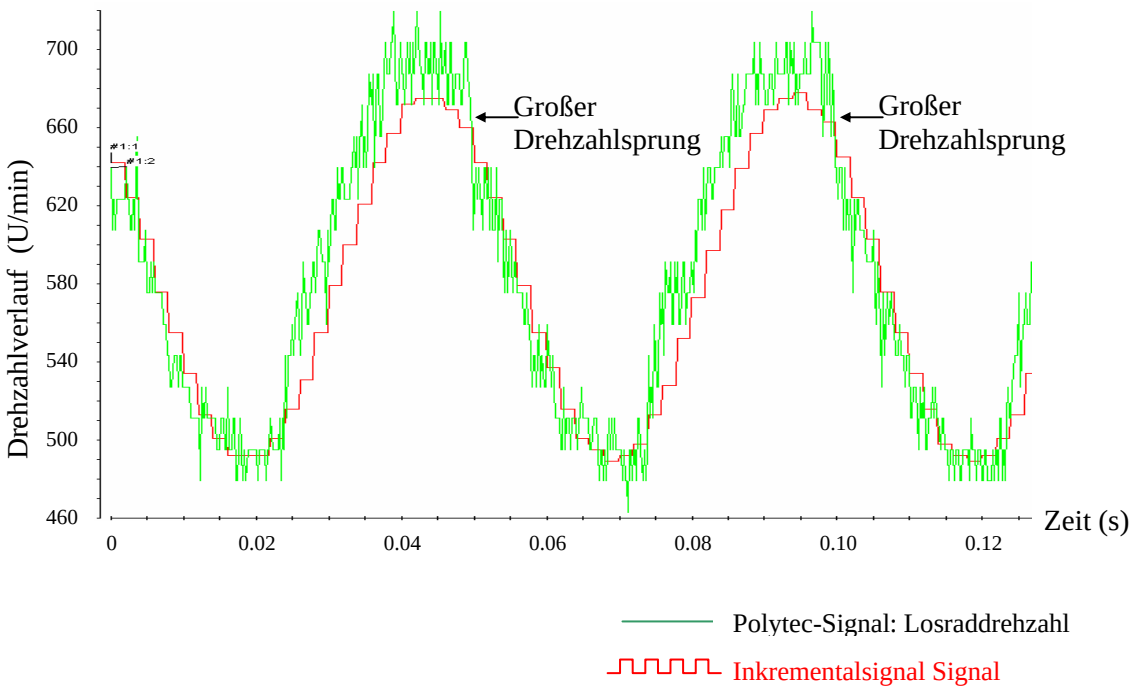


Bild 5.8: Drehzahlverlauf des Fest- und Losrads, n_{ein} =600 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ =1500 Rad/s^2, (n_{Ist} = 589 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1200 Rad/s^2)

Bild 5.9 zeigt eine starke Schwingungsanregung.

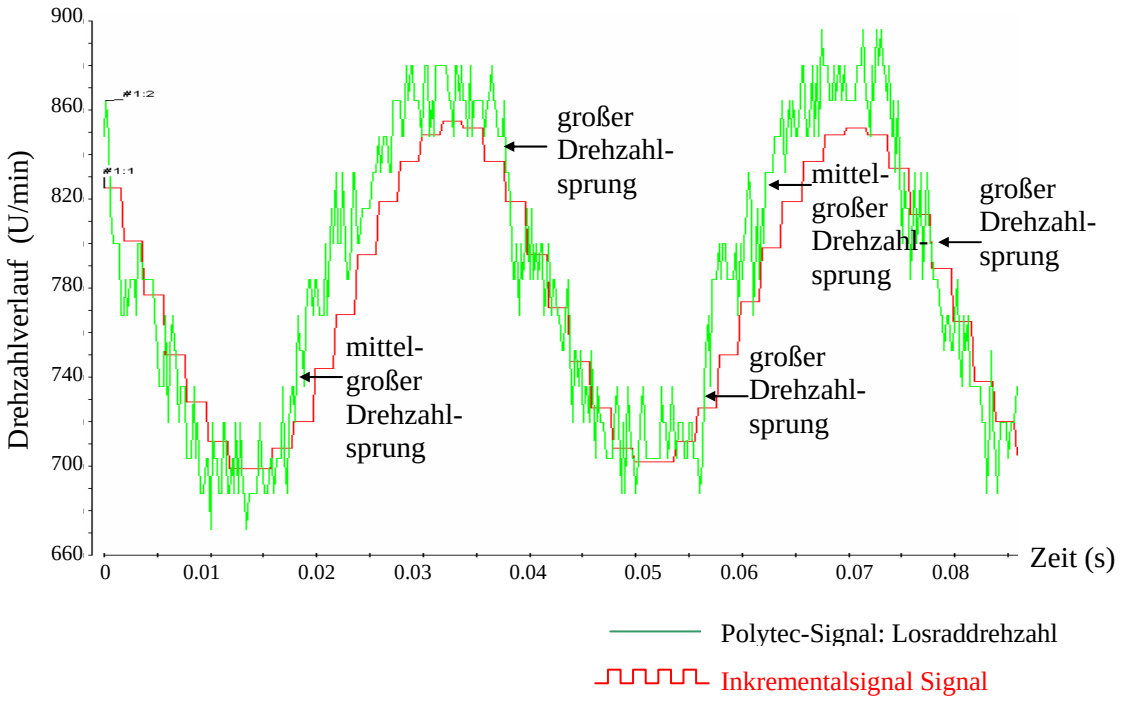


Bild 5.9: Drehzahlverlauf des Fest- und Losrads, n_{ein} = 800 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 2500 Rad/s^2, (n_{Ist} = 786 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1315 Rad/s^2)

Unter der Schwingungsanregung im Bild 5.9 können sich auch mittelgroße und große Verdrehflankenstöße während der Beschleunigungsphase des Festrads (Phase 1) ergeben. Ein direkter Zusammenhang zwischen den Verdrehflankenstößen und dem Drehzahlverlauf des Festrads ist nicht nachvollziehbar.

Die meisten Motoren haben eine Leerlaufdrehzahl zwischen 600 U/min und 900 U/min, mit Klimaanlage zwischen 800 und 1200 U/min. Kleine Motoren haben oft eine höhere Leerlaufdrehzahl als große Motoren. Wenn ein Motor eine durchschnittliche Leerlaufdrehzahl von 800 U/min hat, ist der Zusammenhang zwischen den Verdrehflankenstößen und dem Drehzahlverlauf des Festrads bei einer geradeverzahnten Zahnradpaarung leider nicht direkt nachvollziehbar.

5.2 Untersuchung des Klapperns bei schrägverzahnter Zahnradpaarung

5.2.1 Ziele

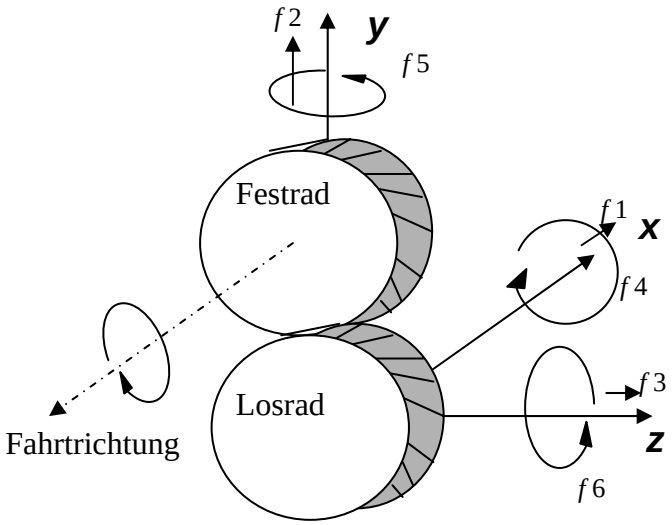


Bild 5.10: Freiheitsgrade des Losrads

Entsprechend dem Zahnflankenspiel sowie dem radialen und axialen Lagerspiel hat das Losrad einen rotatorischen Freiheitsgrad in der Drehrichtung um die Wellenachse (*f4* im Bild 5.10) und drei translatorische Freiheitsgrade in der X, Y und Z Richtung (*f1, f2 und f3* im Bild 5.10). Aufgrund der Kippmöglichkeiten innerhalb des Lagerspiels sind zwei weitere Drehfreiheitsgrade – senkrecht zur Wellenachse und um die Z- und Y-Achse gegeben (*f5* und *f6* im Bild 5.10).

Translatorische Bewegungen in der Z und Y Richtung (*f2* und *f3*) sind innerhalb des radialen Lagerspiels möglich. Das Lagerspiel liegt ungefähr bei 0,03 mm. In der X-Richtung beträgt das Axialspiel in der Regel 0,2 mm bis 0,4 mm und ist damit um eine Größenordnung größer als das radiale Spiel. Deswegen kann man *f2* und *f3* (die translatorische Bewegungen innerhalb des radialen Lagerspiels) vernachlässigen.

Die Losradbewegung ist stark vom dynamischen Verhalten des Festrads abhängig. Im trockenen Messzustand wirken auf das Losrad die Reibmomente aus dem Lagerbereich und aus dem Eingriffsbereich mit Festrad. Verdrehflankenstöße und Axialstöße können sich eventuell gegeneinander beeinflussen. Eine Beschreibung der Losradbewegung ohne richtige Messungen ist derzeit nicht möglich. Dennoch ist die richtige Identifikation der Losradbewegung eine Voraussetzung für eine aktive Beeinflussung der Losradbewegung. Aus diesem Grund wurden gezielte Messungen durchgeführt und die Messergebnisse analysiert. Entsprechende Lösungskonzepte konnten dadurch abgeleitet werden.

5.2.2 Versuchseinrichtung für Erfassung der Axialbewegung und Axialstöße

Die translatorische Losradbewegung in der Axialrichtung (X-Achse) und die Rotationsbewegungen um die Y-und Z-Achsen (Bild 5.11) konnte mit den Wirbelstrom-Sensorsystemen KD2440 ermittelt werden.

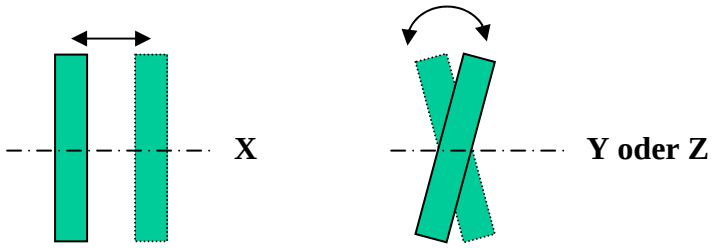


Bild 5.11: Bewegungsmöglichkeit des Losrads

Zur Bestimmung einer Ebenenbewegung reichen im Prinzip drei Punktbewegungen dieser Ebene aus. Der Bewegungszustand der Seitenebene des Losrads ist eine gemischte Bewegung aus der translatorischen Axialbewegung in der X-Achse und den Rotationsbewegungen um die Y-und Z-Achsen. Deshalb ist es möglich, durch die Analyse der Bewegung einer Seitenebene die Losradbewegungen für die drei Freiheitsgrade (*f1, f5* und *f6*) abzuleiten.

Vier symmetrische Messpunkte auf einer Seite des Losrads wurden für die Messung der Losradaxialbewegung ausgesucht, s. Bild 5.12.

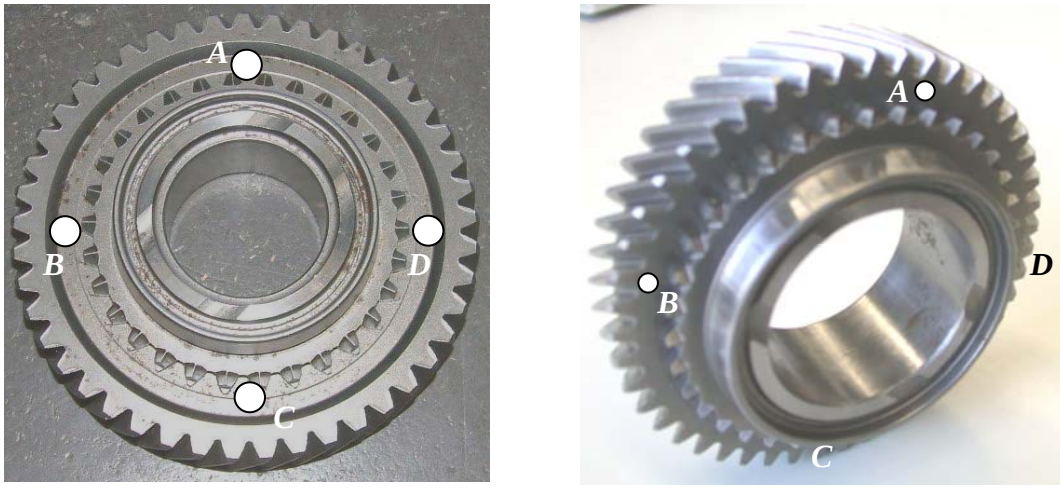


Bild 5.12: Symmetrische Messpunkte A, B, C, D für die Messung der Axialbewegung

Für die Messung wurde der im Bild 5.13 dargestellte Sensorring konstruiert und neben dem Losrad angeordnet. Der Abstand zwischen dem Sensorring und dem Losrad ist innerhalb 3 mm variierbar. Damit wird die Einstellung der besten Arbeitsposition des Sensorrings auf der Welle ermöglicht. In diesen Sensorring können bis zu vier Wirbelstromsensoren des Systems-2440 gleichzeitig eingebaut werden.

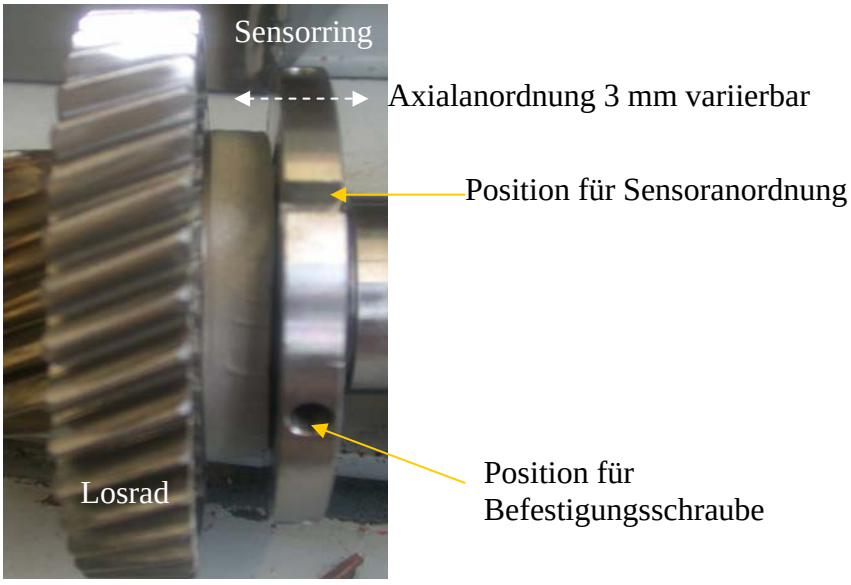


Bild 5.13: Sensorring für die Messung der Losradaxialbewegung

Drei KD2440 Sensorsysteme wurden für diese Messaufgabe eingesetzt, da mit drei Sensoren der Bewegungszustand einer Ebene bereits beschrieben werden kann. Vier symmetrische Messpunkte sind für die Messungen ausgewählt worden, s. Bild 5.12. Für jeden Betriebszustand wurden zwei Messungsschritte durchgeführt. Zuerst wurden die Axialbewegungen von den Positionen A, B, C mit drei Sensoren gemessen. Danach wurde der Sensorring umgedreht und die Axialbewegungen von den Positionen A, C, D mit den gleichen drei Sensoren gemessen. Durch die Zusammenfassung der Messergebnisse beider Messschritte kann der Bewegungszustand der Seitenebene in einem Betriebszustand analysiert werden. Die eventuell auftauchenden Messfehler, wie z.B. die Unplausibilität des Sensors, können ggf. durch die Zwei-Schritt-Messungen erkannt werden. Die eingebauten KD2440 Wirbelstromsensoren im Prüfstand sind im Bild 5.14 dargestellt.

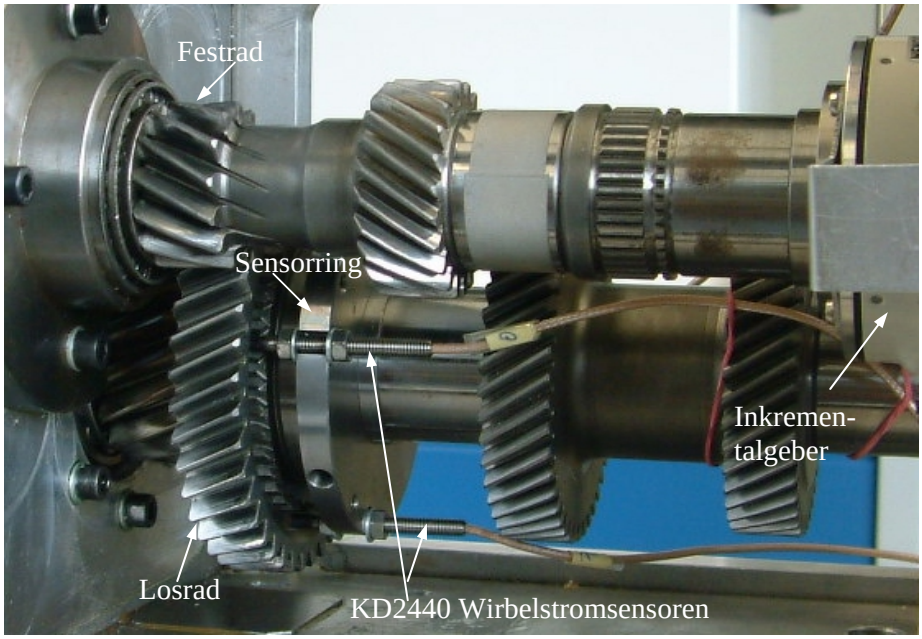


Bild 5.14: Einbau der KD2440 Wirbelstromsensoren im Prüfstand

5.2.3 Messung und Analyse der Axialbewegung und Axialstöße

Bei den Untersuchungen wurden zuerst Messungen mit einem Wirbelstromsensor durchgeführt, s. Bild 5.15. Es ermöglicht eine grobe Beurteilung der Messgenauigkeit des Messsystems KD-2440 im Prüfstand.

Wenn die Eingangswelle des Elementarprüfgetriebes sich mit einer konstanten Grunddrehzahl n_{ein} = 800 U/min (n_{Ist} = 786 U/min) dreht, dann hat das Losrad eine sehr kleine Schwingung in der Axialrichtung. Die Schwingungsamplitude dieser kleinen Schwingung beträgt nur 0,07 mm, s. Bild 5.16.

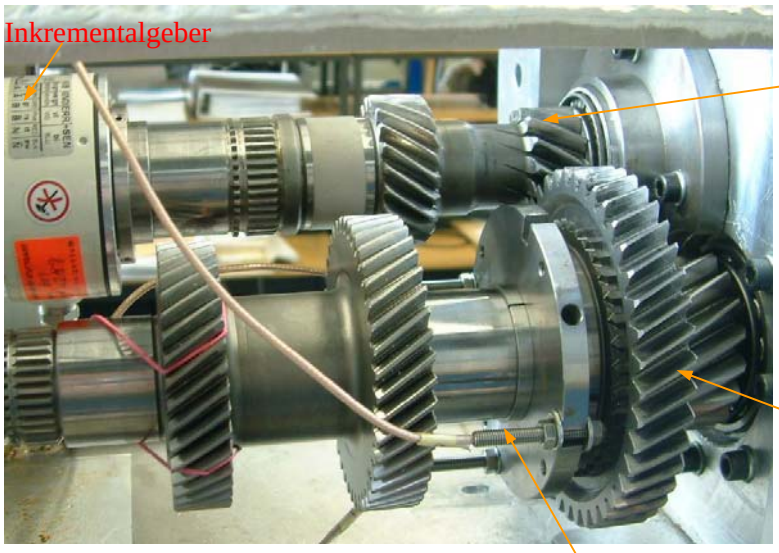


Bild 5.15: Sensorposition für die Messungsergebnisse im Bild 5.16 und Bild 5.17

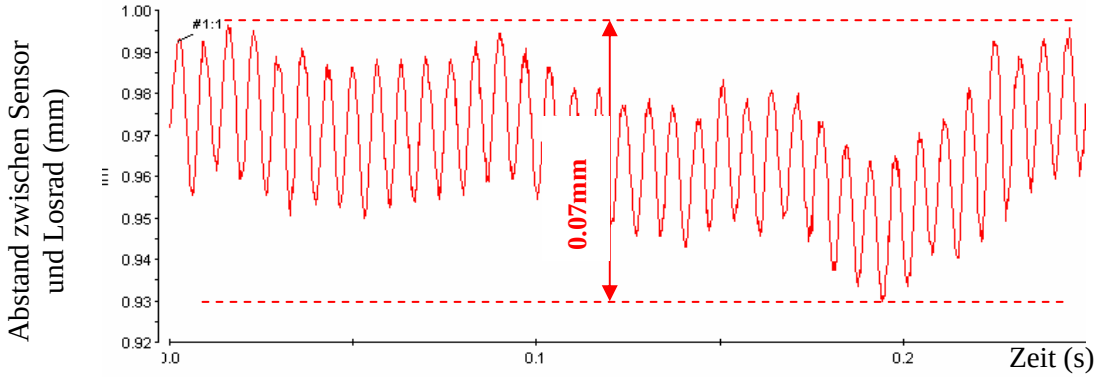


Bild 5.16: Losradaxialbewegung unter konstanter Getriebeeingangsdrehzahl

Unter der konstanten Getriebeeingangsdrehzahl schwingt das Losrad innerhalb von 0,07 mm in der Axialrichtung. Die Frequenz der kleinen Sinus-Axialschwingungen verläuft proportional zur Eingangsdrehzahl des Getriebes. Diese kleine Sinus-Axialschwingung hängt von den geometrischen Parametern der Zahnradpaarung ab, wie z.B. die Zähnezahl, der Überdeckungsfaktor der Schrägverzahnung. Ein genauer Zusammenhang zwischen dieser kleinen Sinusschwingung und den geometrischen Parametern des Losrads wurde in dieser Arbeit nicht erforscht.

Wenn die Eingangsdrehzahl des Elementarprüfgetriebes statt eines konstanten Wertes, einen Sinusverlauf hat, dann schwingt das Losrad deutlich stärker in der Axialrichtung s. Bild 5.17. Das Losrad schwingt innerhalb 0,275 mm in der Axialrichtung im Bild 5.17 ungefähr 4-fach stärker wie im Bild 5.16.

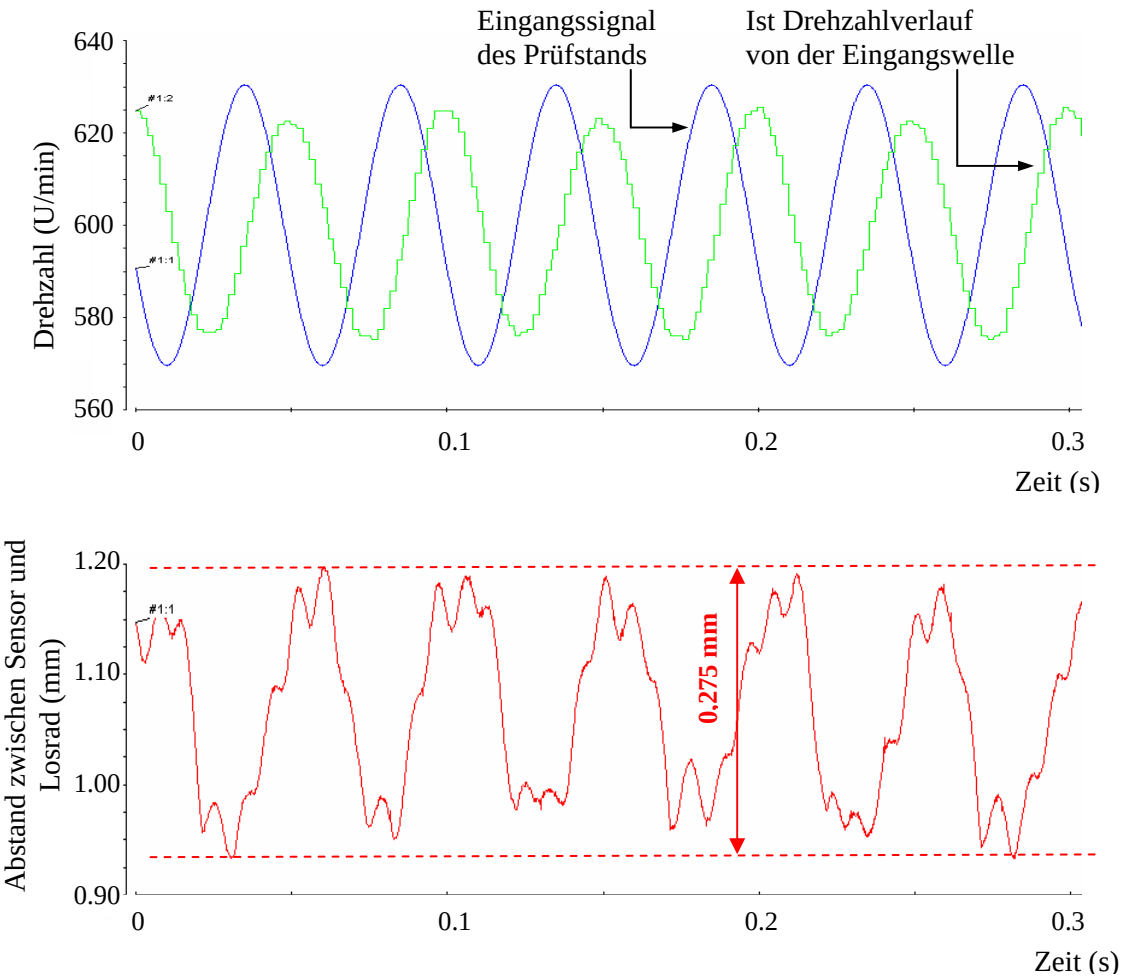


Bild 5.17: Losradaxialbewegung unter sinusförmiger Getriebeeingangsdrehzahl

Die Schwingungskurve des Losrads in der Axialrichtung ist die Addition zweier Schwingungen. Eine der von den Axialstößen verursachten Hauptschwingungen hat die gleiche Frequenz wie die Schwingungsfrequenz des sinuspulsierten Festrads. Das Axialspiel des Losrads auf der Welle beträgt ungefähr 0,3 mm und das Losrad schwingt innerhalb der Spielgrenzen. Zusätzlich tritt eine kleine Schwingung auf, die der großen Schwingung übergelagert ist. Diese kleinen Schwingungen treten auch unter konstanter Eingangsgrunddrehzahl auf, s. Bild 5.16.

Die Messungen der gesamten Axialbewegung des Losrades wurden mit drei Wirbelstromsensoren durchgeführt. Die Messergebnisse zeigen, dass die Axialbewegung des Losrads viel komplizierter als bisher angenommen ist. Die translatorische Bewegung in Axialrichtung und die zwei Rotationsbewegungen um die Y-und Z-Achse haben eine wechselseitig dominierende Rolle in den unterschiedlichen Betriebszuständen. Anhand folgender vier Beispiele werden die unterschiedlichen Bewegungsmöglichkeiten des Losrads in der Axialrichtung erläutert.

1. Eingangsgrunddrehzahl des Prüfstands n_{ein} = 200 U/min (n_{Ist} = 198 U/min), Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\omega}_{Ein}$ = 500 Rad/s² ($\hat{\omega}_{Ist}$ = 667 Rad/s²)

Zuerst werden drei Wirbelstromsensoren, wie im Bild 5.18 zu sehen, neben dem Losrad angeordnet. Der Sensor 1 liegt näher an dem Eingriffspunkt von Fest- und Losrad. Alle Sensorsignale werden bei den Messungen gleichzeitig aufgenommen. Bild 5.18 zeigt ein Messergebnis für folgende Parameter: Eingangsgrunddrehzahl des Prüfstands n_{ein} = 200 U/min (n_{Ist} = 198 U/min), Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\omega}_{Ein}$ = 500 Rad/s² ($\hat{\omega}_{Ist}$ = 667 Rad/s²).

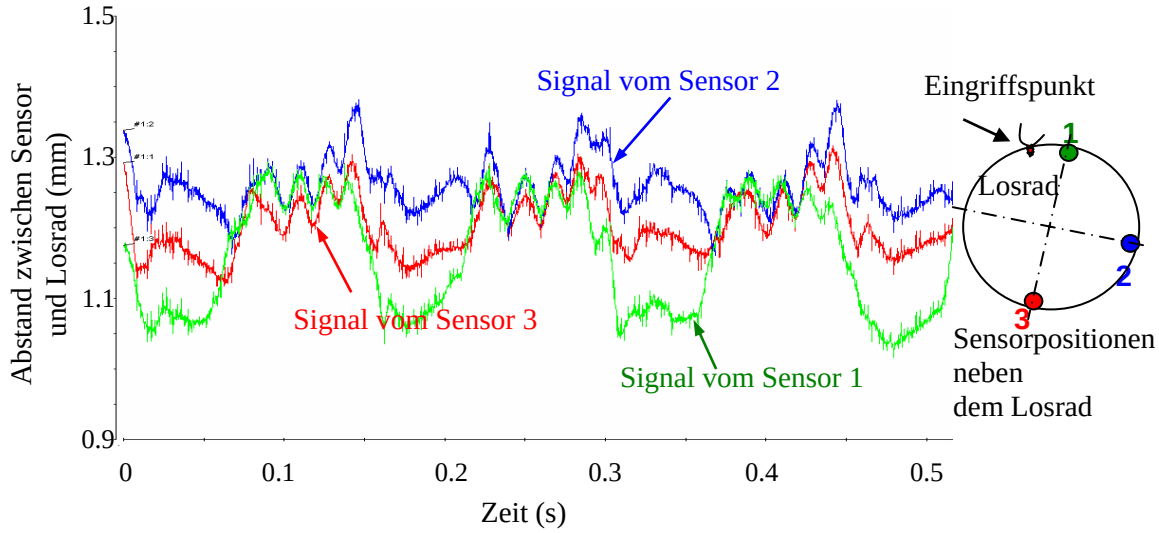


Bild 5.18: Sensorsignale bei der ersten Anordnung, n_{ein} = 200 U/min, $\hat{\omega}_{Ein}$ = 500 Rad/s², (n_{Ist} = 198 U/min, $\hat{\omega}_{Ist}$ = 667 Rad/s²)

Diese drei Signale haben die gleiche Schwingungsfrequenz aber unterschiedliche Schwingungsamplituden. Die Phasenverschiebungen zwischen diesen drei Schwingungen sind fast null. Die Analyse der Messsignale der drei Sensoren enthält Tabelle 5.2.

Tabelle 5.2: Analyse der Sensorsignale im Bild 5.18

	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3
Amplitude (mm)	0,22	0,16	0,15
Phasenverschiebung (°) (Angenommen: Phasenverschiebung vom Sensor 1 ist 0°)	0	0	0

Eine zweite Messung mit umgedrehtem Sensorring und Anordnung der Sensoren zeigt Bild 5.19. Die Analyse der Messsignale enthält Tabelle 5.3. Die Bereiche, die in der ersten Messung (Bild 5.18) nicht abgedeckt wurden, werden in dieser zweiten Messung berücksichtigt.

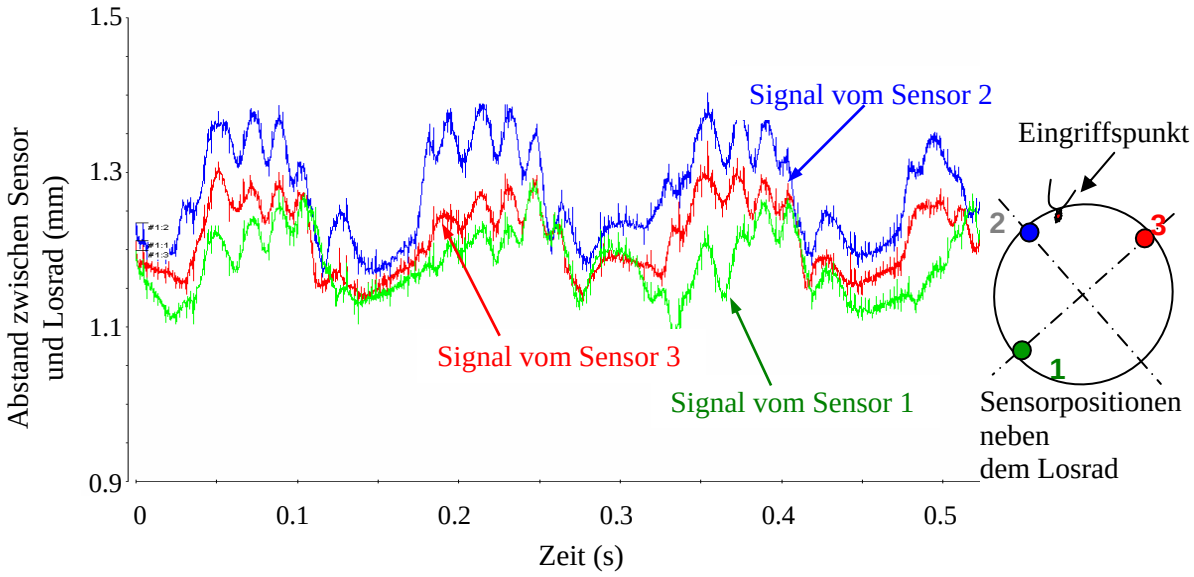
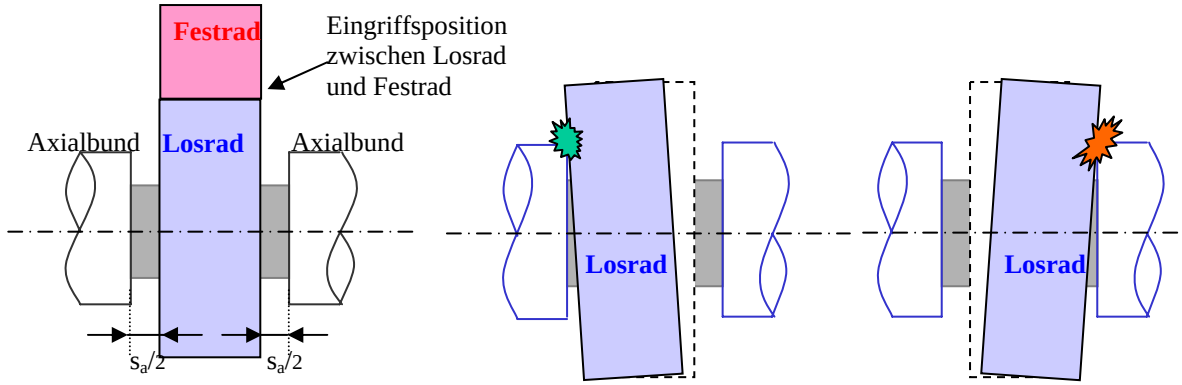


Bild 5.19: Sensorsignale bei der zweiten Anordnung, n_{ein} = 200 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 500 Rad/s², (n_{Ist} = 198 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 667 Rad/s²)

Tabelle 5.3: Analyse der Sensorsignale im Bild 5.19

	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3
Amplitude (mm)	0,15	0,20	0,15
Phasenverschiebung (°) (Angenommen: Phasenverschiebung vom Sensor1 ist 0°)	0	0	0

Aus der Zusammenfassung der Ergebnisse in Bild 5.18, Bild 5.19, Tabelle 5.2 und Tabelle 5.3 ist zu erkennen, dass sich das Losrad wie ein Pendel bewegt. Die Bereiche neben dem Eingriffspunkt mit dem Festrad besitzen die maximale Schwingungsamplitude. Die Bereiche, die weiter von dem Eingriffspunkt entfernt sind, weisen die minimale Schwingungsamplitude auf. Die Losradbewegung ist im Bild 5.20 dargestellt.



a) Eingriffsposition zwischen Losrad und Festrad

b) Losradbewegung innerhalb des Axialspiels s_a (Darstellung übertrieben)

Bild 5.20: Axialbewegungstendenz des Losrads unter niedriger Drehzahl

2. Eingangsgrunddrehzahl des Prüfstands n_{ein} = 600 U/min (n_{Ist} = 589 U/min), Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 600 Rad/s^2 ($\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 480 Rad/s^2)

Unter der ersten Sensoranordnung im Bild 5.21 wird die Losradaxialbewegung bei n_{ein} = 600 U/min (n_{Ist} = 589 U/min) und $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 600 Rad/s^2 ($\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 480 Rad/s^2) gemessen, siehe Bild 5.21.

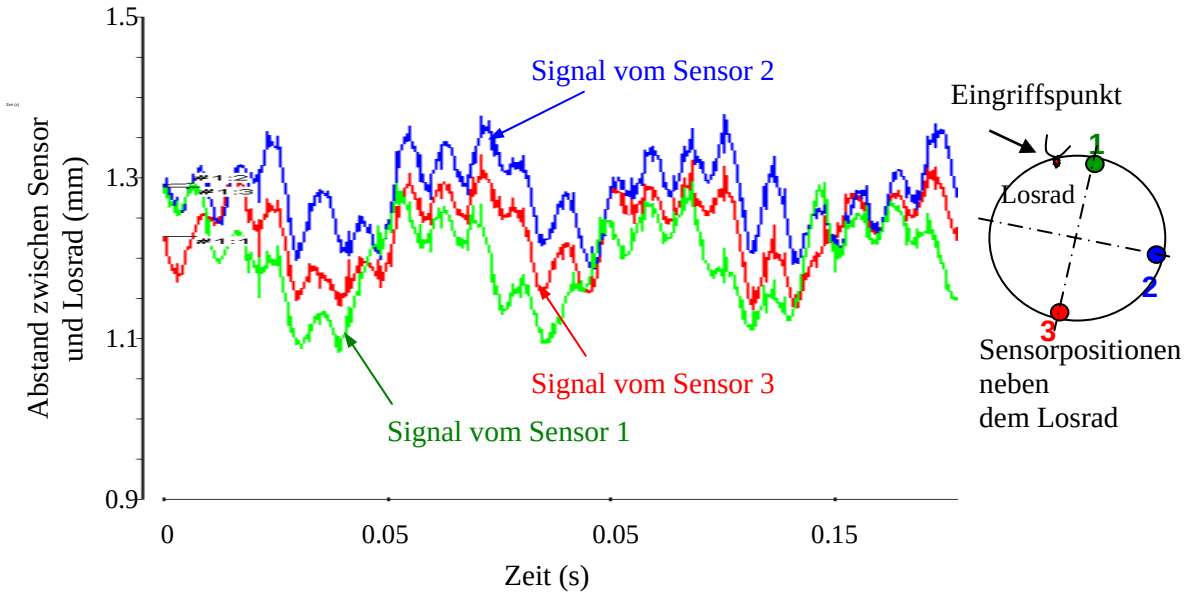


Bild 5.21: Sensorsignale bei der ersten Anordnung, n_{ein} = 600 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 600 Rad/s^2, (n_{Ist} = 589 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 480 Rad/s^2)

Bild 5.21 zeigt, dass alle drei Signale ähnliche Schwingungsamplituden aufweisen. Die Phasenverschiebungen zwischen diesen drei Schwingungen betragen fast null. Die Analyse der Messsignale der drei Sensoren steht in der nachfolgenden Tabelle:

Tabelle 5.4: Analyse der Sensorsignale im Bild 5.21

	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3
Amplitude (mm)	0,2	0,2	0,18
Phasenverschiebung (°) (Angenommen: Phasenverschiebung vom Sensor1 ist 0°)	0	0	0

Anschließend wurde der Sensorring umgedreht und die drei Sensoren wurden in Position 2 neben dem Losrad angeordnet. Die Messergebnisse und die Analyse zeigen Bild 5.22 und Tabelle 5.5.

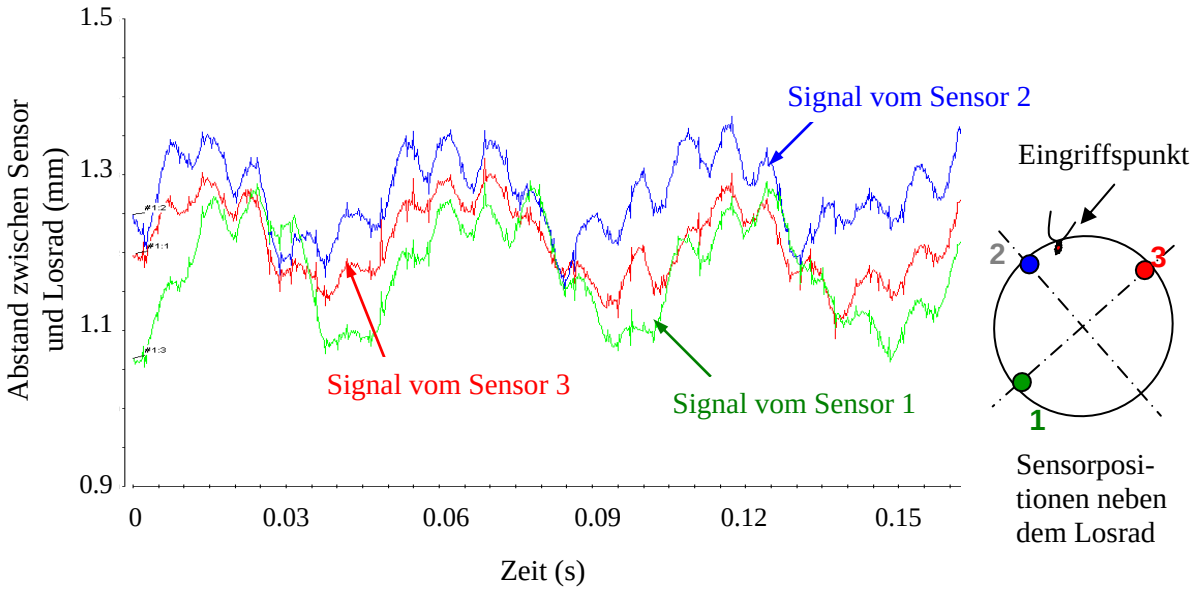
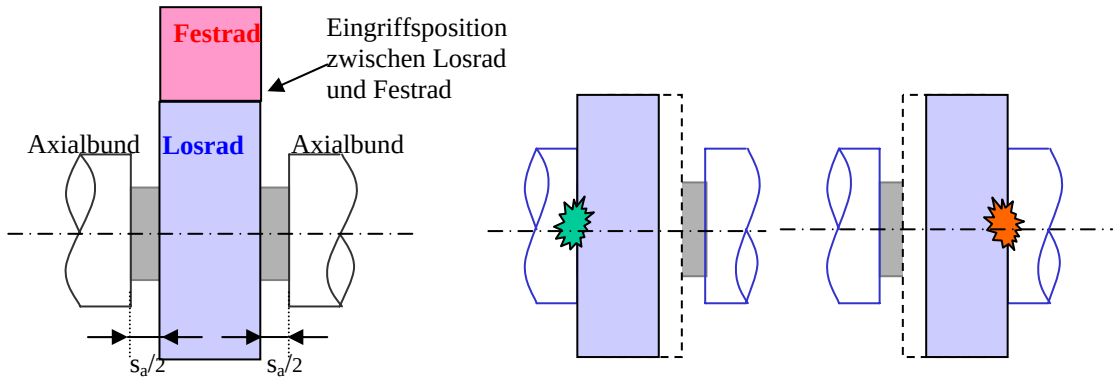


Bild 5.22: Sensorsignale bei der zweiten Anordnung, n_{ein} = 600 U/min, $\hat{\omega}_{Ein}$ = 600 Rad/s^2, (n_{Ist} = 589 U/min, $\hat{\omega}_{Ist}$ = 480 Rad/s^2)

Tabelle 5.5: Analyse der Sensorsignale im Bild 5.22

	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3
Amplitude (mm)	0,21	0,21	0,18
Phasenverschiebung (°) (Angenommen: Phasenverschiebung vom Sensor1 ist 0°)	0	0	0

Im Bild 5.22 existiert keine Phasenverschiebung zwischen diesen drei Messkurven. Alle drei Signale weisen ähnliche Schwingungsamplituden auf. Im Vergleich mit n_{ein} = 200 U/min und $\hat{\omega}_{Ein}$ = 500 Rad/s^2 hat Losrad unter n_{ein} = 600 U/min und $\hat{\omega}_{Ein}$ = 600 Rad/s^2 eine viel schwächere Pendelbewegung. Die Axialbewegung des Losrads liegt zwischen einer Pendelbewegung (s. Bild 5.20) und einer translatorischen Bewegung (s. Bild 5.23).



a) Eingriffsposition zwischen Losrad und Festrad

b) Losradbewegung innerhalb des Axialspiels s_a (Darstellung übertrieben)

Bild 5.23: Translatorische Axialbewegung des Losrads

3. Eingangsgrunddrehzahl des Prüfstands n_{ein} = 800 U/min (n_{Ist} = 786 U/min), Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 1000 Rad/s² ($\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 526 Rad/s²)

Die Losradaxialbewegung wird zunächst bei der ersten Sensoranordnung gemessen, s. Bild 5.24.

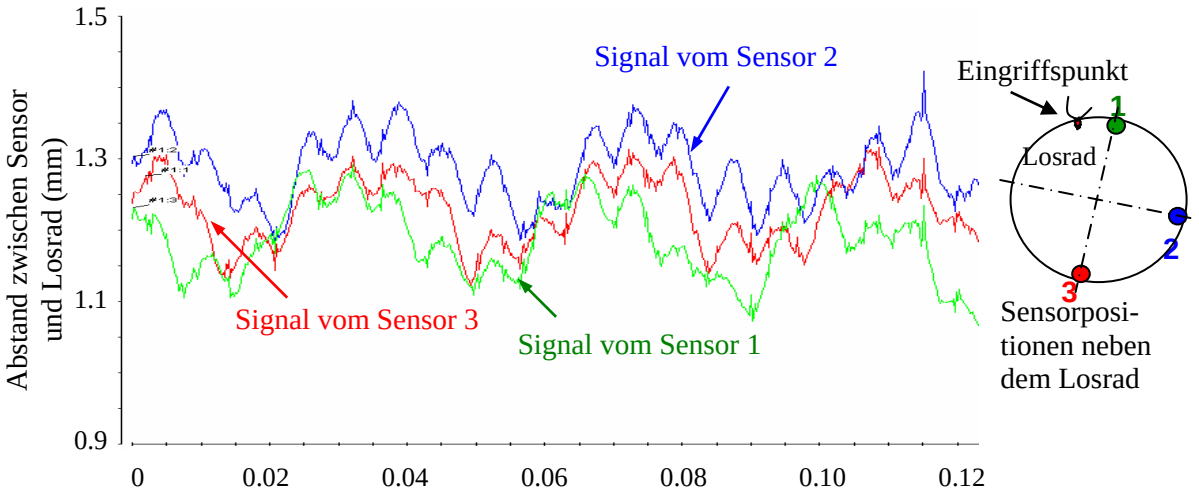


Bild 5.24: Sensorsignale bei der ersten Anordnung, n_{ein} = 800 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 1000 Rad/s², (n_{Ist} = 786 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 526 Rad/s²)

Die Phasenverschiebungen zwischen diesen drei Schwingungen betragen fast null. Die drei Signale haben fast die gleiche Schwingungsamplitude. Das Losrad bewegt sich translatorisch in der Axialrichtung, s. Bild 5.23. Die Analyse der Messsignale der drei Sensoren ist in Tabelle 5.6 ersichtlich.

Tabelle 5.6: Analyse der Sensorsignale in Bild 5.24

	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3
Amplitude (mm)	0,18	0,18	0,19
Phasenverschiebung (°) (Angenommen: Phasenverschiebung vom Sensor1 ist 0°)	0	0	0

Anschließend wurde der Sensorring umgedreht und die drei Sensoren wurden in Position 2 neben dem Losrad angeordnet. Die Messergebnisse und die Analyse zeigen Bild 5.25 und Tabelle 5.7.

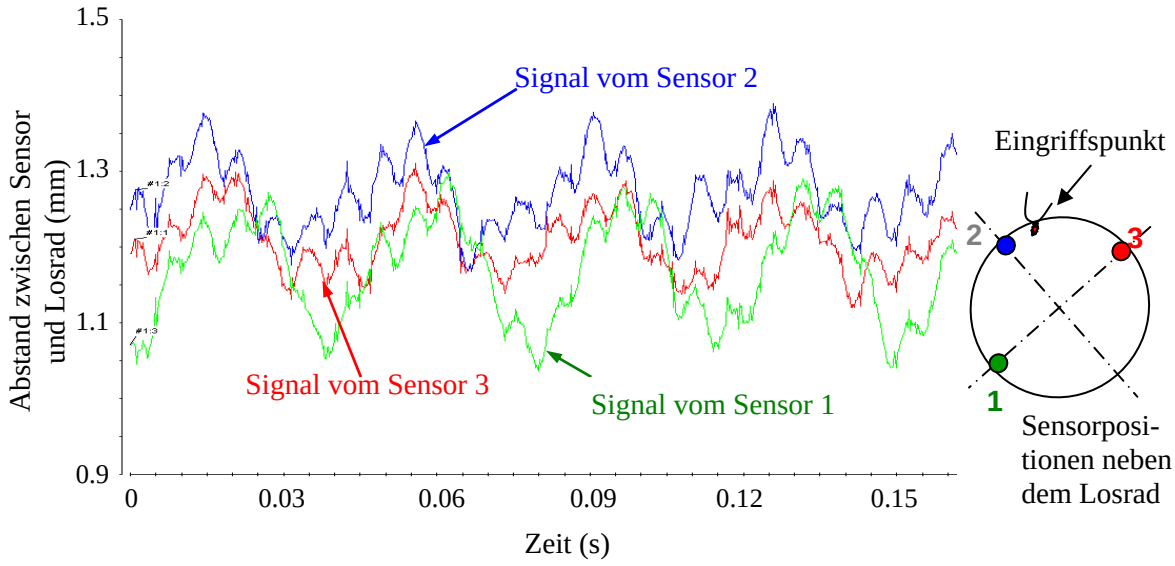


Bild 5.25: Sensorsignale bei der zweiten Anordnung, n_{ein} = 800 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 1000 Rad/s^2 (n_{Ist} = 786 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 526 Rad/s^2)

Tabelle 5.7: Analyse der Sensorsignale in Bild 5.25

	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3
Amplitude (mm)	0,21	0,17	0,16
Phasenverschiebung (°) (Angenommen: Phasenverschiebung vom Sensor1 ist 0°)	0	0	0

Die Bereiche, die weiter von dem Eingriffspunkt entfernt sind, weisen die maximale Schwingungsamplitude auf. Die Bereiche neben dem Eingriffspunkt mit dem Festrad besitzen die minimale Schwingungsamplitude. Das Losrad bewegt sich wie ein Pendel, wie im Bild 5.26. Im Vergleich zum Bild 5.20 hat das Pendel im Bild 5.26 die kleinste Schwingungsamplitude bei der Eingriffsposition mit dem Festrad.

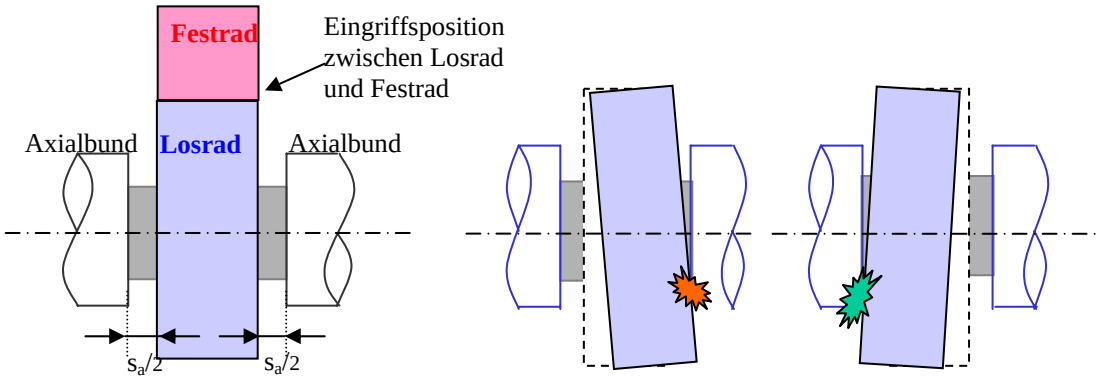


Bild 5.26: Axailbewegungstendenz des Losrads unter mittler Drehzahl

4. Eingangsgrunddrehzahl des Prüfstands n_{ein} = 1000 U/min (n_{Ist} = 982 U/min), Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 1500 Rad/s^2 ($\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 625 Rad/s^2)

Die Losradaxialbewegung wird zunächst bei der ersten Sensoranordnung gemessen, siehe Bild 5.27.

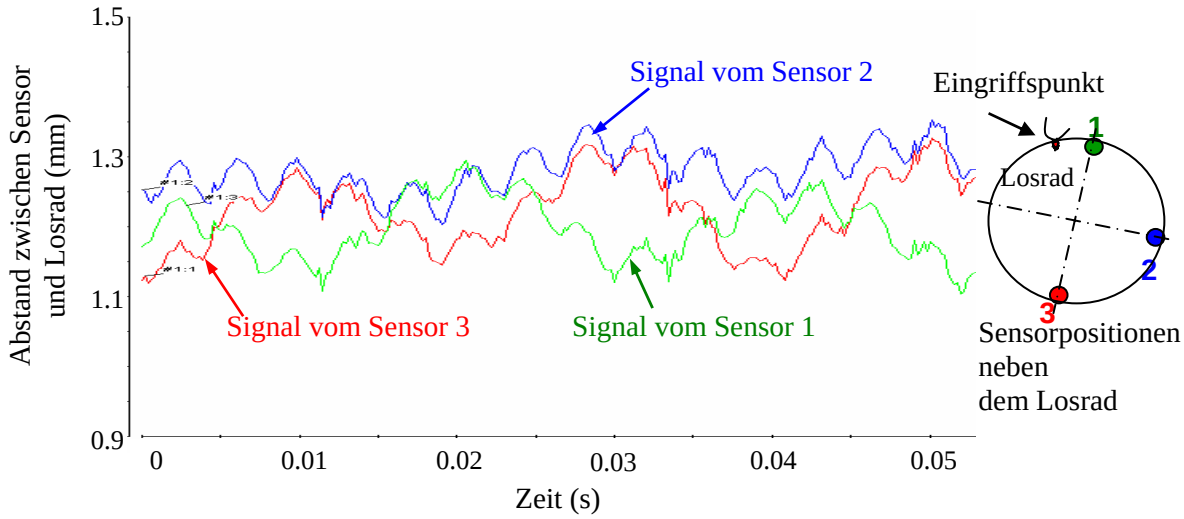


Bild 5.27: Sensorsignale bei der ersten Anordnung, n_{ein} = 1000 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 1500 Rad/s^2, (n_{Ist} = 982 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 625 Rad/s^2)

Die Phasenverschiebungen zwischen diesen drei Schwingungen sind deutlich sichtbar. Die Analyse der Messsignale ist Tabelle 5.8 zu entnehmen.

Tabelle 5.8: Analyse der Sensorsignale in Bild 5.27

	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3
Amplitude (mm)	0,19	0,12	0,19
Phasenverschiebung (°) (Angenommen: Phasenverschiebung vom Sensor1 ist 0°)	0	90-180	180

Die Messsignale des Sensors 1 und des Sensors 3 haben fast die gleichen Schwingungsamplituden, jedoch eine Phasenverschiebung von 180°.

Eine zweite Messung mit umgedrehten Sensorring und Anordnung der Sensoren zeigt das Bild 5.28. Die Analyse der Messsignale enthält Tabelle 5.9.

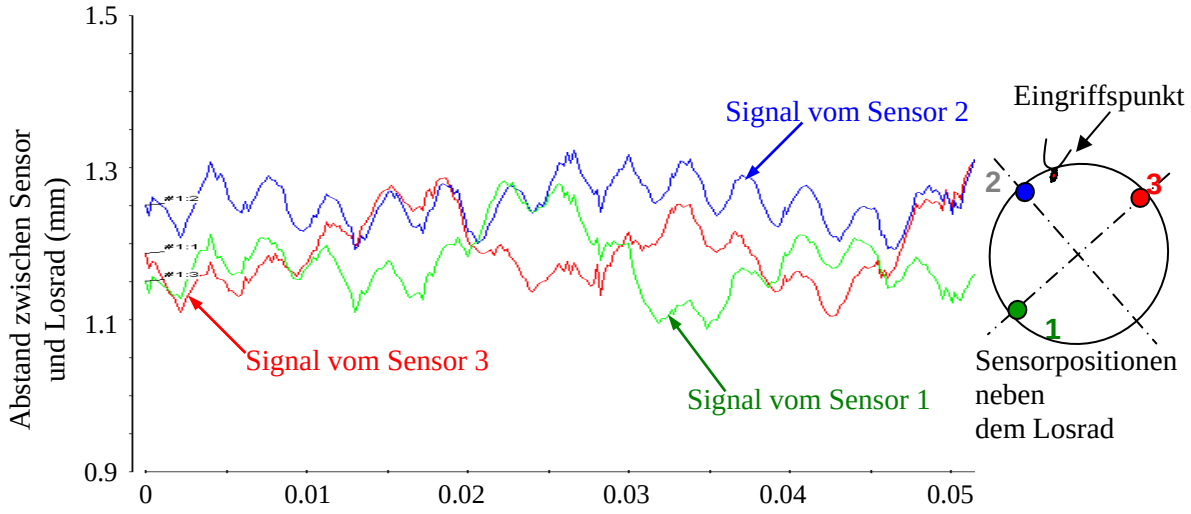
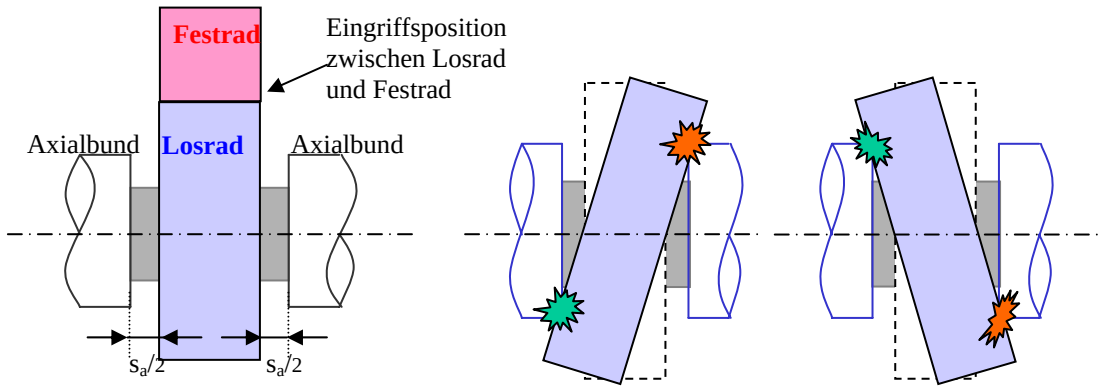


Bild 5.28: Sensorsignale bei der zweiten Anordnung, n_{ein} = 1000 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 1500 Rad/s², (n_{Ist} = 982 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 625 Rad/s²)

Tabelle 5.9: Analyse der Sensorsignale in Bild 5.28

	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3
Amplitude (mm)	0,19	0,12	0,19
Phasenverschiebung (°) (Angenommen: Phasenverschiebung vom Sensor1 ist 0°)	0	90-180	180

Das Losrad bewegt sich nicht mehr wie ein Pendel, sondern kippt sich in der Axialrichtung. Die Losradbewegung in der Axialrichtung kann durch das Bild 5.29 dargestellt werden.



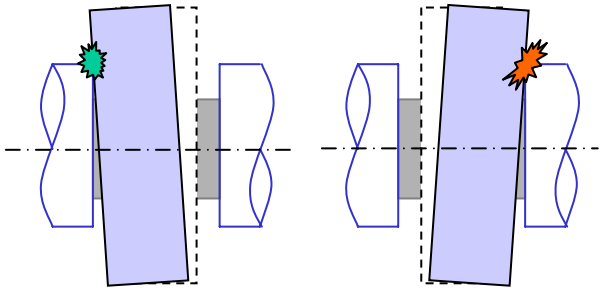
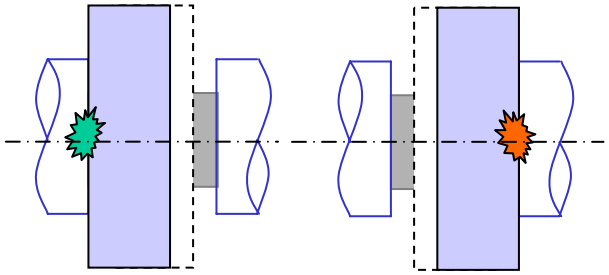
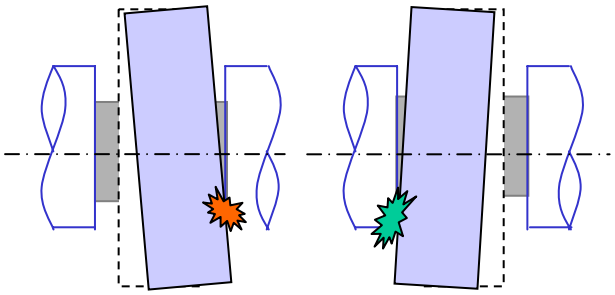
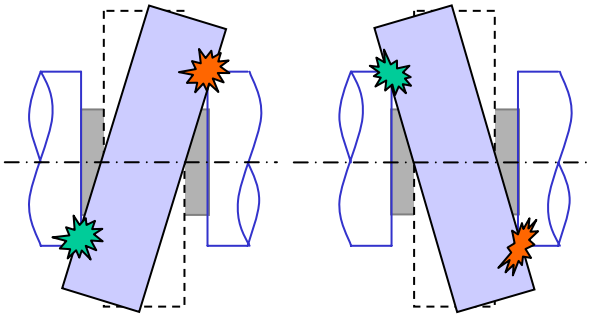
a) Eingriffsposition zwischen Losrad und Festrad

b) Losradbewegung innerhalb des Axialspiels s_a (Darstellung übertrieben)

Bild 5.29: Axailbewegungstendenz des Losrads bei höher Drehzahl

Aufgrund der Versuchsergebnisse können die Losradbewegungen in Axialrichtung in den folgenden vier Möglichkeiten dargestellt werden [39].

Tabelle 5.10: Darstellung(übertrieben) der Axialbewegungsmöglichkeiten vom Losrad

Drehzahlbereich	Kartenskizze der Losradbewegung	Wesentliche Bewegungsmerkmale
Niedrige Drehzahl n_{ein} = 200 ~ 600 U/min, Klapperzustand		Pendelbewegung des Losrads, größte Schwingungsamplitude nahe der Eingriffsposition mit dem Festrad.
Niedrige bis mittle Drehzahl n_{ein} = 600 ~ 800 U/min, Klapperzustand		Translatorische Bewegung dominiert.
Mittle Drehzahl n_{ein} = 800 ~ 1000 U/min, Klapperzustand		Pendelbewegung des Losrads, kleinste Schwingungsamplitude bei der Eingriffsposition mit dem Festrad.
Höhe Drehzahl n_{ein} > 1000U/min, Klapperzustand		Kippbewegung des Losrads in der Axialrichtung. Kipprichtung je nach Drehzahl unterschiedlich. Axialstöße passieren an den beiden Seiten.

Die Axialbewegung des Losrades ist eine Kombination der tranlatorischen Bewegung und der Rotationsbewegungen um die Y- und Z- Achsen. Wie in der Tabelle 5.10 dargestellt, kann je nach dem Betriebszustand in den verschiedenen Drehzahlbereichen die dominierende Bewegung in der Axialrichtung die translatorische Bewegung oder die Drehbewegung sein. Die Axialstöße können sowohl einseitig als auch beidseitig auftreten. Die Axialanstoßpositionen zwischen Losrad und den anderen Teilen auf der Welle sind abhängig vom Betriebszustand des Losrads. Eine genaue Grenze zwischen diesen vier Möglichkeiten existiert allerdings nicht. Diese vier Möglichkeiten beschreiben nur die wesentlichen Bewegungsmerkmale des jeweiligen Betriebszustands.

Eine Reduzierung dieser Axialbewegungen kann durch die Reduzierung des Axialspiels und aktive Eingriffe der Axialkraft oder des Moments erreicht werden. Detaillierte Untersuchungen werden im Kapitel 7 durchgeführt.

5.2.4 Drehbewegung und Verdrehflankenstöße vom Losrad

Das Messgerät Polytec und das optische Messverfahren für Drehzahlmessung des Losrads wird bereits im Kapitel 4.2.2 beschrieben. Zur Erfassung des Drehzahlverlaufs des Losrads wurden die Reflektionsfolien auf den Axialbund des Losrads aufgeklebt. Als Vergleichssignal dient das mit Polytec gemessene Signal des Festrads. Weil das Getriebeöl zusätzliche Reflektionsprobleme in den Messungen bringen könnte, werden die Messungen in einem offenen Elementarprüfgetriebe durchgeführt, s. Bild 5.30.

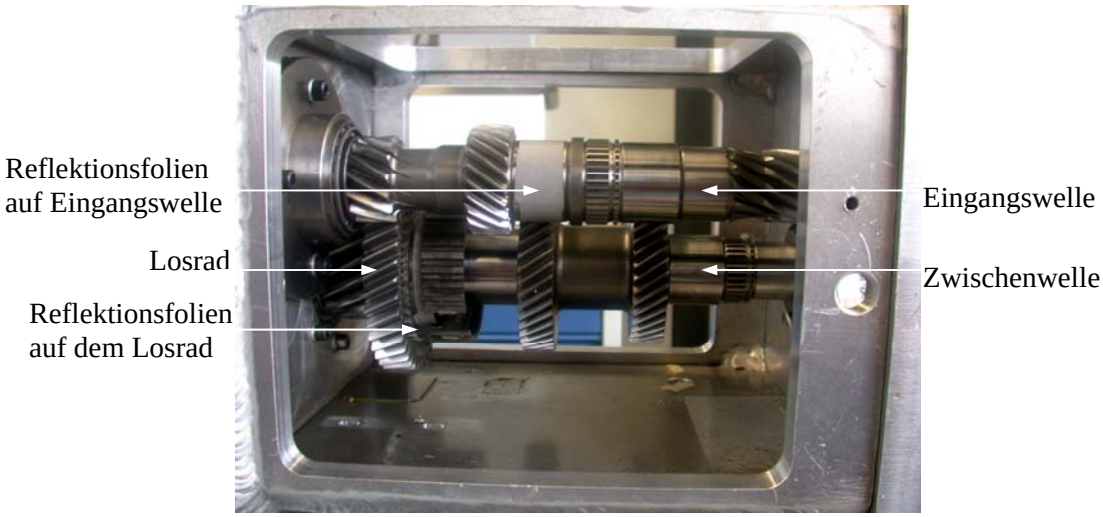
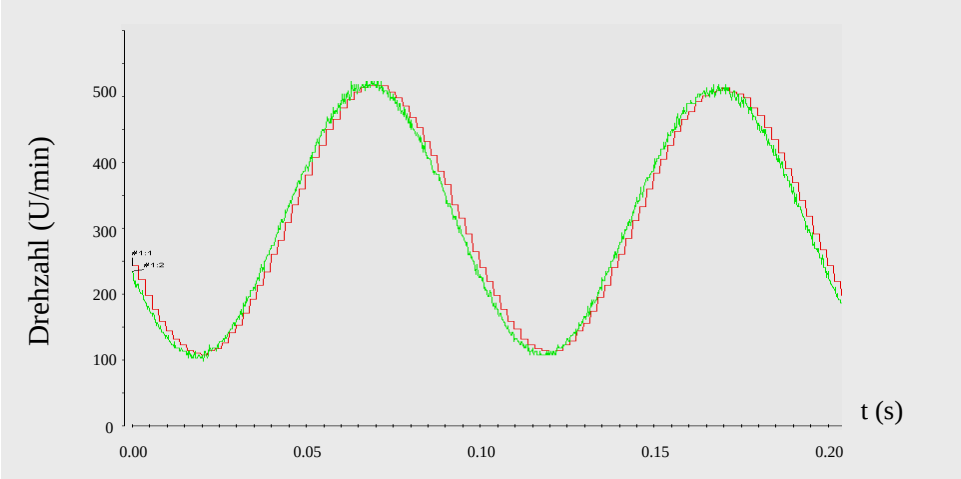


Bild 5.30: Offenes Elementarprüfgetriebe (Foto)

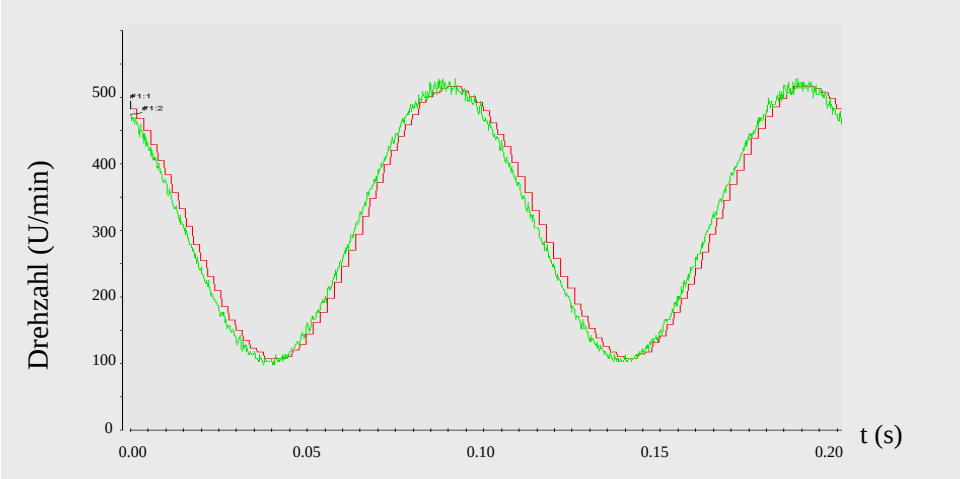
Das Getriebeöl wirkt zwar immer wie ein kleines Bremsmoment auf dem Losrad und dämpft leicht das Klappern, aber verändert vermutlich die wesentliche Charakteristik der Drehbewegung des Losrads nicht. Eine genauere Messung der Losraddrehbewe-

gung mit dem Getriebeöl war wegen der beschränkten Versuchsmachbarkeit während des Projekts nicht möglich.

Die Festraddrehzahl entspricht der Drehzahl der Getriebeeingangswelle und des Motors. Zuerst wurde nur die Eingangswelle (ohne die Zwischenwelle und das Losrad) im Elementarprüfgetriebe eingebaut. Der Drehzahlverlauf des Festrades (ohne Beeinflussung der Verdrehflankenstöße mit dem Losrad) wurde unter unterschiedlichen Schwingungsanregungen mit Polytec und dSPACE aufgenommen. Dann wurden das Losrad und die Zwischenwelle im Elementarprüfgetriebe eingebaut. Verschiedene Schwingungsanregungszustände wurden mit dem Prüfstand simuliert und die Drehbewegungen von Festrad und Losrad getrennt gemessen.



a) Drehzahl des Festrads, Losrad abmontiert, n_{ein} = 300 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 900 Rad/s^2, (n_{Ist} = 296 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1160 Rad/s^2)

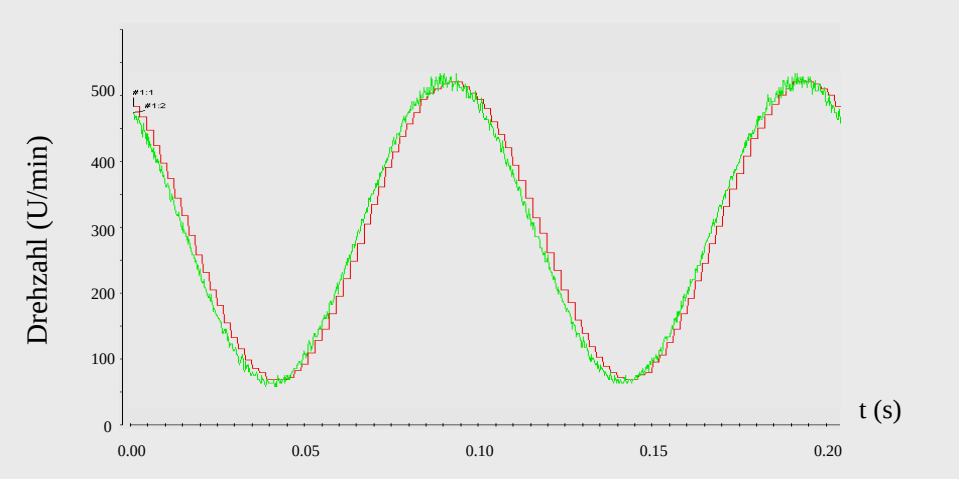


b) Drehzahl des Festrads, mit Verdrehflankenstöße mit dem Losrad, n_{ein} = 300 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 900 Rad/s^2, (n_{Ist} = 296 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1160 Rad/s^2)

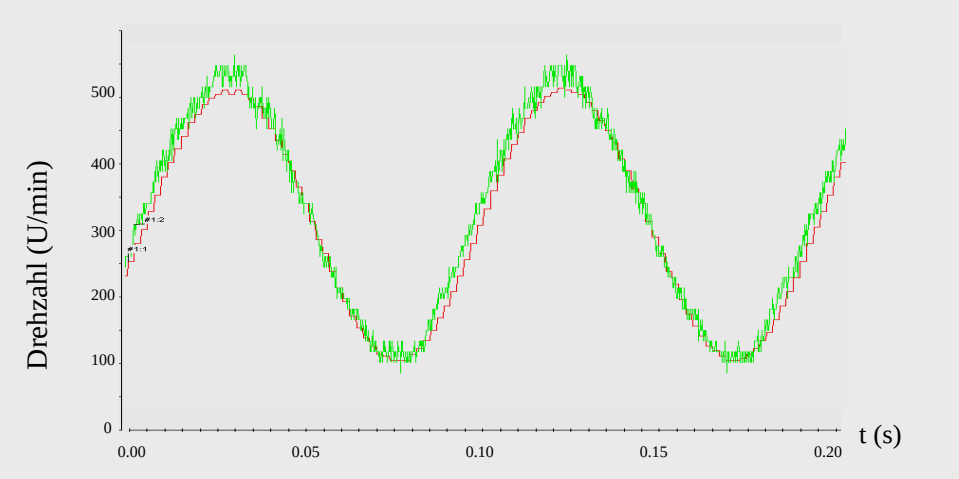
Bild 5.31: Drehzahlverlauf des Festrads mit und ohne Verdrehflankenstöße

Bild 5.31 zeigt den Vergleich der Festraddrehzahl mit und ohne Verdrehflankenstöße. Die Messungen bestätigen, dass die Festraddrehzahl kaum von den Verdrehflankenstößen des Losrads beeinflusst wird.

Die Losraddrehzahl wurde unter der gleichen Schwingungsanregung aufgezeichnet. Bild 5.32 zeigt eine Gegenüberstellung der Losraddrehzahl mit der Festraddrehzahl.



a) Drehzahl des Festrads, n_{ein} = 300 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 900 Rad/s^2,
(n_{Ist} = 296 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1160 Rad/s^2)



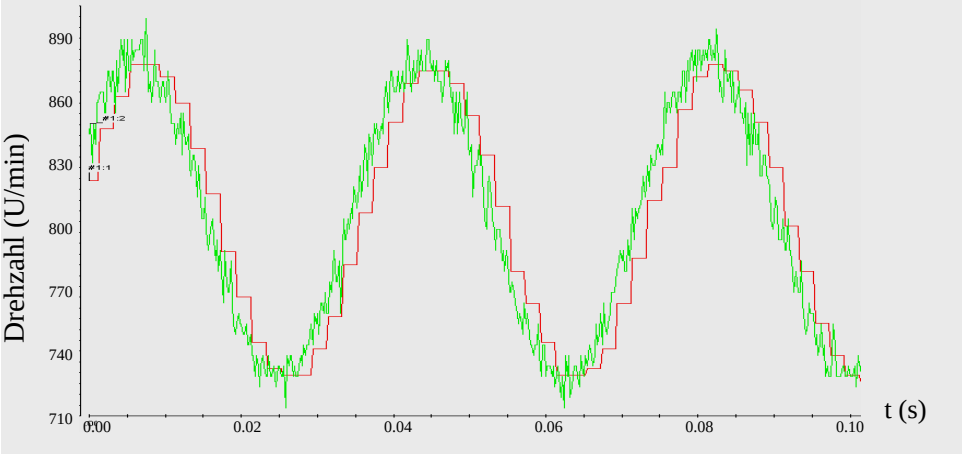
b) Drehzahl des Losrads * i (Übersetzung der Zahnradpaarung),
n_{ein} = 300 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 900 Rad/s^2, (n_{Ist} = 296 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1160 Rad/s^2)

Polytec-Signal
Inkrementalgeber-Signal

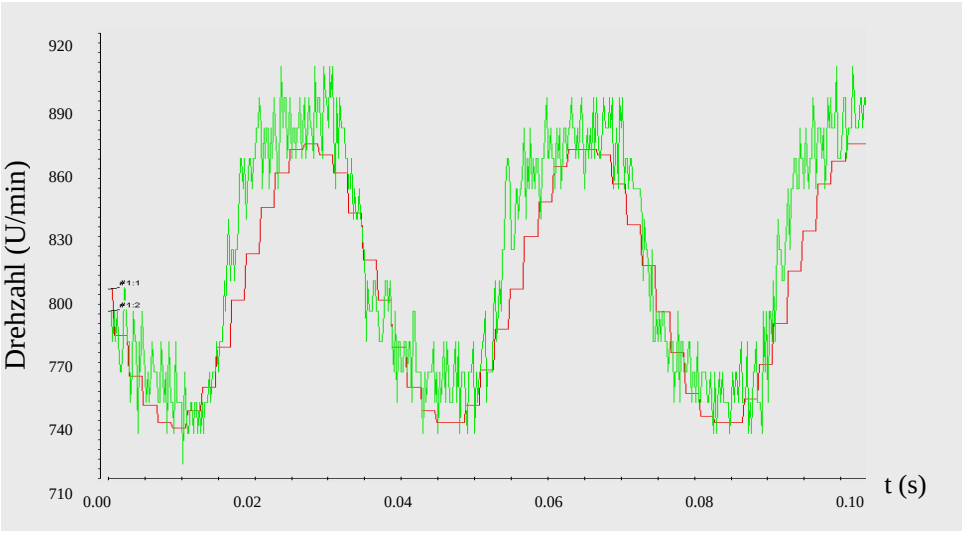
Bild 5.32: Festrad-und Losraddrehzahl, n_{ein} = 300 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 900 Rad/s^2, (n_{Ist} = 296 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1160 Rad/s^2)

Die Messkurve vom Drehzahlverlauf des Festrads im Bild 5.32 ist deutlich „sauberer“ als die des Losrads. Es gibt viele kleine Drehzahlsprünge in der Drehzahlkurve des Losrads. Diese kleinen Schwingungen werden vermutlich durch unzählige kleine Verdrehflankenstöße zwischen Losrad und Festrad ausgelöst.

Unter sehr starker Schwingungsanregung (wie z.B. Eingangsgrunddrehzahl n_{ein} von 800 U/min und Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ von 2500 Rad/s^2) wurden die Messkurven vom Fest- und Losrad im Bild 5.33 aufgenommen.



a) Drehzahl des Festrads, n_{ein} = 800 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 2500 Rad/s^2,
(n_{Ist} = 786 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1315 Rad/s^2)

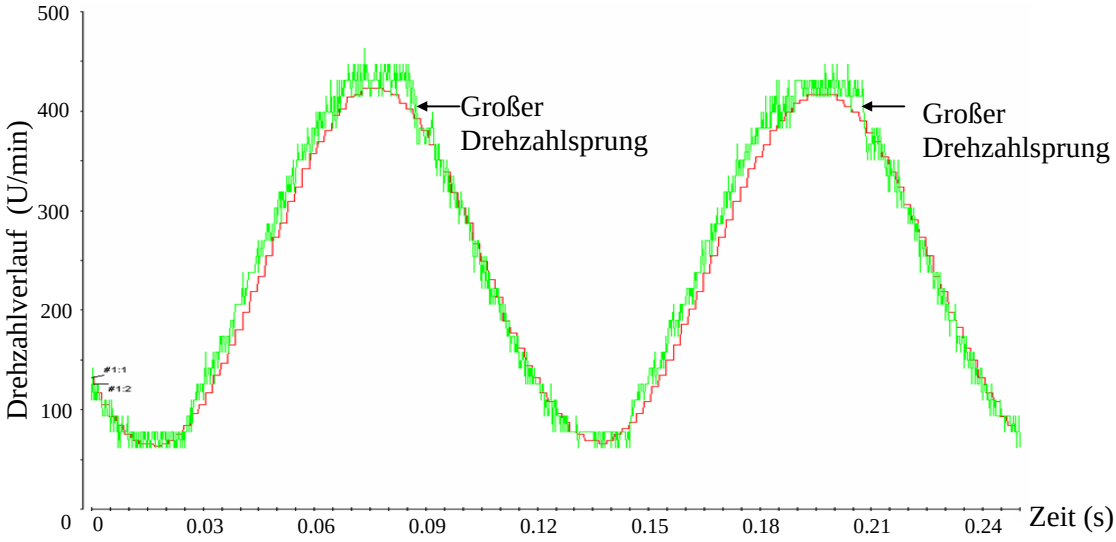


b) Drehzahl des Losrads *i (Übersetzung der Zahnradpaarung),
n_{ein} = 800 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 2500 Rad/s^2, (n_{Ist} = 786 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1315 Rad/s^2)

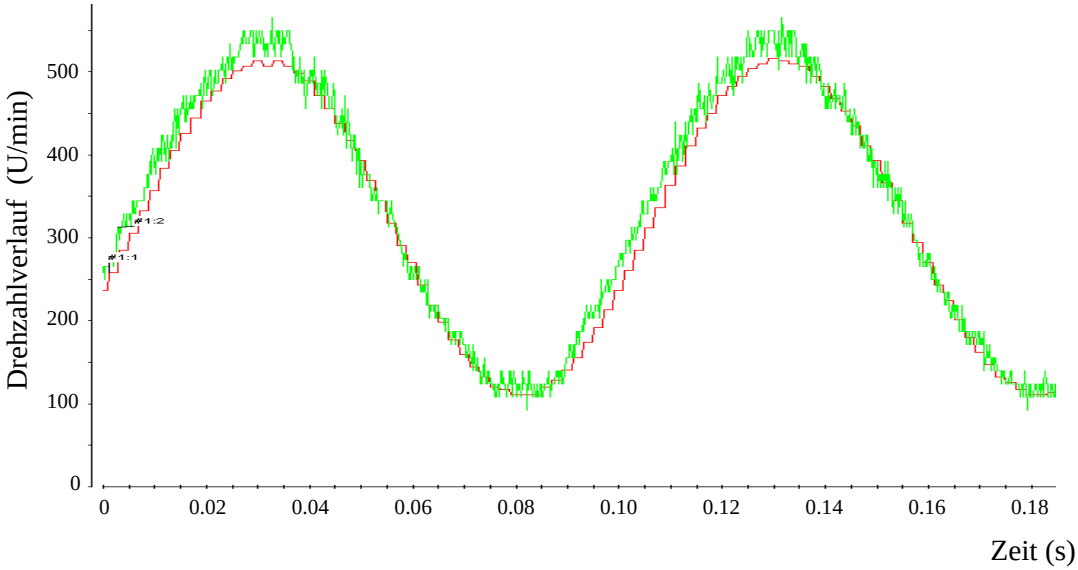
Polytec-Signal
Inkrementalgeber-Signal

Bild 5.33: Festrad- und Losraddrehzahl, n_{ein} = 800 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 2500 Rad/s^2
(n_{Ist} = 786 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1315 Rad/s^2)

Im Unterschied zur geradverzahnten Zahnradpaarung (siehe Kapitel 5.1) ist ein großer Drehzahlsprung im Drehzahlverlauf des Losrads schwer erkennbar, sobald die Schwingungsanregung nur gering ist. Eine Gegenüberstellung der Drehverläufe des geradeverzahnten Losrads und schrägverzahnten Losrads steht im Bild 5.34. Die Verdrehflankenstöße fallen bei dem schrägverzahnten Losrad unkritischer als beim geradeverzahnten Losrad aus.



a) Drehzahl des geradeverzahnten Losrads * i (Übersetzung der Zahnradpaarung),
n_{ein} = 250 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 700 Rad/s^2, (n_{Ist} = 247 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 920 Rad/s^2)



b) Drehzahl des geradeverzahnten Losrads * i (Übersetzung der Zahnradpaarung),
n_{ein} = 300 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 900 Rad/s^2, (n_{Ist} = 296 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1160 Rad/s^2)

Bild 5.34: Drehzahl des gerade- und schrägverzahnten Losrads

Bei einer starken Schwingungsanregung (z.B. unter der Eingangsgrunddrehzahl 800 U/min und der Winkelbeschleunigungsamplitude 2500 Rad/s^2) und bei der geradeverzahnten Zahnradpaarung existiert kein direkter Zusammenhang zwischen den Verdrehflankenstößen und dem Drehzahlverlauf des Festrads (s. Kapital 5.1.3). Bei dem schrägverzahnten Losrad und unter der starken Schwingungsanregung existieren in einer Schwingungsperiode mehrere Verdrehflankenstöße. Die Charakteristik der Los- und Festraddrehzahl im Bild 5.33 wird mit den gefilterten Kurven im Bild 5.35 dargestellt. Aus der Schwingungsperiode im Bild 5.35 ergeben sich drei große und zwei mittelgroße Verdrehflankenstöße zwischen Losrad und Festrad. Es existieren noch unzählige kleine Verdrehflankenstöße im Originaldrehzahlverlauf im Bild 5.33. Ein direkter Zusammenhang zwischen den Verdrehflankenstößen und dem Festraddrehzahlverlauf ist für diese starke Schwingungsanregung ebenso nicht nachvollziehbar.

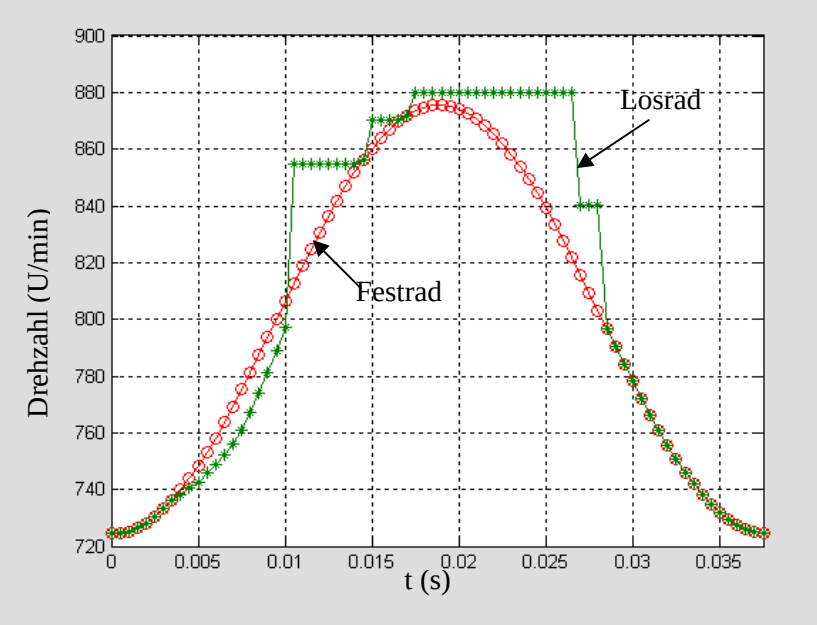


Bild 5.35: Gefilterter Drehzahlverlauf des Los- und Festrads,

n_{ein} = 800 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 2500 Rad/s^2, (n_{Ist} = 786 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1315 Rad/s^2)

5.2.5 Gegenwirkung der Axialstöße auf die Verdrehflankenstöße

Es ist seit langer Zeit bekannt, dass die durch Drehungleichförmigkeit ausgelösten Verdrehflankenstöße Axialstöße verursachen. Ohne Verdrehflankenstöße gibt es auch keine Axialstöße. Es war bisher unbekannt, ob und wie die Axialstöße auf die Verdrehflankenstöße zurückwirken.

Theoretisch besteht die Möglichkeit, dass die Axialstöße die Verdrehflankenstöße verschärfen können. Die Klappergeräusche sind nicht wegen ihrer Lautstärke, sondern wegen der unangenehmen Charakteristik störend. Ob und wie die Axialstöße diese un-

angenehme Charakteristik verursachen, ist nicht bekannt. Die Aufhebung der Axialstöße ist konstruktiv leichter zu realisieren als die Aufhebung der Verdrehflankenstöße. Aber nur wenn die Rolle der Axialstöße beim Getriebeklappern genau definiert werden kann, ist feststellbar, ob die Aufhebung der Axialstöße zur Reduzierung von Klappergeräuschen wesentlich beitragen kann. Für die Untersuchung der Gegenwirkung der Axialstöße auf die Verdrehflankenstöße wird die Versuchseinrichtung wie im Bild 5.36 eingesetzt. Die Position des Sensorrings in der Axialrichtung ist einstellbar, dadurch ist eine Variierung des Axialspiels vom Losrad möglich.

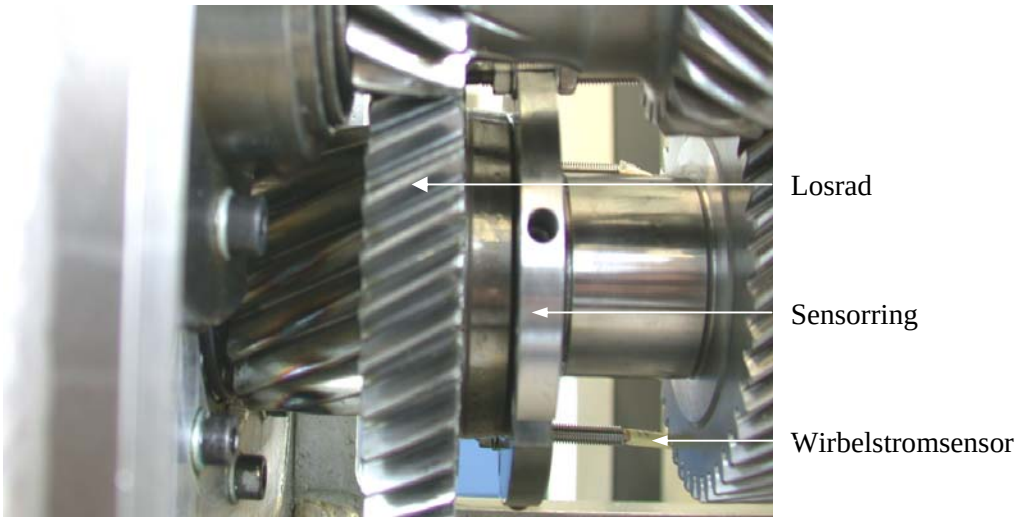
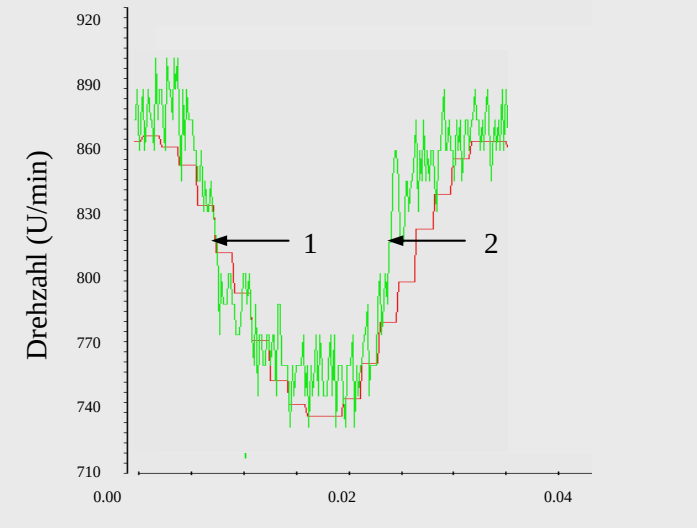


Bild 5.36: Versuchseinrichtung für Untersuchung der Gegenwirkung der Axialstöße

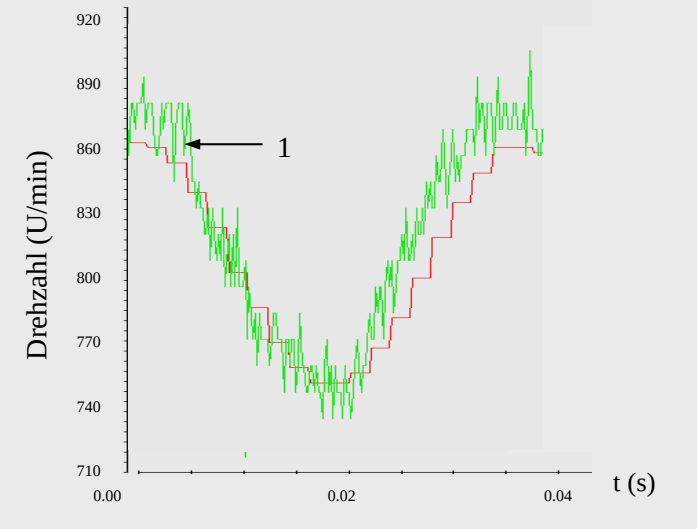
Wenn keine Axialspiele vorhanden wären, könnten die Axialstöße auch nicht entstehen. Im Versuch wurde angestrebt, den Axialabstand auf nahezu null einzustellen. Aufgrund der Fertigungstoleranz und der Oberflächenqualität war der kleinste einstellbare Axialabstand der Wirbelstrom-Sensoranzeige 0,05 mm. Die Vergleichsmessungen wurden mit einem Axialabstand von 0,3 mm (wie in der Serienfertigung) und dem kleinsten möglichen Abstand von 0,05 mm durchgeführt.

Bei einem Abstand 0,05 mm sind die Klappergeräusche im Prüfstand deutlich leiser. Bei jedem Axialabstand wird die Drehbewegung des Losrads unter unterschiedlicher Drehzahl und Winkelbeschleunigung mit dem optischen Messgerät Polytec gemessen. Durch den Vergleich der Drehbewegung des Losrads mit zwei unterschiedlichen Axialspielgrößen können die Einflüsse der Axialbewegung auf die Drehbewegung und die Einflüsse der Axialstöße auf die Verdrehflankenstöße festgestellt werden.

Bild 5.37 zeigt die Vergleichsmessergebnisse der Losraddrehbewegung mit und ohne Axialstöße. Bei einem Axialabstand für 0,05 mm (nahezu null) können sich theoretisch keine Axialstöße ergeben.



a) Axialabstand 0,3mm, mit Axialstößen



b) Axialabstand 0,05 mm, ohne Axialstöße

Polytec-Signal: Losraddrehzahl

Inkrementalsignal Signal: Festraddrehzahl

Bild 5.37: Drehbewegung des Losrads mit und ohne Axialstöße,
n_{ein} = 800 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 2500 Rad/s^2, (n_{Ist} = 786 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ist}$ = 1315 Rad/s^2)

Wenn es die Axialstöße nicht gibt, wie im Bild 5.37 b, ist die Drehbewegung des schrägverzahnten Losrads ähnlich wie die des geradeverzahnten Zahnrads unter niedriger Schwingungsanregung. Die deutlich erkennbaren großen Verdrehflankenstöße (Pfeile 1) ergeben sich nur kurz nach der maximalen Drehgeschwindigkeit des Festrads. Ohne Axialstöße sind die Verdrehflankenstöße bei der schrägverzahnten Zahn-

radpaarung schwächer als die der geradeverzahnten Zahnradpaarung. Bei Axialstößen wie in Bild 5.37 a gibt es sehr starke Verdrehflankenstöße (Pfeile 1 und 2) in der Beschleunigungs- und Verzögerungsphase des Losrads.

Diese Vergleichsmessungen zeigen, dass die Axialstöße wiederum stärkere Verdrehflankenstöße verursachen können. Verdrehflankenstöße lösen Axialstöße aus und Axialstöße verstärken die Verdrehflankenstöße. Wenn die Axialstöße aufgehoben werden können, werden die Verdrehflankenstöße reduziert. Ohne Axialstöße entstehen die starken Verdrehflankenstöße nur, wenn das Losrad schneller als das Festrad läuft. In diesem Fall reicht ein Bremsmoment für die Aufhebung dieser Verdrehflankenstöße aus. Um diese Annahme zu bestätigen, wurden die weiteren Untersuchungen im nachfolgenden Kapitel durchgeführt.

5.2.6 Zusammenhang der Verdrehflankenstöße, Axialstöße und Klappergeräusche

Verdrehflankenstöße, Axialstöße und ihre Gegenwirkungen wurden bereits getrennt untersucht. Klappergeräusche sind ein unerwünschter Effekt der sich gegenseitig beeinflussenden Verdrehflankenstöße und Axialstöße. Die Lautstärke der Klappergeräusche kann mit gemessenen Luftschalldruckpegeln beschrieben werden. Im Auto sind die Klappergeräusche nicht wegen der Lautstärke, sondern wegen ihrer spezifischen Charakteristik auffällig und unangenehm.

In diesem Kapitel wurde durch gezielte Messungen versucht, den Zusammenhang der Verdrehflankenstöße, der Axialstöße und der Klappergeräusche zu definieren. Zur Beschreibung der Lautstärke der Klappergeräusche wurden die Luftschalldruckpegel während den Versuchen gemessen. Für die Messung der Luftschalldruckpegel wurde das Gerät „2260 Investigator“ eingesetzt, siehe Bild 5.38. Der 2260 Investigator ist ein handgehaltener, programmierbarer Schallanalysator. Sein eingebettetes Betriebssystem gleicht der PC-Architektur und ist mit einem digitalen Signalprozessor (DSP) und Signalkonditionierung für zwei Mikrofonkanäle integriert. Damit stellt er eine vielseitige Plattform für hochwertige Schallanalysen in Echtzeit dar [53]. Der Investigator wurde mit einem Stativ neben dem Prüfgetriebe angeordnet. Zu beachten ist, dass während der Messung in der Umgebung keine weitere extreme Geräuschquelle existiert.

Zum Erfassen dieser störenden Charakteristiken wurden die subjektiven Bewertungen von mehreren Personen während der Messungen zusammengefasst.

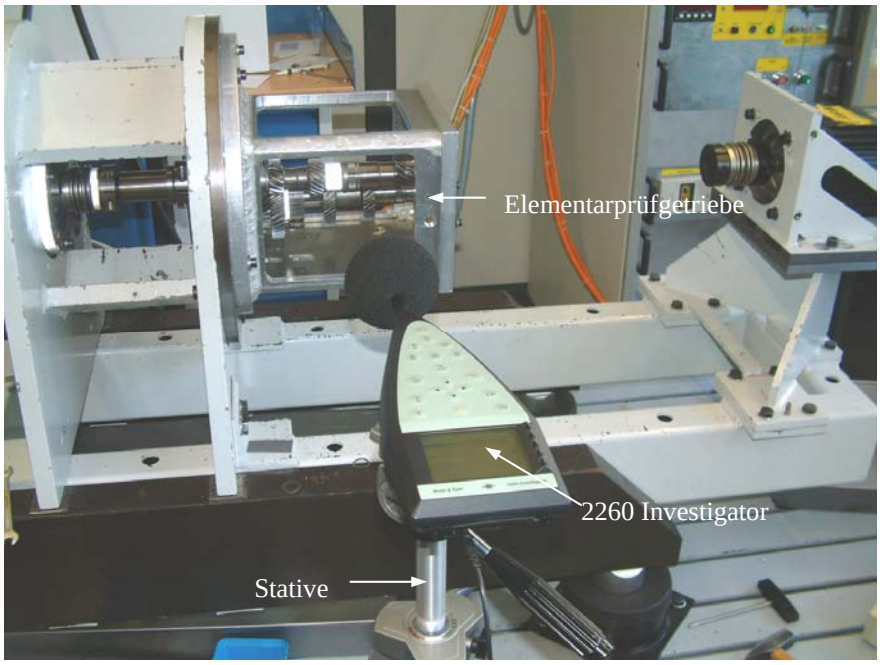


Bild 5.38: Versuchseinrichtungen für Luftschalldruckpegel

Zur Untersuchung des Einflusses der Verdrehflankenstöße und Axialstöße auf die Klappergeräusche bei einer Schwingungsanregung wurden die Messungen in vier Versuchen durchgeführt, s. Tabelle 5.11. Die Versuchseinrichtung entspricht der im Kapitel 5.2.5 beschriebenen, s. Bild 5.36.

In diesem Beispiel hat der Prüfstand eine Eingangsdrehzahl von 800 U/min, aber eine unterschiedliche Winkelbeschleunigungsamplitude. Durch die Einstellung des Sensorrings auf der Welle kann das Losradaxialspiel variiert werden. Im Versuch 4 wird von Hand eine Kraft in Axialrichtung auf den Sensorring ausgeübt. Damit wird ein Reibmoment zwischen dem Losrad und dem Sensorring erzeugt. Durch das Reibmoment soll das Losrad kontinuierlich gebremst werden.

Die gemessenen Luftschalldruckpegel der Geräuschlautstärken aus den Versuchen 1, 2, 3 und 4 sind im Bild 5.39 dargestellt. Die Geräuschpegel vom Versuch 1 zeigt den Zustand ohne Winkelbeschleunigung. Die Geräusche vom Versuch 3 (nur Verdrehflankenstöße, ohne Axialstöße) sind merklich leiser als vom Versuch 2 (Verdrehflankenstöße und Axialstöße). Der durchschnittliche Unterschied zwischen dem Pegelverlauf vom Versuch 2 und Versuch 3 liegt bei 2 bis 3 dB.

Tabelle 5.11: Messschritte für die Untersuchung der Wechselwirkung

Versuch Nr.	Ausführung	Ziele
1	• Prüfstand-Eingangsdrehzahl 800 U/min, • Eingangswinkelbeschleunigung 0, • Axialspiel des Losrads ≅ 0,3 mm.	Zur Messung der Lautstärke der Geräusche ohne Verdrehflankenstöße oder Axialstöße
2	• Prüfstand-Eingangsdrehzahl 800 U/min, • unterschiedliche Eingangswinkelbeschleunigung, • Axialspiel des Losrads ≅ 0,3 mm.	Zur Messung der Klappergeräusche mit Verdrehflankenstößen und Axialstößen
3	• Prüfstand Eingangsdrehzahl 800 U/min, • unterschiedliche Eingangswinkelbeschleunigung, • Axialspiel des Losrads ≅ 0 mm.	Zur Messung der Klappergeräusche nur mit Verdrehflankenstößen, ohne Axialstöße
4	• Prüfstand Eingangsdrehzahl 800 U/min, • unterschiedliche Eingangswinkelbeschleunigung, • Axialspiel des Losrads ≅ 0 mm, • zusätzliches Reibungsmoment.	Zur Messung der Klappergeräusche ohne Axialstöße, zur Eliminierung der starken Verdrehflankenstöße

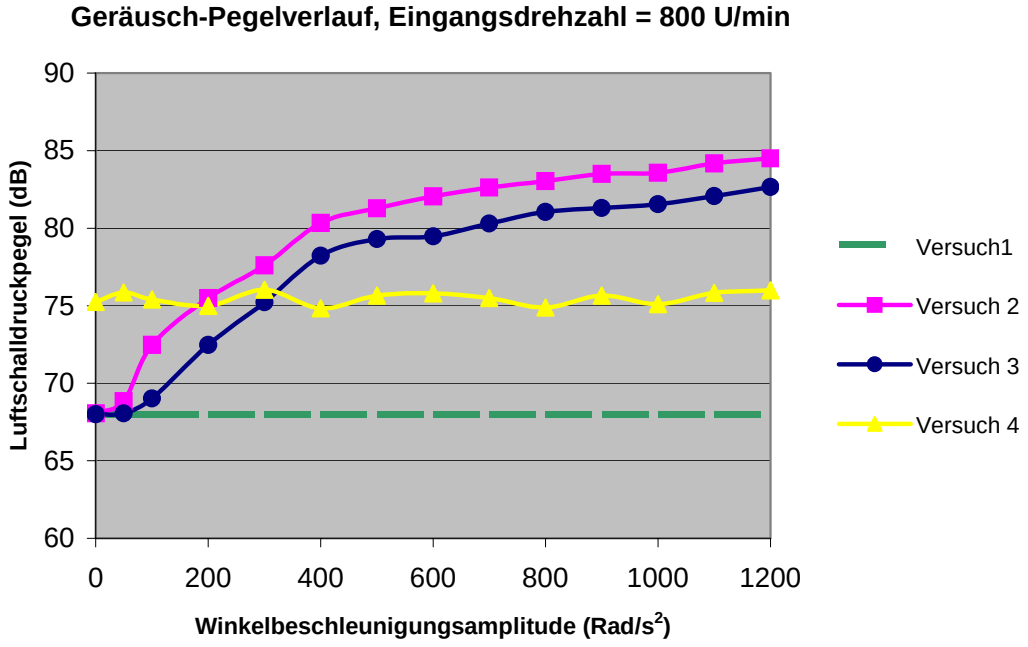


Bild 5.39: Pegelverläufe für die Versuche in der Tabelle 5.11

Aufgrund des zusätzlichen Reibmoments im Versuch 4 ergeben sich höhere Eingriffsgeräusche zwischen Losrad und Festrad. Die Geräuschepegel im Versuch 4 sind höher als in Versuch 2 und 3 bei gleichzeitig sehr niedrigen Winkelbeschleunigungsamplituden. Allerdings steigt der Geräuschpegel im Versuch 4 nicht mit der steigenden Winkelbeschleunigungsamplitude. Bei höherer Winkelbeschleunigungsamplitude ist die Lautstärke im Versuch 4 viel niedriger als im Versuch 2 oder 3.

Die subjektive Bewertung der Geräuschcharakteristik in diesen vier Versuchen ist in der Tabelle 5.12 zusammengefasst. Die Unterschiede zwischen diesen vier Zuständen sind durch mehrmals wiederholte Vergleiche festgestellt worden. In den Versuchen 1 und 4 sind leise kontinuierliche Eingriffsstöße zwischen Losrad und Festrad bemerkbar. Bei dem Versuch 2 sind die unregelmäßigen Geräusche besonders aufgefallen. Die Geräusche im Versuch 3 empfindet man eher als kontinuierlich und regelmäßig.

Tabelle 5.12: Subjektive Bewertung der Charakteristik von den Geräuschen

Versuch Nr.	Subjektive Bewertung der Geräusche Charakteristik
1	Leichte Eingriffsstöße, kontinuierlich.
2	Bemerkbare steigende Lautstärke, kontinuierliche und diskontinuierliche Geräusche gemischt, laut und unregelmäßig, aus Kombination der Axialstöße und der Verdrehflankenstöße.
3	Steigende Lautstärke, aber die Geräusche sind kontinuierlich und regelmäßig, resultiert nur aus den Verdrehflankenstößen.
4	Leichte Eingriffsstöße, kontinuierlich.

Das Bild 5.40 zeigt die Rotationsbewegungscharakteristik vom Losrad unter einer Eingangsgrunddrehzahl n_{ein} = 800 U/min und einer Winkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 2500 Rad/s^2.

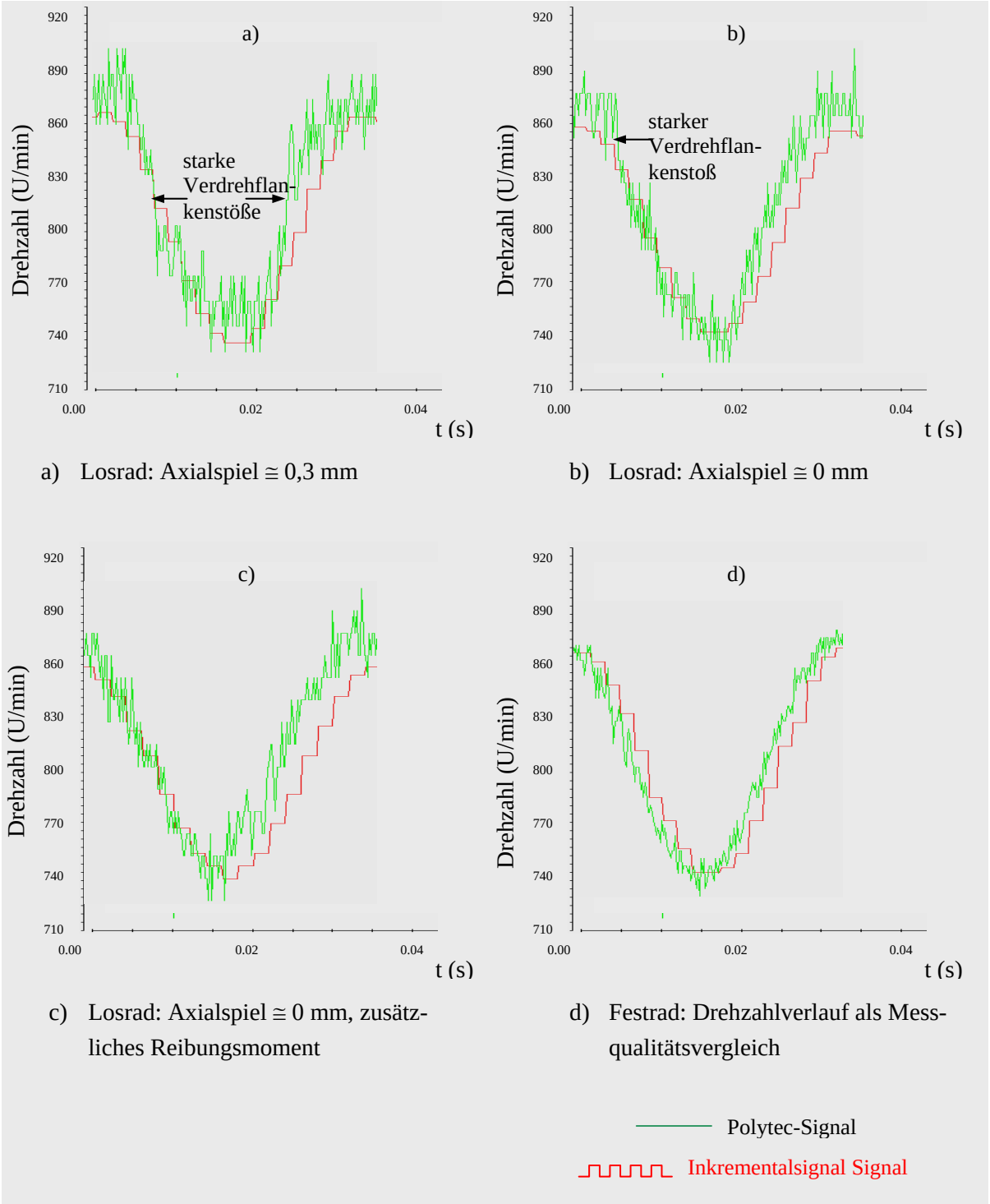
a) Ein Messergebnis vom Versuch 2 in der Tabelle 5.11. Das Axialspiel des Losrads beträgt 0,3mm. Beide Verdrehflankenstöße und Axialstöße treten auf.

b) Ein Messergebnis vom Versuch 3 in der Tabelle 5.11. Es existiert keinen Axialspiel zwischen Losrad und Festrad, deshalb können sich auch keine Axialstöße ergeben. Nur Verdrehflankenstöße existieren zwischen dem Losrad und dem Festrad. Die Verdrehflankenstöße in b) sind deutlich schwächer als in a). Die Verdrehflankenstöße existieren nur in den Verzögerungsphasen des Festrads.

c) Ein Messergebnis vom Versuch 4 in der Tabelle 5.11. Der Drehzahlverlauf vom Losrad ist ohne Axialstöße (Axialspiel) und in leicht gebremstem Zustand gemes-

sen worden. In diesem Zustand gibt es keine großen Verdrehflankenstöße im Losraddrehverlauf.

d) Vom Messgerät „Polytec“ aufgenommenen Festraddrehverlauf.



a) Losrad: Axialspiel ≅ 0,3 mm

b) Losrad: Axialspiel ≅ 0 mm

c) Losrad: Axialspiel ≅ 0 mm, zusätzliches Reibungsmoment

d) Festrad: Drehzahlverlauf als Messqualitätsvergleich

Bild 5.40: Drehzahlverlauf des Losrads unter unterschiedlichen Betriebszuständen

Bild 5.41 zeigt die mit Programm MATLAB gefilterten Messdaten von „a), b), c)“ aus dem Bild 5.40. In den gefilterten Messkurven werden nur die großen Verdrehflankenstöße berücksichtigt. Die unzähligen kleinen Verdrehflankenstöße wurden vernachlässigt.

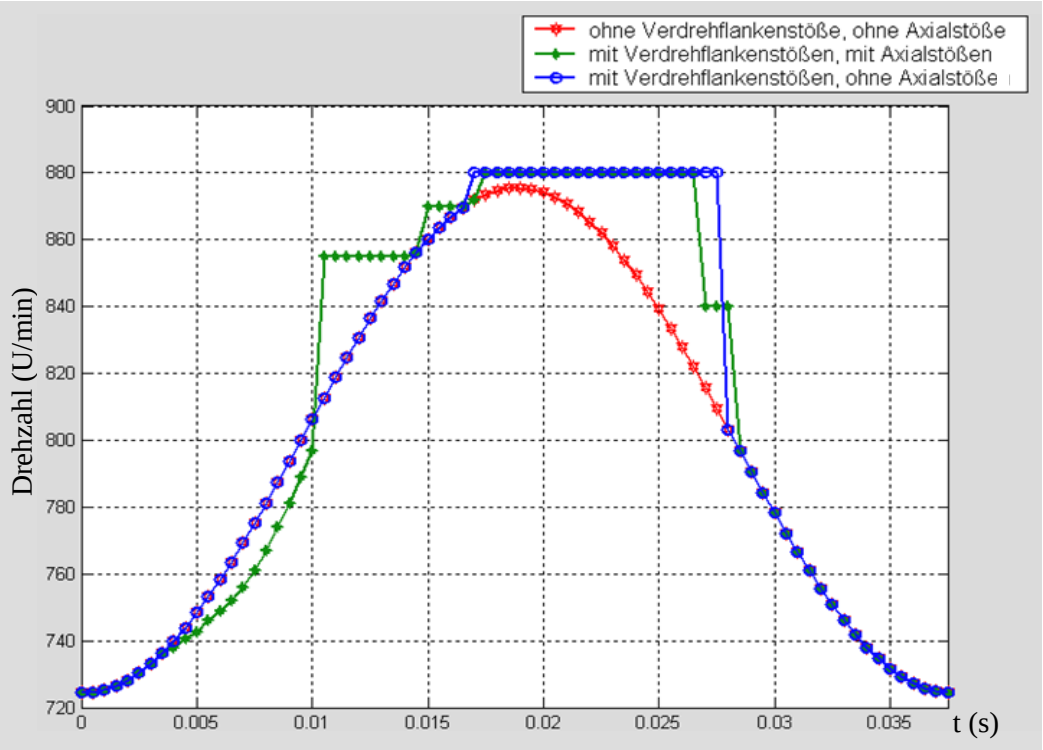


Bild 5.41: Drehzahlverlauf des Losrads, Ausarbeitung von Bild 5.40

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass die Klappergeräusche durch die Aufhebung des Axialspiels reduziert werden können. Um die komplette Unterdrückung der Klappergeräusche zu erreichen, muss noch ein zusätzliches Reibmoment auf das Losrad ausgeübt werden.

5.3 Schlussfolgerung und Hinweise

Bei geradeverzahnten Zahnrädern ist der Zusammenhang zwischen Verdrehflankenstößen und Drehzahlverlauf des Festrads unter sehr niedriger Drehzahl nachvollziehbar. Wenn die Drehzahl über 600 U/min liegt, gibt es in jeder Schwingungsperiode mehrere große bis mittelgroße Verdrehflankenstöße. Ein allgemeiner Zusammenhang für alle Schwingungsanregungen zwischen Verdrehflankenstößen und Drehzahlverlauf des Festrads existiert nicht.

Ein schrägverzahntes Losrad hat unterschiedliche Bewegungen in der Axialrichtung. Wie in der Tabelle 5.10 dargestellt, kann je nach Betriebszustand in den verschiedenen Drehzahlbereichen die translatorische Bewegung oder die Kippbewegung die dominierende Bewegung in der Axialrichtung sein. Die Axialstöße können sowohl einseitig als auch beidseitig auftreten. Die Axialanstoßpositionen zwischen Losrad und den anderen Teilen auf der Welle sind abhängig vom Betriebszustand des Losrads.

Unter niedriger Drehzahl, wie z.B. 250 U/min, sind keine großen Verdrehflankenstöße während einer Schwingungsperiode bei schrägverzahntem Losrad festgestellt worden. Unter hoher Drehzahl, wie z.B. 800 U/min, gibt es mehrere mittelgroße und große Verdrehflankenstöße in einer Schwingungsamplitude. Ein allgemeiner Zusammenhang für alle Schwingungsanregungen zwischen Verdrehflankenstößen und Drehzahlverlauf des Festrads existiert nicht.

Die Axialstöße und Verdrehflankenstöße beeinflussen sich stark gegenseitig bei schrägverzahntem Losrad. Wenn die Axialstöße aufgehoben sind, dann werden die Verdrehflankenstöße auch schwächer. Um die komplette Unterdrückung der Klappergeräusche zu erreichen, muss noch ein zusätzliches Reibmoment auf das Losrad ausgeübt werden.

6 Aktor-Untersuchungen

Aktoren sind wichtige Komponenten mechatronischer Systeme. Vergleicht man sie mit einem Menschen, so stellen sie die Muskeln dar, die zur Ausführung von Bewegungen oder zum Aufbringen von Kräften erforderlich sind. Ihre Ansteuerung erfolgt durch das Gehirn (Prozeßrechner) und ihre Funktionsfähigkeit erfordert eine entsprechende Durchblutung (Hilfsenergie) [9]. Bild 6.1 zeigt die Wirkungskette der Aktoren bei den aktiven Maßnahmen.

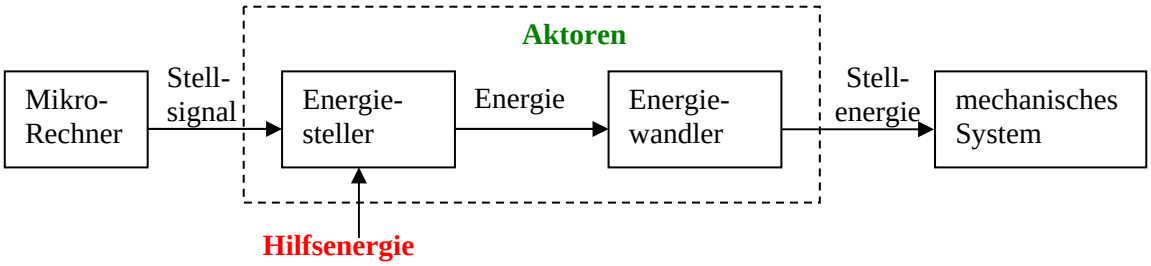


Bild 6.1: Wirkungskette mit Aktoren

Mit Hilfe der experimentellen Untersuchungsergebnisse und den Literaturstudien wurde die Vorauswahl der Aktoren getroffen. Entsprechende Anordnungsmöglichkeiten der ausgewählten Aktoren wurden entworfen.

Um die Eignungen und die Eigenschaften der ausgewählten elektromagnetischen Aktoren zu untersuchen, wurde die Finite-Element-Methode eingesetzt. Die Anordnungsmöglichkeiten und die Eigenschaften, wie z.B. geometrische und elektronische Parameter von Elektromagneten, wurden zuerst simuliert oder berechnet. Die Simulations- oder Berechnungsergebnisse sollen eine Orientierung und eine Basis für die weitere Konstruktion ermöglichen. Mit Hilfe von Simulationen und/oder Berechnungen kann die Eignung der Aktoren in den früheren Entwicklungsphasen überprüft werden.

6.1 Vorauswahl der geeigneten Aktoren

Zur Klassifikation von Aktoren kann das in ihrer Funktion zugrundliegende physikalische Prinzip verwendet werden. Zu den konventionellen Aktoren gehören die elektro-

magnetischen und die fluidischen Aktoren. In der klassischen Antriebstechnik werden überwiegend rotierende elektrische Maschinen eingesetzt. Die Umsetzung von elektrischer in mechanische Leistung erfolgt durch Ausnutzung elektromagnetischer Felder. Unter fluidischen Aktoren versteht man hydraulische und pneumatische Stelleinrichtungen, die zur Erzeugung von Kräften oder Bewegungen flüssige bzw. gasförmige Energieträger nutzen. Die Ausführung exakter Positionieraufgaben ist jedoch wegen der Fluidelastizität problematisch [40]. Infolge der beengten Platzverhältnissen im Getriebe und den Anforderungen an die Aktoren sind elektromagnetische Aktoren besser geeignet.

Die Ausführungen im Kapitel 5 zeigen, dass die komplette Unterdrückung der Klappergeräusche des Losrads nur zu erreichen ist, wenn eine Axialfixierung und die gezielte Bremsung des Losrads durchgeführt werden. Entsprechend sind die folgenden Wirkungen von Elektromagneten bedeutsam für die Reduzierung der Klappergeräusche:

- Magnete können die Axialbewegung durch die Anziehungs- oder Abstoßkraft beschränken. Axialstöße können dadurch vermieden werden. Nach dem Untersuchungsergebnis im Kapitel 5 werden die Verdrehflankenstöße durch die Vermeidung der Axialstöße geringer.
- Magnete können eine Axial-Anziehungskraft erzeugen, wodurch ein Reibmoment zwischen Losrad und Axialbund entsteht.
- Magnete können eine Radial-Anziehungskraft erzeugen. Dadurch kann das Reibmoment zwischen Losrad, Lager und der Welle erhöht werden.
- Zusätzliche Wirbelstrom-Bremswirkungen.

Neben der Verwendung von konventionellen Elektromagnetaktoren sind auch andere Lösungsmöglichkeiten mit neuartigen (unkonventionellen) Aktoren denkbar. Theoretisch steht eine große Anzahl von Aktorprinzipien der neuartigen Aktoren zur Verfügung. In der Realität sind aber viele dieser Aktoren noch im Laborstadium und können noch nicht eingesetzt werden. Eine Recherche und vergleichende Bewertung von neuen Aktoren dient der Vorbereitung und der Suche nach weiteren Lösungskonzepten zur Reduzierung oder Vermeidung der Klapper- und Rasselgeräusche. In der Tabelle 6.1 wird eine Bewertung der neuartigen Aktoren zur Reduzierung der Klappergeräusche vorgenommen.

Tabelle 6.1-1: Problem beim Einsatz der neuartigen Aktoren [40]

Physikalischer Effekt	Problem beim Einsatz zur Klappernreduzierung
Piezoelektrische Aktoren	
Bei Anlegen einer elektrischen Spannung an einen scheibenförmigen Piezokristall tritt aufgrund des reziproken piezoelektrischen Effektes eine Dickenänderung auf.	• Nur durch den Kontakt mit dem Losrad können erst die Kraftwirkungen auf das Losrad ausgeübt werden. Das Keramikmaterial hält die durch die Schwingung verursachten Schläge des Losrads nicht aus, • Piezosensor kann Feuchtigkeit (Getriebeöl) nicht widerstehen.
Magnetostriktive Aktoren	
Bei Anlegen eines magnetischen Feldes an feromagnetische Kristalle tritt aufgrund des magnetostriktiven Effektes eine volumeninvariante Längenänderung auf.	• Nur durch den Kontakt mit dem Losrad können die Kraftwirkungen auf das Losrad ausgeübt werden. Die ferromagnetische Kristalle halten die (durch die Schwingung verursachten) Anschläge vom Losrad nicht aus, • teuer und kaum verfügbar.
Elektrorheologe Aktoren (ERA)	
Bei Anlegen eines elektrischen Feldes zeigen bestimmte Flüssigkeiten eine Erhöhung der Viskosität.	• Die Wirkung des Aktors ist für diesen Ersatzzweck ungeeignet, • teuer und kaum verfügbar.
Magnetorheologe Aktoren (MRA)	
Bei Anlegen eines magnetischen Feldes zeigen bestimmte Flüssigkeiten eine Erhöhung der Viskosität.	• Die Wirkung des Aktors ist für diesen Ersatzzweck ungeeignet, • teuer und kaum verfügbar.
Thermobimetall Aktoren	
Bei einer Erwärmung krümmen sich zwei fest miteinander verbundene Metalle unterschiedlicher Wärmedehnung.	• Die sehr kleine Stellkraft des Aktors ist nicht ausreichend, • Die Aktivierung der Aktorwirkung (extra Erwärmung) ist sehr schwierig im Getriebe.

Tabelle 6.1-2: Problem beim Einsatz der neuartigen Aktoren [40]

Physikalischer Effekt	Problem beim Einsatz zur Klappernreduzierung
Aktoren mit Formgedächtnislegierungen (FGL)	
Die bei Raumtemperatur aufgebrachte Verformung eines Bauteils aus einer FGL verschwindet bei Erwärmung.	• Nur für Stellglieder mit geringer Dynamik geeignet, für dynamische Losradschwingung ungeeignet.
Dehnstoff-Aktoren	
Bei Erwärmung treten bei Dehnstoffen starke Volumen Vergrößerungen auf.	• Sehr lange Reaktionszeit, 8 s bis 50 s für Schwingungsdämpfung ungeeignet, • aufwendig für die Aktivierung des Aktors, nur für sehr einfache Stellantriebe geeignet, für die Entwicklung der aktiven Maßnahme ungeeignet.
Elektrochemische Aktoren	
Bei Anlegen einer kleinen Gleichspannung treten bei bestimmten Stoffen Gasentwicklungen auf, die zu Drucksteigerungen führen.	• Sehr lange Reaktionszeit, für Schwingungsdämpfung ungeeignet, • nur für sehr einfache Stellantriebe geeignet, für die Entwicklung der aktiven Maßnahme ungeeignet.

6.2 Entwurf der Anordnungsmöglichkeiten von Elektromagneten

Als geeignete Aktoren wurden Elektromagnete für das zu entwickelnde Mechatroniksystem ausgewählt. Theoretisch können Elektromagnete in den Zahnrädern, in anderen Teilen des Getriebes oder im freien Raum im Getriebe angeordnet werden. Praktisch sind viele Anordnungsmöglichkeiten aufgrund beschränkter technischer Machbarkeiten (z.B. des mangelnden verfügbaren Platzes) schwer realisierbar [41]. Hier wurden zuerst alle mögliche Anordnungsmöglichkeiten und ihre Realisierbarkeiten unter heutigen technischen Randbedingungen analysiert. Drei Anordnungsmöglichkeiten der Elektromagnete im Getriebe stehen in der Patentschrift „Aktive Spielregelung bei Zahnradgetrieben“ [2], siehe Bild 6.2, Bild 6.3 und Bild 6.4.

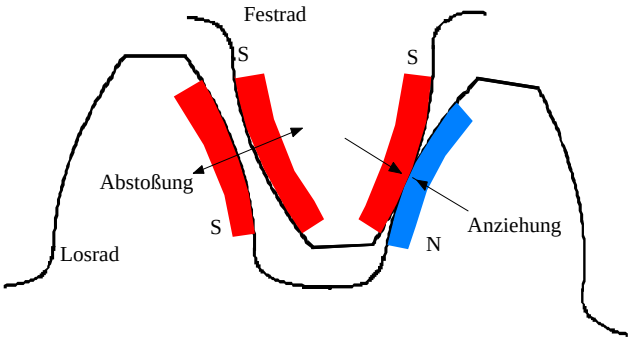


Bild 6.2: Anordnung der Elektro- und/oder Permanetmagneten im Flankenbereich [1], [2]

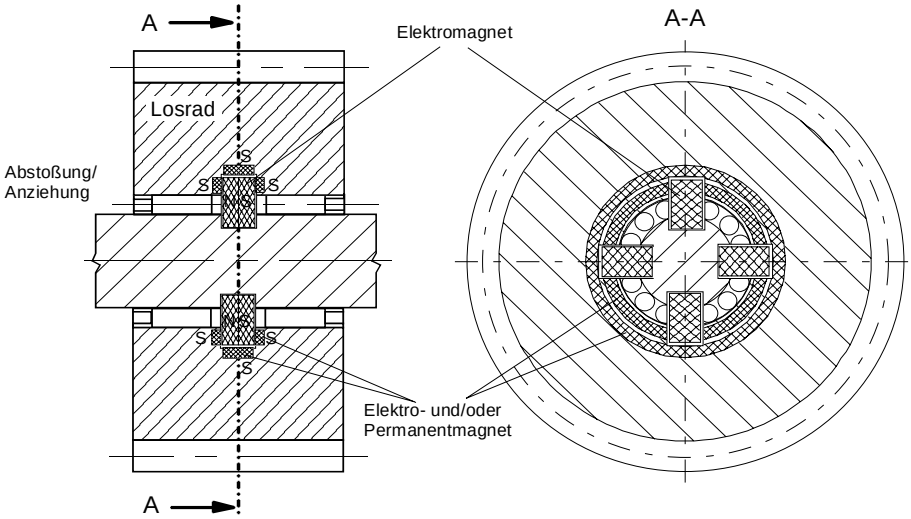


Bild 6.3: Anordnung der Elektromagneten im Lagerbereich [1], [2]

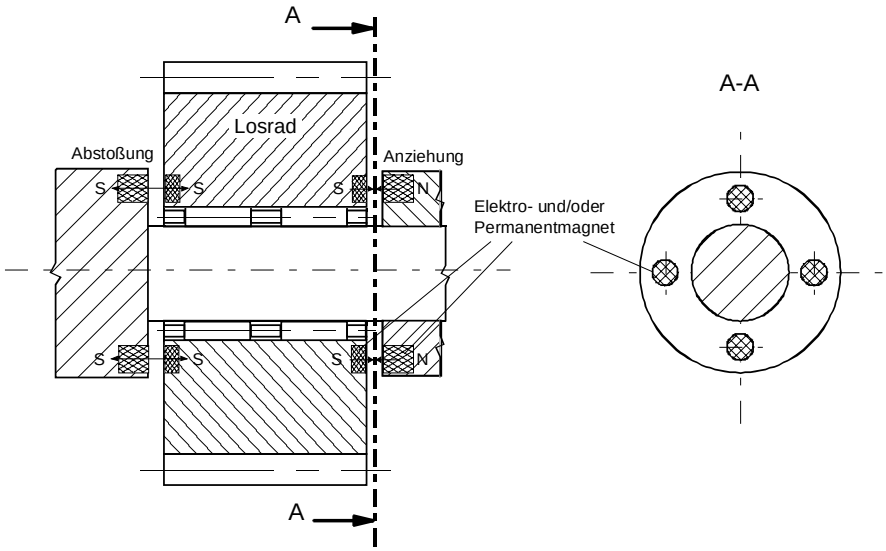
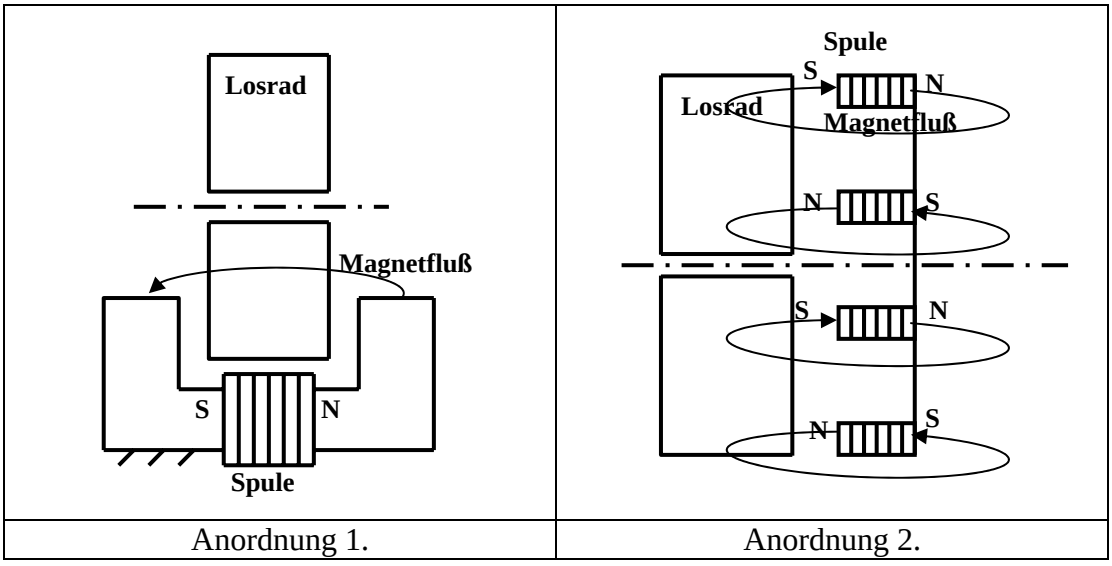


Bild 6.4: : Anordnung der Elektromagneten im Axialbereich [1], [2]

Aufgrund des verfügbaren Platzes im Getriebe, konstruktiver Ausführungen im Getriebe und der Fertigungsverfahren, ist die Anordnung im Flankenbereich und Lagerbereich nicht realisierbar [41]. Die Anordnung im Axialbereich ist praxisnah. Deswegen wird diese Anordnungsmöglichkeit im folgenden Kapitel mit einer FEM-Berechnung analysiert.

Weiterhin können die Elektromagnete auch im freien Raum des Getriebes angeordnet werden. Zwei entsprechende Anordnungsmöglichkeiten dazu zeigt Bild 6.5. Beide Anordnungsmöglichkeiten können zur Klapperreduzierung geeignet sein und werden deshalb auch mit FEM-Berechnungen untersucht.



Anordnung 1.	Anordnung 2.

Bild 6.5: Anordnungsmöglichkeiten im Freiraum des Getriebes

6.3 FEM-Untersuchungen der Anordnungsmöglichkeiten mit ANSYS

6.3.1 Auswahl FEM-Programm ANSYS für die Untersuchungen

Analytische Berechnungen oder Simulationen können dazu dienen, die geometrischen und elektrischen Parameter von Elektromagneten in den früheren Entwicklungsphasen zu überprüfen.

Die analytischen Verfahren zur Magnetfeldberechnung wurden auf der Basis der gefundenen physikalischen Gesetze entwickelt. Durch experimentelle Untersuchungen wurden die physikalischen Kenntnisse über magnetische Felder abgeleitet [42]. In der

Praxis finden die analytischen Verfahren nur geringe Anwendung, da sie nur bei einigen wenigen Sonderfällen einsetzbar sind.

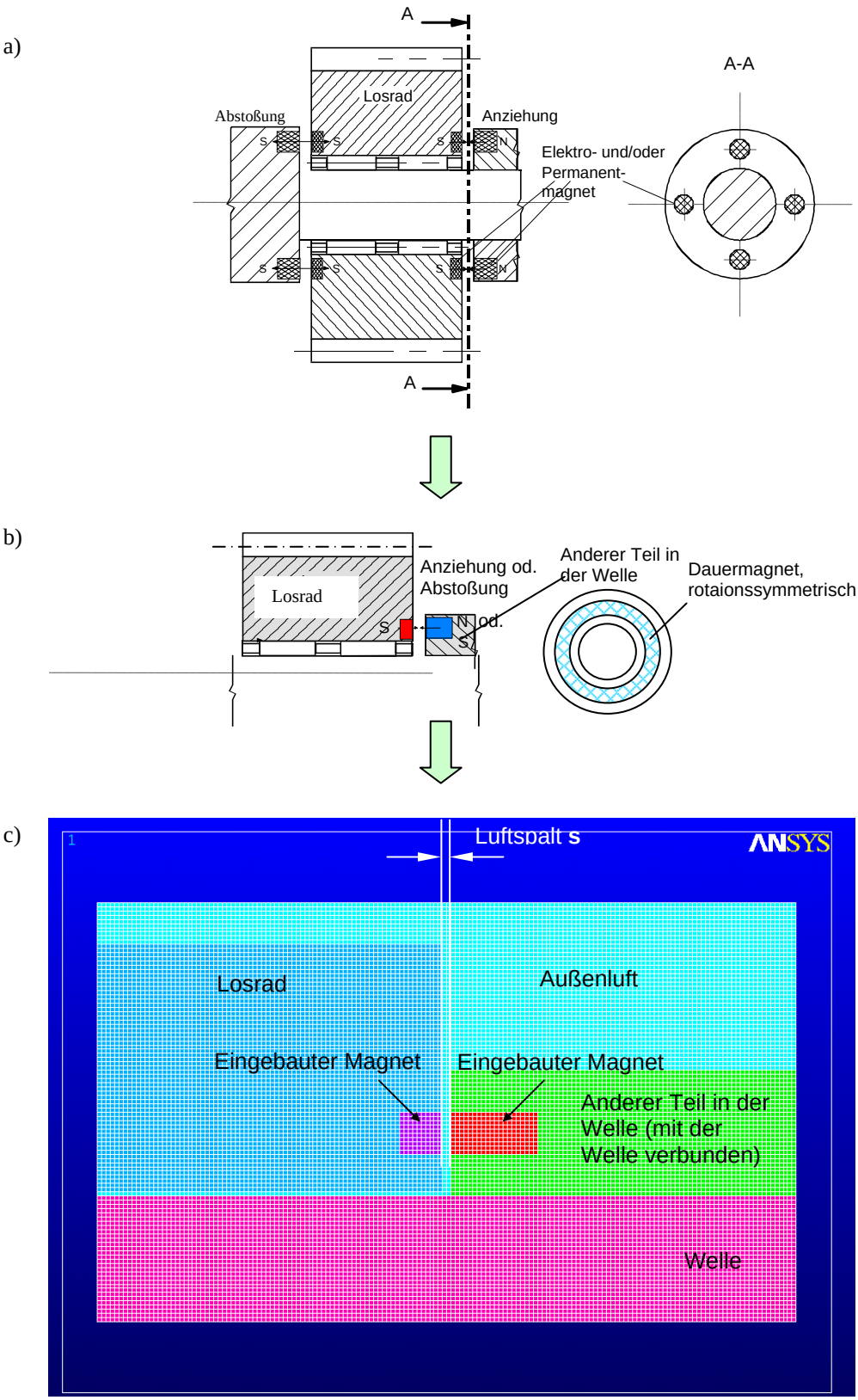
Im Gegensatz dazu lösen die später entwickelten numerischen Verfahren die zugrunde liegenden Gleichungen zwar nur näherungsweise, jedoch können nahezu beliebig komplexe Bauteilgeometrien modelliert und untersucht werden. Die Modellierung in den numerischen Verfahren kann parametrisiert durchgeführt werden. Für eine Variantenuntersuchung reicht oft die Änderung der Modellparameter aus. Deshalb sind die Variantenuntersuchungen oftmals sehr bequem und effizient.

Alle numerischen Verfahren haben gemeinsam, dass sie zur Lösung des Gleichungssystems als Ansatzfunktionen verwendet werden können. Die Finite-Element-Methode (FEM) ist die in der Praxis am häufigsten eingesetzte Methode. Bei ihr werden meist relativ einfache Ansatzfunktionen verwendet, die allerdings nur einzelne Teilgebiete abdecken. Eine wesentliche Eigenschaft dieser Methode ist, dass das Berechnungsergebnis mit wachsender Anzahl von Elementen gegen die exakte Lösung konvergiert. Eine Erhöhung der Elementzahl erhöht den Berechnungsaufwand. Die Teilgebiete werden im Berechnungsmodell als Elemente bezeichnet. Deshalb sind die gezielte Vereinfachung der komplexen Geometrie sowie die geschickte Zerlegung der vereinfachten Geometrie in geeignete Elemente wichtige Aufgaben bei der FEM-Modellierung. Da in einem FEM-Modell lediglich ein Ausschnitt der Realität untersucht wird, ist eine korrekte Definition der erforderlichen Randbedingungen für das FEM-Modell zwingend erforderlich [43], [44].

Das im Institut zur Verfügung stehende Multifunktion-FEM-Programm ANSYS besitzt unter anderem ein Modul zur Magnetfeldberechnung. Je nach Berechnungsziel kann eine statische, zeitharmonische oder transierte Analyse durchgeführt werden. Dadurch können die magnetischen Flusslinien, Flussdichte, Feldstärke, die durch die Magnetwirkung erzeugte Kräfte sowie andere Parameter berechnet werden. Ein besonderer Vorteil von ANSYS ist die benutzerfreundliche Skript-Sprache, die ANSYS Parametric Design Language (APDL), welche die Variantenuntersuchungen wesentlich erleichtert. Sie erlaubt es, das Modell parametrisiert zu generieren und zu berechnen.

6.3.2 FEM-Untersuchungen mit 2D-Modellen

Zunächst wird bei der FEM-Berechnung die gegebene, relativ komplexe Konstruktion hinsichtlich Geometrie und Funktion analysiert. Aus den Symmetrieeigenschaften der Konstruktion können dann erste Vereinfachungen des Modells abgeleitet werden. Für eine rotationssymmetrische Konstruktion kann ein 2D-Modell zur Berechnung verwendet werden. Ein solches 2D-Modell reduziert den Berechnungsaufwand und liefert trotzdem sehr genaue Ergebnisse [43], [44].



a) Konstruktion der Magnetanordnung
b) Vereinfachung der Konstruktion für FE-Berechnungen
c) 2D-FE-Modell im Programm ANSYS

Bild 6.6: Vereinfachung der Geometrie und Aufbau eines 2D-FE-Modells

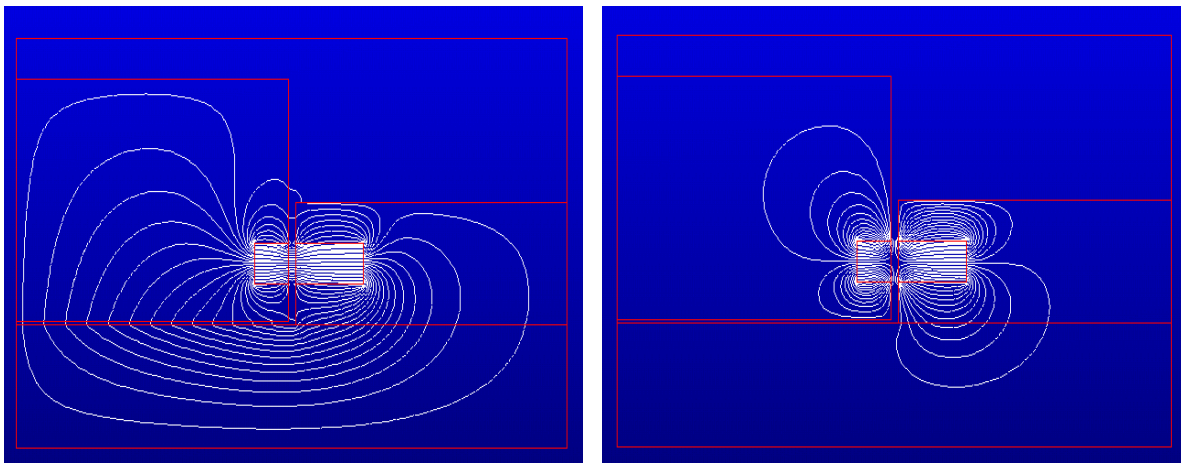
Zur Untersuchung der Axialanordnung der Aktoren, siehe Bild 6.6 a, wurde zuerst eine Geometrievereinfachung getroffen. Weil die Anordnung der Aktoren an beiden Seiten des Losrads in der Axialrichtung symmetrisch ist, reicht es aus, nur die Anordnung an einer Seite des Losrads zu untersuchen. Wenn die Schaltvorgänge nicht berücksichtigt werden und die Elektroparameter der Elektromagnete unverändert bleiben, können die Elektromagnete auch durch Dauermagnete in der Modellierung ersetzt werden. Zuerst wird angenommen, dass die Dauermagnete rotationssymmetrisch im Losrad und im anderen Teil in der Welle angeordnet sind. Bild 6.6 b zeigt die erste Vereinfachung der Axialanordnungsmöglichkeit.

Die rotationssymmetrische Geometrie im Bild 6.6 b kann mit einem 2D-Finite-Element-Modell gut interpretiert werden, siehe Bild 6.6 c. Bei der Grunduntersuchung der Axialanordnung ist es ausreichend, dass das Losrad zuerst als eine Scheibe modelliert wird. Der Nadellagerbereich zwischen Losrad und Welle wird durch einen dünnen Luftspalt ersetzt, weil es radiale Spiele zwischen dem Losrad, dem Nadellager und der Welle gibt. Der Kunststoff des Nadellagers hat eine sehr geringe Permeabilität, ähnlich wie die der Luft. Der andere Teil in der Welle im Bild 6.6 c ist fest mit der Welle verbunden. Zwischen dem Dauermagnet im Losrad und dem Dauermagnet im anderen Teil in der Welle befindet sich ein Luftspalt. Die Welle hat einen Außendurchmesser von 30 mm und das Losrad einen von 90 mm. Das Netz in diesem 2D-Modell ist ein strukturiertes, sehr feines Netz und bildet eine gute Voraussetzung für ein genaues Berechnungsergebnis. Durch die Entkopplung der Polarisierungsrichtung von den beiden Dauermagneten können die Anziehungs- und Abstoßkräfte auf dem Losrad ermittelt werden.

ANSYS stellt zwei Verfahren zur Berechnung von Magnetenkräften bereit. Eine Methode heißt „Maxwell´sche Oberflächen“. Bei der Berechnung der Kraft stellt im Wesentlichen eine Oberflächenintegration (Integration der Normalkomponente) um ferromagnetische Materialien dar. In der Berechnung ist es sehr wichtig, die Integrationsfläche zu definieren. Eine andere Methode nennt man die „virtuelle Verschiebung“. Diese Methode verwendet eine gedachte Verschiebung der Grenzschicht zwischen Komponenten und umgebender Luftschicht. Die Berechnung erfolgt mittels lokaler Ableitung der Ansatzfunktionen der Elemente. Hier sind alle Elemente des Losrads und des im Losrad integrierten Magnets in einer Komponente gruppiert worden. Die Kraft auf dieser Komponente kann dann mit der Methode „virtuelle Verschiebung“ erfasst werden. Die Kräfte auf das Losrad werden mit den beiden Methoden ausgerechnet. Wenn große Unterschiede zwischen den Berechnungsergebnissen aus diesen zwei Methoden bestehen, dann liegen Fehler oder Mängel in der Modellierung vor [46]. In der Regel wird das Berechnungsergebnis aus der Methode der „virtuellen Verschiebung“ bevorzugt [46].

In der Berechnung kann der Luftspalt *s* zwischen beiden Magneten von 0,1 mm bis 2 mm variiert werden. Der Luftspalt, der sich direkt in dem Magnetflusskreis befindet, übt einen sehr großen Einfluss auf die Anziehungs- oder Abstoßungskraft auf dem Losrad aus. Im Bild 6.7 und Tabelle 6.2 sind die Flussliniendarstellungen und die ermittelte Anziehungs- oder Abstoßkraft auf das Losrad bei einer Luftspalt *s* = 1 mm dargestellt. Die Ergebnisse aus zwei unterschiedlichen berechneten Methoden sind nahezu identisch.

Die Berechnungsergebnisse haben bewiesen, dass die Anziehungskraft viel stärker als die Abstoßkraft ist. Der Grund ist auf die ferromagnetischen Eigenschaften und die Ausbildung der Flusslinien in den ferromagnetischen Teilen zurückzuführen. Durch diese Effekte wird die Anziehungskraft verstärkt und die Abstoßkraft geschwächt.



a) Anziehungszustand b) Abstoßzustand

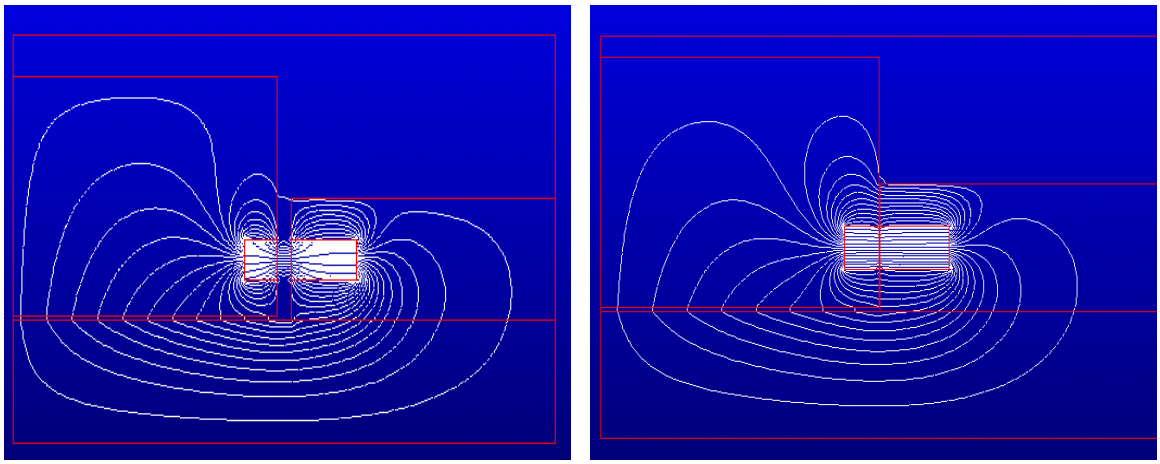
Bild 6.7: Flussliniendarstellung, Luftspalt s= 1 mm, [26]

Tabelle 6.2: Ermittelte Kraft auf dem Losrad (entsprechend Bild 6.7)

Berechnungsmethode	Maxwell´sche Oberflächen	Virtuelle Verschiebung
Anziehungskraft im Anziehungszustand im Bild 6.7 a	17,85 N	17,93 N
Abstoßkraft im Abstoßzustand im Bild 6.7 b	-9,71 N	-10,8 N

Der Einfluss der Luftspaltgröße s auf die Anziehungs- und Abstoßkraft ist im Bild 6.8 und Bild 6.9 deutlich zu erkennen. Die Flussliniendarstellungen im Bild 6.8 zeigen, dass die direkte Nutzflussdichte zwischen dem Losrad und dem anderen Teil in der Welle bei einem Luftspalt von 0,1 mm viel höher ist als bei einem Luftspalt von 2 mm. Mit zunehmender Größe des Luftspalts nehmen Streufluss und Streuverlust zu und der Nutzfluss ab. Die Anziehungs- oder Abstoßkraft auf das Losrad ist von der Nutzinduk-

tion abhängig. Im Bild 6.9 ist zu erkennen, wie die Anziehungskraft mit der zunehmenden Luftspaltgröße stark reduziert wird. Der genaue Zusammenhang zwischen der Luftspaltgröße und der Kraftgröße ist allerdings von den individuellen Berechnungsfällen abhängig.



a) Luftspalt s = 2 mm b) Luftspalt s = 0,1 mm

Bild 6.8: Magnetfluss bei unterschiedlichem Luftspalt s

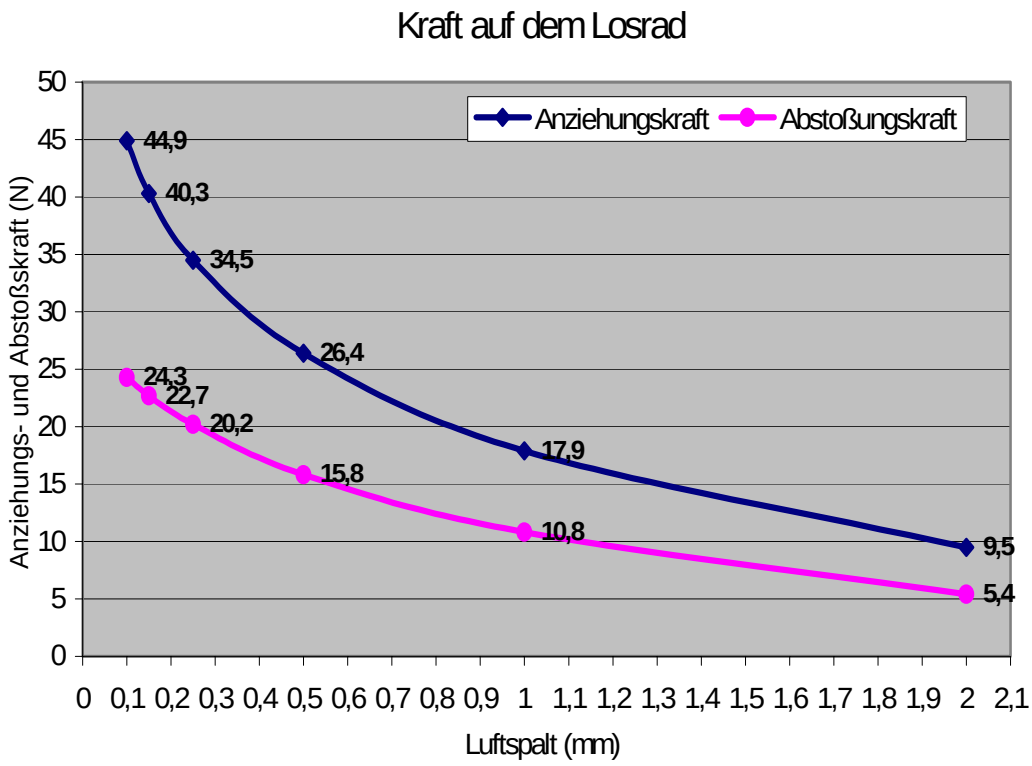


Bild 6.9: Zusammenhang von der Magnetkraft und der Luftspaltgröße

Durch diese 2D FEM-Berechnung konnten folgende Erkenntnisse in der Aktor-Axialanordnung gewonnen werden:

- Bei Dauermagneten mit gleichen Geometrien und Werkstoffen sind die Anziehungseffekte in der Axialanordnung viel effizienter als die Abstoßeffekte.
- Die Magnetkraft nimmt drastisch mit zunehmendem Luftspalt ab, der sich direkt im Magnetfluss befindet. Bei der Konstruktion muss die Luftspaltgröße sehr genau berücksichtigt werden.
- Gestaltung und Material der Dauermagneten haben einen wesentlichen Einfluss auf die Magnetwirkung. Bei Elektromagneten sind die Gestaltung und die elektrische Leistung entscheidend.
- Es besteht kaum Streufluss in der Außenluft in diesem 2D Modell. Für die Modellierung der Außenluft ist oft eine hohe Elementanzahl erforderlich. Für die Grunduntersuchung reicht es zunächst aus, wenn die Außenluft bei der Modellierung nicht berücksichtigt wird [46].

6.3.3 FEM-Untersuchungen mit 3D Modellen

Die FEM-Untersuchungen der Anordnungsmöglichkeiten von Elektromagneten im freien Raum des Getriebes wurden mit 3D-Modellen durchgeführt, weil manche Vereinfachungen der Geometrie für die 2D-Berechnungen hier nicht geeignet sind. Die 3D-Modelle dienen nicht nur den Untersuchungen der geometrischen Parameter der Anordnung, sondern auch denen der elektronischen Parameter der Elektromagnete.

3D-Modelle benötigen in der Regel viel mehr Rechenzeit für die Lösung. Um die gleiche Genauigkeit wie bei 2D zu bekommen, braucht ein 3D-Modell viel mehr Elemente. Die ANSYS Lizenz im Institut hat eine begrenzte Knotenanzahl von 128.000 und muss deshalb unbedingt unterhalb dieser Grenze liegen. Dadurch wird die Elementzahl des 3-D Modells sehr stark beschränkt. Der Aufbau eines guten 3D-Netzes ist deshalb wesentlich schwieriger geworden. Für ein Netz mit feinen Tetraederelementen in der 3D-Berechnung ist zwar weniger Modellierungsaufwand notwendig, dennoch führen die Tetraederelemente zu großen Knotenzahlen bei mäßiger Genauigkeit der Ergebnisse. Für 3D-Berechnungen sind folgende zwei Punkte am wichtigsten:

- Vereinfachung und richtige Definierung der Randbedingungen,
- Ein gutes Elementnetz, so fein wie nötig und so grob wie möglich.

Bei diesen 3D-FEM-Berechnungen können die durch 2D gewonnenen Kenntnisse und Erfahrungen eingesetzt werden. Zwei Schlussfolgerungen aus den 2D-Berechnungen wurden bei den 3D-Berechnungen berücksichtigt:

- Nach den 2D-Berechnungserfahrungen ist die Modellierung der Außenluft für die Grunduntersuchung nicht unbedingt notwendig. Ohne Modellierung der Außenluft wird die Genauigkeit der Berechnung zwar etwas leiden, aber die Elementanzahl und damit auch die Knotenanzahl des Modells kann deutlich reduziert werden. Je nach Berechnungsmodell wird entschieden, ob die Außenluft mitmodelliert wird oder nicht. Ein Modell ohne Außenluft kann die Realität trotzdem gut widerspiegeln.
- Der wichtigste Parameter für die Konstruktion ist die Luftspaltgröße, die sich direkt im Magnetfluss befindet. Nach den 2D Berechnungsergebnissen soll diese Luftspaltgröße so klein wie möglich gehalten werden. Nach Ansicht der Fertigung und Montage kann der Luftspalt nicht unendlich verkleinert werden. Ein Kompromiss muss für die Konstruktion gefunden werden.

Die zwei Anordnungsmöglichkeiten im Bild 6.5 werden mit zwei 3D-FEM-Modellen simuliert (Bild 6.10 und Bild 6.14). Jedes Modell besteht aus vier Komponenten:

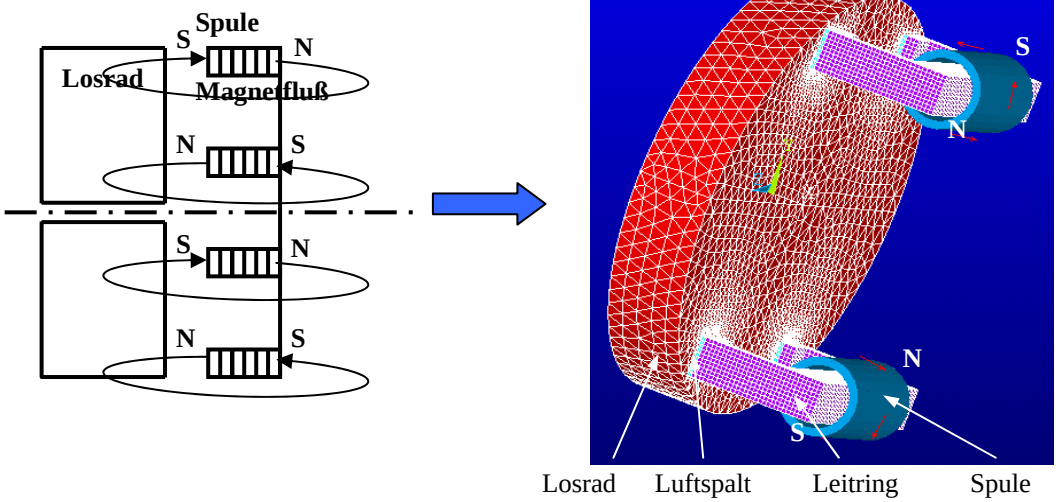
- Losrad, als eine Scheibe modelliert,
- Spule,
- Joch aus Stahl, kann den von der Spule erzeugten Magnetfluss gezielt auf das Losrad einleiten,
- Luftspalt zwischen dem Leitring und dem Losrad.

Die Elemente vom Losrad, dem Leitring und dem Luftspalt sind 3-dimensionale Volumenelemente. Für die Modellierung der Spule in der ANSYS-Untersuchung ist ein spezieller 3-dimensionaler Quellenelementtyp vorhanden [43], [44]. Die ganze Spule im FEM- Modell besteht nur aus einem solchen Quellenelement. Jedes Modell ist mit sehr feinen Elementen modelliert. Außerhalb des Luftspaltes ist die umgebene Luft nicht mit modelliert, um die komplette Knotenanzahl des Modells unter 128.000 zu garantieren.

Die Anordnungen mit zwei Spulen oder einer Spule wurden untersucht. Bild 6.10 und Tabelle 6.3 stellen die Berechnungsergebnisse der symmetrischen Anordnung mit 2 Spulen dar. Jede Spule hat 500 Windungen und 1,5 A Stromstärke. Das Losrad hat ei-

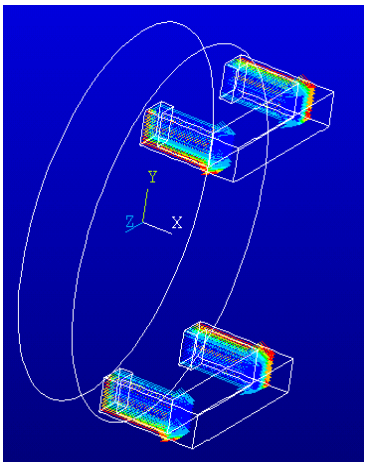
nen Durchmesser von 106 mm und eine Breite von 18 mm. Die Luftspaltgröße zwischen Leitring und Losrad beträgt 1 mm.

Die Anziehungskraft auf das Losrad beträgt 29,04 N in der Axialrichtung. Die Kräfte auf das Losrad sind unabhängig von der Stromrichtung der Spule und der Magnetflussrichtung. Die Spulen ziehen das Losrad immer zur Richtung Leitring.

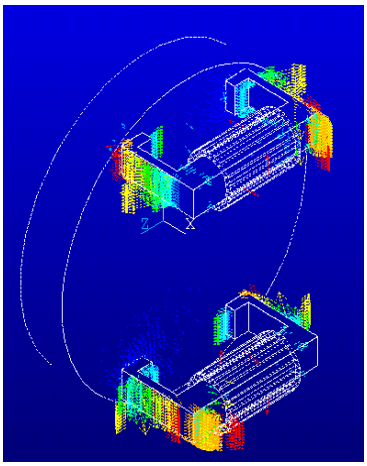


a) Anordnung Entwurf 1

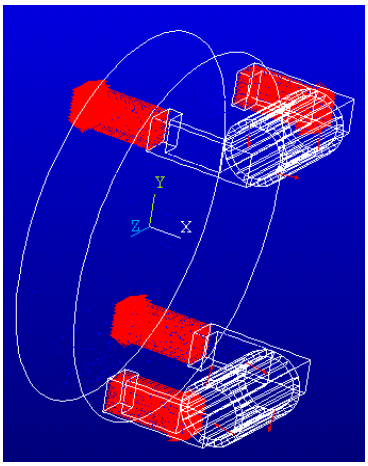
b) 3D-FEM-Modell



c) Kraft auf das Losrad



d) Magnetflussdichte, Vektordarstellung



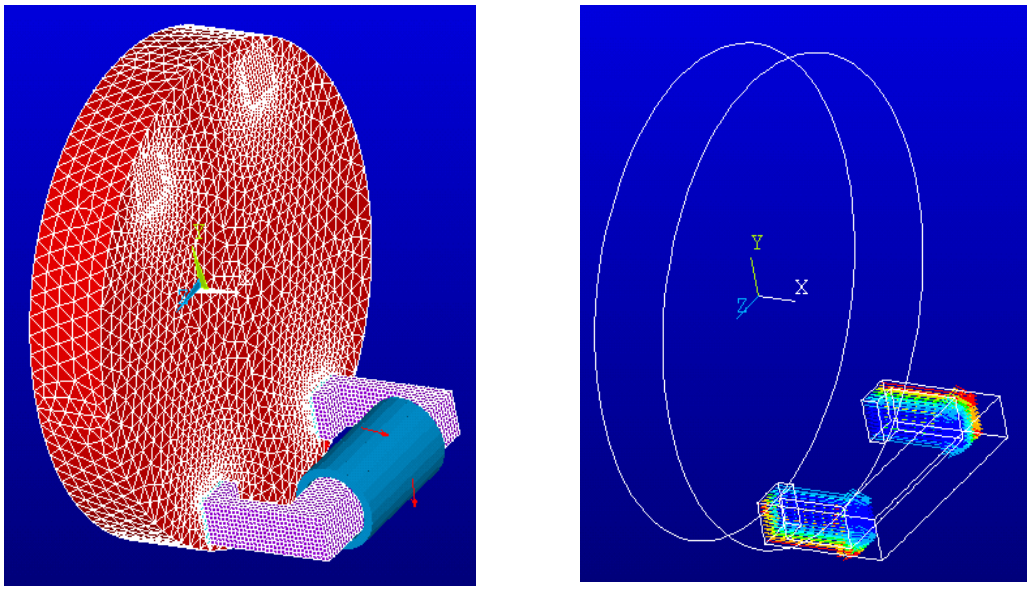
e) Magnetfeldstärke, Vektordarstellung

Bild 6.10: FEM-Modell und Berechnungsergebnisse der ersten Anordnung mit 2 Spulen

Tabelle 6.3: Kraftgröße auf dem Losrad, Axialanordnung mit 2 Spulen

SUMMARY OF FORCES BY VIRTUAL WORK			
Units of Force:	(N)		
Component	Force-X	Force-Y	Force-Z
Losrad	0.29038E+02	0.71621E-05	-0.25692E-05
SUMMARY OF FORCES BY MAXWELL STRESS TENSOR			
Units of Force:	(N)		
Component	Force-X	Force-Y	Force-Z
Losrad	0.29036E+02	0.97052E-05	-0.29934E-05

Bei der unsymmetrischen Anordnung mit einer Spule ist noch zu klären, wie stark die Radialkraft auf das Losrad wirkt. Bild 6.11 und Tabelle 6.4 zeigt das FEM-Modell und die Berechnungsergebnisse der Axialanordnung mit einer Spule.



a) FEM-Modell b) Kraft auf das Losrad

Bild 6.11: FEM-Modell und Berechnungsergebnisse der ersten Anordnung mit 1 Spule

Tabelle 6.4: Kraftgröße auf dem Losrad, Axialanordnung mit 1 Spule

SUMMARY OF FORCES BY VIRTUAL WORK			
Units of Force:	(N)		
Component	Force-X	Force-Y	Force-Z
Losrad	0.14516E+02	-0.54315E-03	-0.16074E-05
SUMMARY OF FORCES BY MAXWELL STRESS TENSOR			
Units of Force:	(N)		
Component	Force-X	Force-Y	Force-Z
Losrad	0.14515E+02	-0.74082E-03	-0.22662E-05

Die Axialkraft bei der Anordnung mit einer Spule beträgt ungefähr die Hälfte der Kraft aus der Anordnung mit zwei Spulen. Die Radialkraft bei der unsymmetrischen Geometrie ist sehr klein, deshalb wird sie nicht berücksichtigt.

Die Luftspaltgröße zwischen Losrad und Leitring ist in dieser Anordnung äußerst wichtig. Durch die Variierung der Luftspaltgröße kann man die Beziehung zwischen der Luftspaltgröße und der Anziehungskraft auf das Losrad feststellen (s. Bild 6.12). Durch die Interpolation der Berechnungsergebnisse wird folgende Näherungsfunktion ermittelt:

$$y = 14{,}2 * x^{-1{,}8696} \tag{6.1}$$

Durch diese Funktion kann man genau ablesen, wie die Kraft drastisch mit der zunehmenden Luftspaltgröße abfällt.

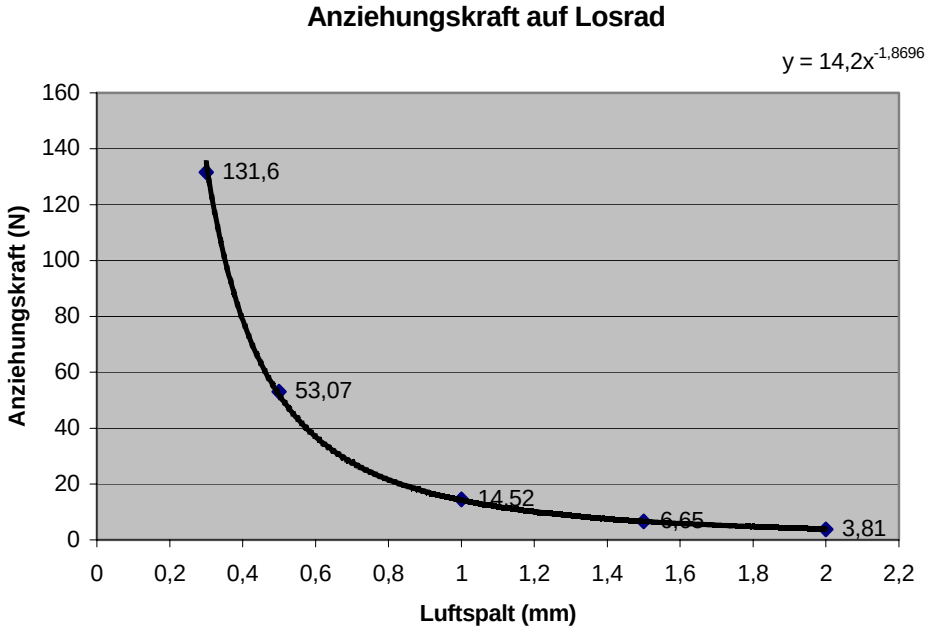


Bild 6.12: Anziehungskraft und die Luftspaltgröße

Die magnetische Wirkung der Spule hängt vom Produkt der Stromstärke und der Windungen der Spule, *I*n (Stromstärke*Windungszahl)*, ab. In den Untersuchungen wurde die magnetische Wirkung unter unterschiedlichen Stromstärken untersucht. Hier beträgt die Luftspaltgröße 1 mm und die Windungszahl der Spule 500 Windungen. Die Berechnungsergebnisse sind im Bild 6.13 dargestellt. Nach der Näherungsfunktion existiert eine quadratische Beziehung zwischen der Anziehungskraft auf das Losrad und der Stromstärke.

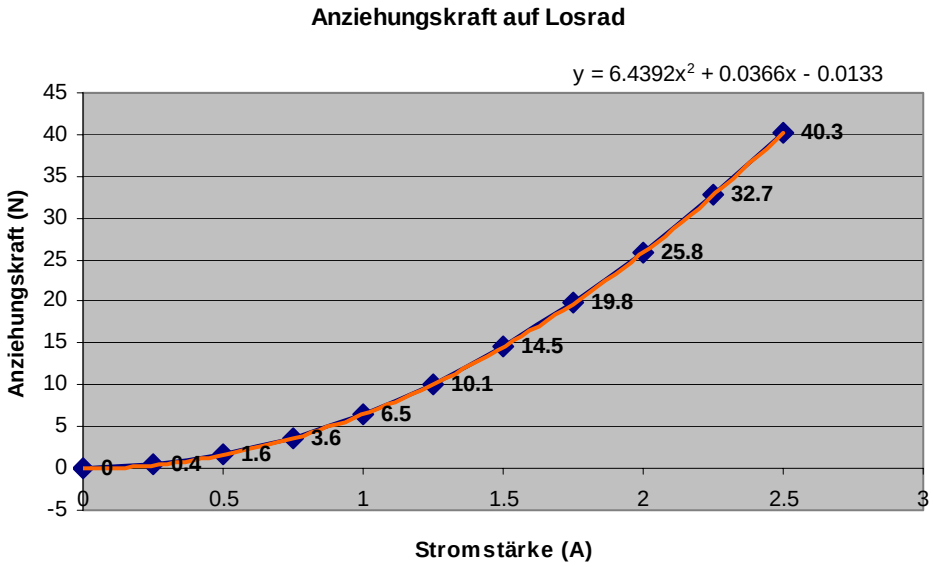


Bild 6.13: Anziehungskraft und die Stromstärke

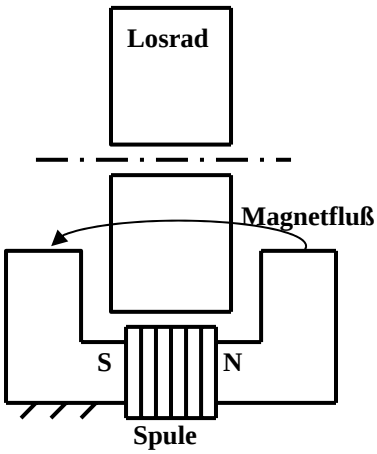
Die zweite Anordnung der Elektromagnete wurde auch in ANSYS modelliert, siehe Tabelle 6.5 und Bild 6.14. Das Losrad befindet sich in der Mitte des Leitrings.

Die Berechnungsergebnisse zeigen, dass der Magnetfluss zwar von einer Seite des Losrads zur anderen Seite fließt, die Magnetkräfte aber auf beiden Seiten gleich groß sind. Durch diese Anordnung kann man kaum auf die Bewegungen des Losrades in der Axialrichtung aktiv einwirken.

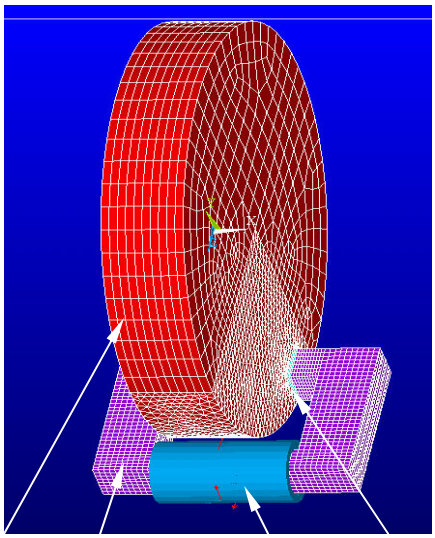
Durch die 3D-FEM-Untersuchungen ist deutlich zu erkennen, dass die erste Anordnung im Bild 6.5 für die Einschränkung der Losradbewegungen in Axialrichtung vorteilhafter ist. Der Luftwiderstand im Magnetfluss ist entscheidend und muss bei der Konstruktion besonders berücksichtigt werden. Die Geometrie und elektronischen Parameter der Elektromagneten können die Kraftwirkungen auch gezielt beeinflussen.

Tabelle 6.5: Kraftgröße auf das Losrad, zweite Anordnung

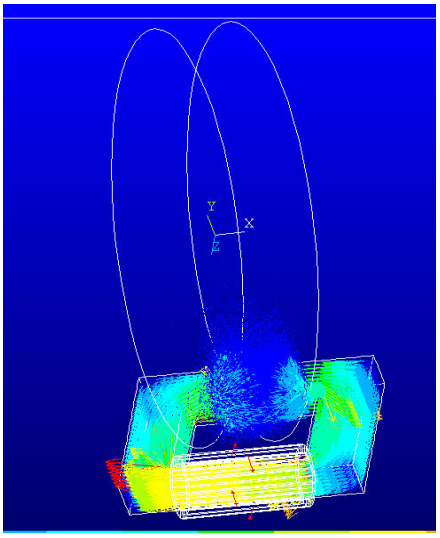
SUMMARY OF FORCES BY VIRTUAL WORK			
Units of Force:	(N)		
Component	Force-X	Force-Y	Force-Z
Losrad	0.14208E-08	-0.97165E-03	0.27364E-03
SUMMARY OF FORCES BY MAXWELL STRESS TENSOR			
Units of Force:	(N)		
Component	Force-X	Force-Y	Force-Z
Losrad	0.31124E-08	-0.11911E-02	0.15562E-03



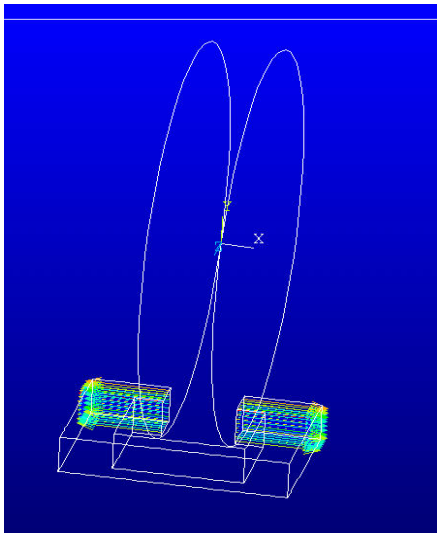
a) Anordnung Entwurf 2



b) 3D-FEM-Modell



c) Magnetflussdichte, Vektordarstellung



d) Kraft auf dem Losrad, Vektordarstellung

Bild 6.14: FEM-Modell und Berechnungsergebnisse der zweiten Anordnung mit 1 Spule

7 Gestaltung der aktiven Maßnahmen

Die bekannten Regeln für einen Entwurf der aktiven Maßnahmen sprechen von „funktionsorientiertem“ und „gestaltungsorientiertem“ Entwurf. Während in den frühen Phasen die Funktion des Systems und seiner Teile im Vordergrund stand, orientierte man sich in den späten Phasen eher an der gesamten Gestaltung.

In den vorherigen Kapiteln wurden die Teilsysteme, d.h. das mechanische Grundsystem, die Sensorsysteme und die Aktoren für die mechatronischen Systeme untersucht. Dieser Ansatz war funktionsorientiert.

Mit Hilfe der Untersuchungsergebnisse der Teilsysteme, werden in diesem Kapitel zwei Lösungskonzepte ausgearbeitet. Hierzu mussten die passenden Regelungs- oder Steuerungskonzepte nach den Lösungskonzepten untersucht und mit dem dSPACE-Gerät aufgebaut werden, um anschließend die vier Teilsysteme (Grundsystem, Sensorsystem, Aktorsystem und Regler) im gesamten mechatronischen System integrieren zu können. Durch die Versuche am Prüfstand konnte die Gestaltung des entwickelten mechatronischen Systems überprüft, verifiziert und gegebenenfalls verbessert werden.

7.1 Ziel

Kapitel 5.2.5 zeigt, dass eine Aufhebung der Axialstöße die Klappergeräusche reduzieren und ihre unangenehme Charakteristik entschärfen kann. Dieses Versuchsergebnis bestimmt das Ziel der Gestaltung der aktiven Maßnahmen, die Axialstöße durch die gezielte Beeinflussung der Losradbewegung in der Axialrichtung zu vermeiden.

Dabei wird besonders darauf geachtet, dass diese aktiven Maßnahmen auch realisierbar sind. Die vorhandene Getriebestruktur sollte möglichst beibehalten werden und die Elektromagnete möglichst im freien Raum im Getriebe angeordnet werden. Bei den aktiven Maßnahmen muss extra Energie dem System zugeführt werden. Für das Fahrzeuggetriebe bedeutet diese zusätzliche Energie einen Leistungsverlust. Deshalb sollte die Energie so klein wie möglich gehalten werden. Diese aktiven Maßnahmen sollten nach Möglichkeit die vorhandenen Funktionen im Fahrzeuggetriebe, wie z.B. die Schaltung, nicht beeinträchtigen.

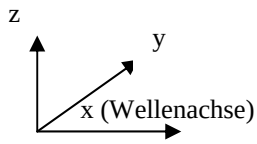
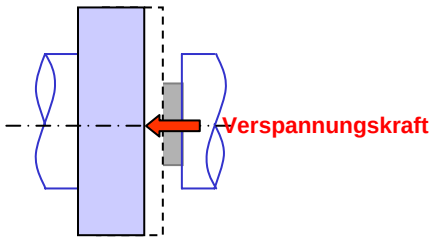
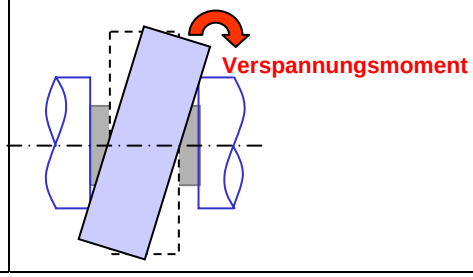
Zwei grundsätzliche Lösungsansätze ermöglichen die Verwirklichung dieses Ziels. Der eine ist die Erzeugung einer Gegenschwingung des Losrads, der andere ist die Verspannung des Losrads in der Axialrichtung.

7.2 Verspannung

7.2.1 Lösungsansatz

Die Verspannung des Losrads in der Axialrichtung bedeutet, durch eine Kraft oder ein Moment das Losrad immer an seiner Spielgrenze zu halten. In der Axialrichtung kann sich das Losrad nicht nur translatorisch bewegen, sondern auch kippen. Deshalb bestehen zwei Möglichkeiten für die Verspannung des Losrads in der Axialrichtung, Tabelle 7.1.

Tabelle 7.1: Verspannungsmöglichkeiten (Darstellung übertrieben)

Verspannungs-Möglichkeit 1 		Bemerkung: Mit einer Verspannungskraft das Losrad an einer Seite der Spielgrenze halten.
Verspannungs-Möglichkeit 2		Bemerkung: Mit einem Verspannungsmoment das Losrad auf beiden Seiten der Spielgrenze zu halten.

Für die „Verspannungsmöglichkeit 1“ ist eine zentrierte Axialkraft notwendig. Eine unzentrierte Axialkraft erzeugt mehr oder wenig ein Kippmoment auf das Losrad. Durch Magnetanordnungen ist die Ausübung einer unzentrierten Axialkraft viel einfacher als einer zentrierten Axialkraft. Für eine unzentrierte Axialkraft kann die Anordnung der Elektromagneten in der Axialrichtung sehr flexibel gestaltet werden.

Das Losrad kann innerhalb des Lagerspiels in der Axialrichtung kippen. Das durchschnittliche Lagerspiel liegt bei 0,03 mm bis 0,07 mm, das Axialspiel bei 0,2 mm bis 0,3 mm. Der Kippwinkel des Losrads in der Axialrichtung ist von den beiden Spielen abhängig.

Das Lagerspiel beschränkt das starke Kippen des Losrads. Gleichzeitig reduziert die Verzahnung zwischen Festrad und Losrad das Losradkippen. Die „Verspannungsmöglichkeit 2“ ist daher in der Realität eher unwahrscheinlich. Aber eine Verspannung wie im Bild 7.1 ist durchaus möglich.

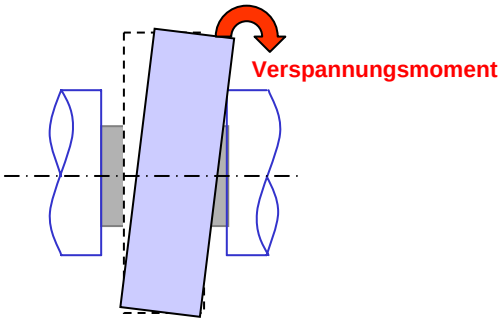


Bild 7.1: erreichbare Verspannung auf das Losrad (Darstellung übertrieben)

Im Bild 7.1 liegt das Losrad durch Verspannung leicht schräg zur Wellenachse, das Hin- und Herbewegen und das Pendeln sind dadurch beschränkt. Im Leerlauf übt das Festrad durch die Verzahnungen eine kleine Kraft auf das Losrad aus. Die Verzahnung wird durch die Verspannung im Bild 7.1 nicht beeinflusst. Die Zähne des Losrads und Festrads werden nicht beschädigt.

Es wurde festgestellt, dass sich die Axialstöße in beiden Richtungen gegenseitig verstärken. Wenn das Losrad in der Axialrichtung verspannt ist und nicht hin und her stoßen kann, dann existiert der Verstärkungseffekt nicht mehr. Damit wird es möglich, mit wenig zugeführter Energie eine Axialverspannung zu erreichen.

Der Lösungsansatz „Verspannung“ erfordert wenig Steuerungsaufwand. Während des Getriebeleerlaufs sollen die Magneten eingeschaltet werden.

Die Losradschwingungen sind komplizierte dynamische Vorgänge und alle Stöße beeinflussen sich gegenseitig. Es ist schwierig, die Effekte vom Lösungsansatz 1 mit theoretischen Analysen zu bestimmen. Im Rahmen dieser Arbeit wurden praktische Versuche durchgeführt, siehe Kapitel 7.2.2.

7.2.2 Anordnung und Auswahl der Elektromagnete

Die Elektromagnete für den Versuch sollen bestimmte Magnetkräfte erzeugen können. Aufgrund des begrenzten Raums im Getriebe sollen die Magnete so klein wie möglich sein. Aus den handelsüblichen Elektromagneten wurden die Elektromagnete „G MHX 025X 20 A01“von der Firma „Magnet-Schulz“ ausgewählt, siehe Bild 7.2.

Magnet-Durchmesser	25 mm
Haltekraft	135 N
Versorgung	12 oder 24V DC
Leistungsaufnahme	3,2 W
Magnetgewicht	70g

Bild 7.2: Bild und technische Daten des Elektromagneten G MHX 025X 20 A01

Diese Magnete bieten folgende Vorteile:

- Große Kraft,
- Ausführungen: "Halten bei Erregung" oder "Abfallen bei Entregung",
- Magnete direkt mit ebenen Eisenflächen benutzbar,
- Spulen für Dauerbetrieb bei angegebener Betriebsspannung ausgelegt,
- Wirkung des remanenten Magnetismus durch dünne Schicht nichtmagnetischen Materials verminderbar,
- remanente Haltekraft bei allen Typen ca. 5% der Haltekraft ohne Luftspalt.

Für die Magnetwirkung ist die Luftspaltgröße im Magnetfluss besonders wichtig. Mit zunehmender Luftspaltgröße nimmt die Anziehungskraft auf das Stahlteil drastisch ab, s. Bild 7.3. Wenn der Luftspalt zwischen dem Elektromagnet und dem Stahlteil größer als 1 mm ist, geht fast die komplette Anziehungskraft verloren. Deswegen muss bei dem Einbau des Elektromagneten im Prüfgetriebe besonders darauf geachtet werden, dass die Luftspaltgröße so klein wie möglich ist.

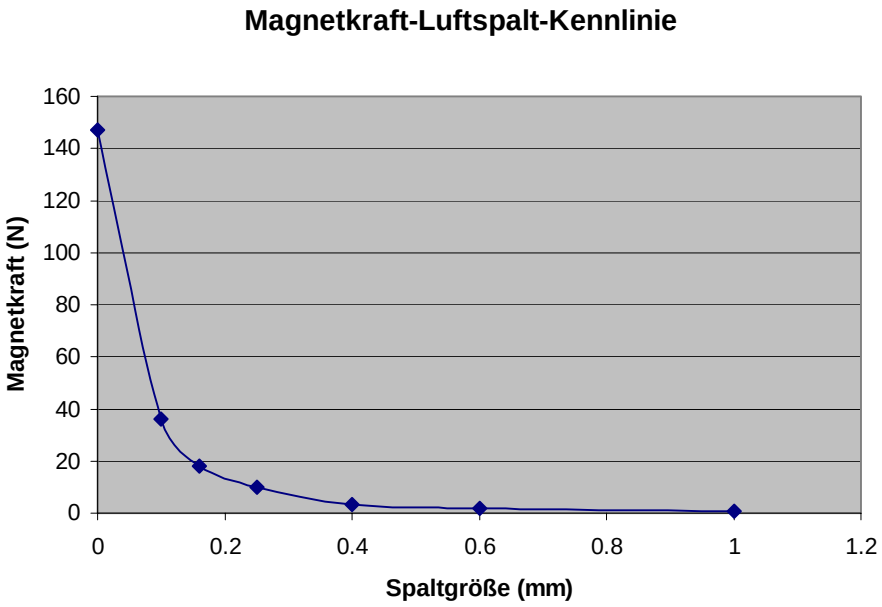
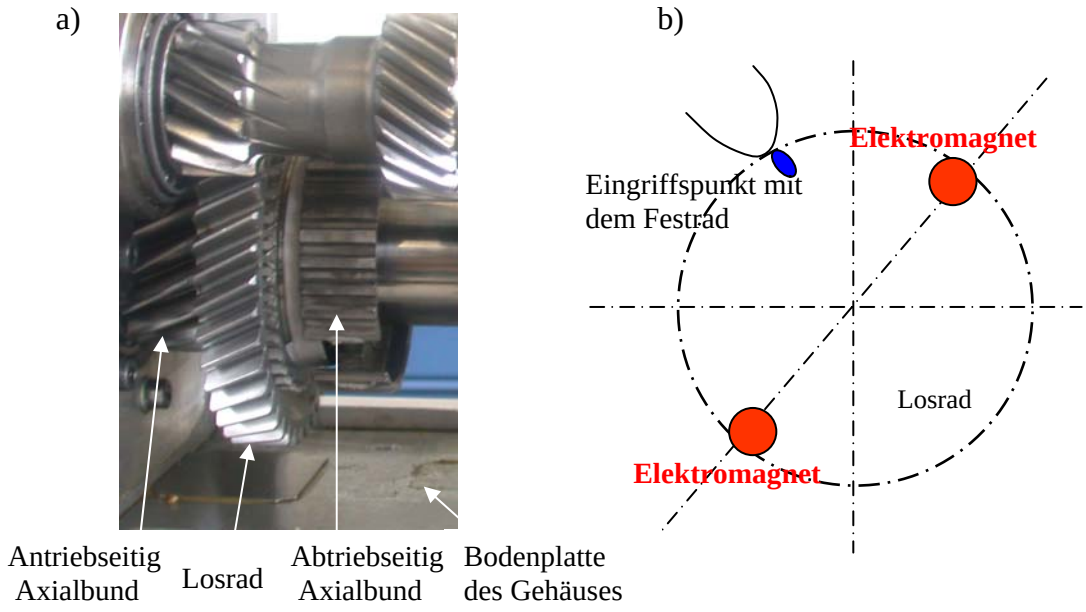


Bild 7.3: Magnetkraft-Luftspalt-Kennlinie des Elektromagneten G MHX 025X 20 A01



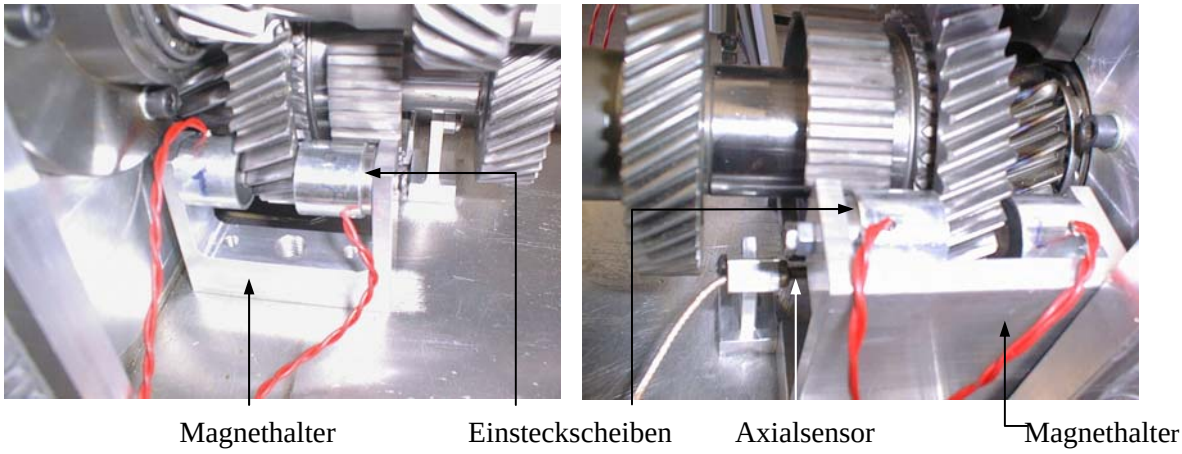
a) Der verfügbare Platz für Elektromagneten im Elementarprüfgetriebe
b) Entwurf der seitlichen Anordnung der Elektromagneten

Bild 7.4: Anordnungen der Elektromagnete

Zur Untersuchung werden die Elektromagnete neben dem Losrad angeordnet. Den verfügbaren Platz für die Elektromagnete im Prüfgetriebe sieht man im Bild 7.4 a. Den

Entwurf der seitlichen Anordnungen der Elektromagneten neben dem Losrad zeigt Bild 7.4 b. Die Magnete werden durch zusätzliche Halterungen auf der Bodenplatte des Gehäuses befestigt.

Insgesamt werden vier Elektromagnete neben dem Losrad angeordnet, links und rechts jeweils zwei, s. Bild 7.5. Die Magnethalter sind in der Axialrichtung innerhalb 2 mm bewegbar. Zwischen dem Magnet und dem Magnethalter wurden Einsteckscheiben mit unterschiedlicher Breite eingebaut. Durch die gezielte Auswahl der Scheibendicke kann die Luftspaltgröße zwischen dem Losrad und dem Magnet präzise eingestellt werden.



a) Vorderseite des Losrads b) Hinterseite des Losrads

Bild 7.5: Angeordnete Elektromagnete im Prüfstand

7.2.3 Anschluss und Steuerung der Elektromagnete

Jeder einzelne Elektromagnet kann mit dem dSPACE Gerät individuell komfortabel gesteuert werden.

Für die Lösung „Verspannung“ sind zwei Steuerungsstufen ausgearbeitet worden. Die Beschreibungen, Vorteile und Nachteile dieser zwei Steuerungsstufen werden in der Tabelle 7.2 beschrieben. In der Stufe 2 wird die Drehzahl des Festrads für die Steuerung ermittelt. Unter niedrigen Drehzahlen sind die Schwingungen in der Regel schwächer. Deswegen wurden die Elektromagnete mit entsprechenden niedrigeren Steuerungsspannungen versorgt. Der Wirkungsgrad der beiden Steuerungsstufen wurde in den Versuchen getestet.

Tabelle 7.2: Steuerungsstufe für Lösung „Verspannung“

Steuerungsstufe	Stufe 1	Stufe 2
Beschreibung	Wenn sich das Getriebe im Leerlauf befindet, werden die Elektromagnete eingeschaltet.	Wenn sich das Getriebe im Leerlauf befindet, werden die Elektromagnete eingeschaltet, aber die Versorgungsspannungen der Elektromagnete variieren je nach Schwingungszustand.
Vorteile	Einfach, praktische Bedeutung	Vermindert die Angriffsstöße bei niedriger Drehzahl
Nachteile	Angriffsstöße stärker bei niedriger Drehzahl	Steuerungsaufwand

Bild 7.6 und Bild 7.7 zeigen die Umsetzung der beiden Steuerungsstufen im Matlab-Simulink.

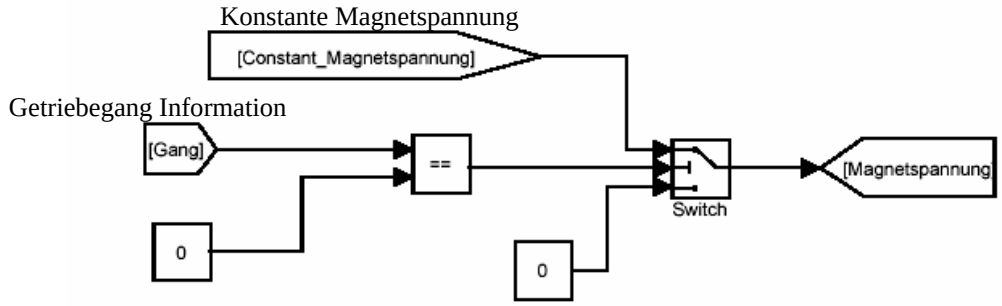


Bild 7.6: Umsetzung der Steuerungsstufe 1 durch MATLAB-Simlink

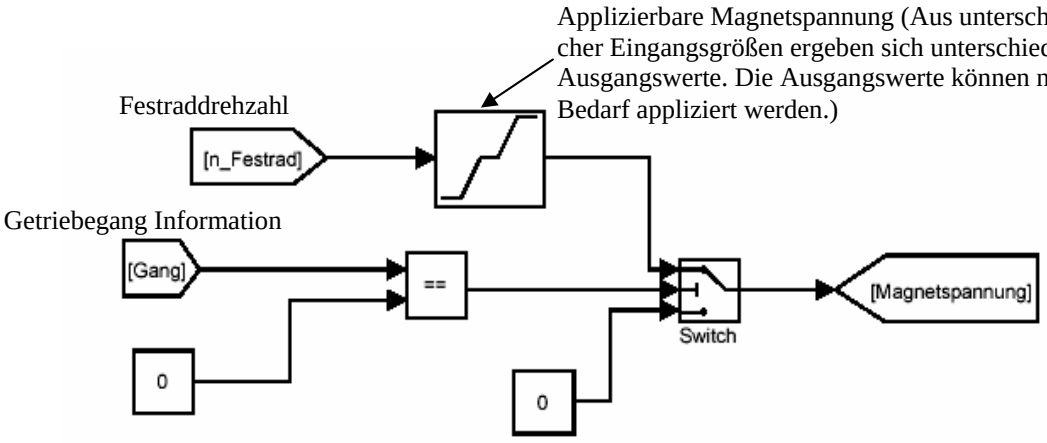


Bild 7.7: Umsetzung der Steuerungsstufe 2 durch MATLAB-Simlink

Der Prüfstand wird während der Versuche mit der dSPACE Hardware gesteuert. Das komplette Steuerungsprogramm für die Versuche enthält folgende Komponenten:

- Prüfstandsteuerung: Signalgenerator und Signalüberwachung
- Erfassung des Motordrehzahlverlaufs: Erfassung und Auswertung des Signals vom Inkrementgeber hinter dem Motor
- Erfassung des Festraddrehzahlverlaufs: Erfassung und Auswertung des Signals vom Hohlwellen-Inkrementgeber auf der Eingangswelle
- Steuerung der Elektromagnete: Ein- und Ausschaltung, Variierung der Versorgungsspannung
- Erfassung der Losradaxialbewegung (als Kontrollsignal): Erfassung und Auswertung des Signals vom Wirbelstrom-Sensor

Die Eingänge und Ausgänge der fünf Komponenten und ihre Verknüpfungen sind im Bild 7.8 dargestellt.

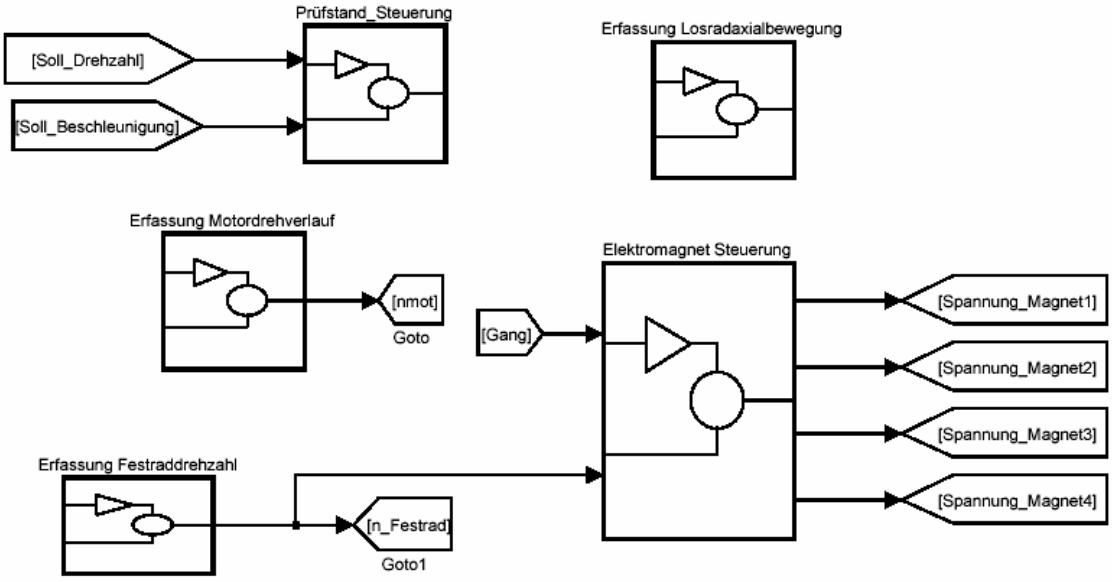
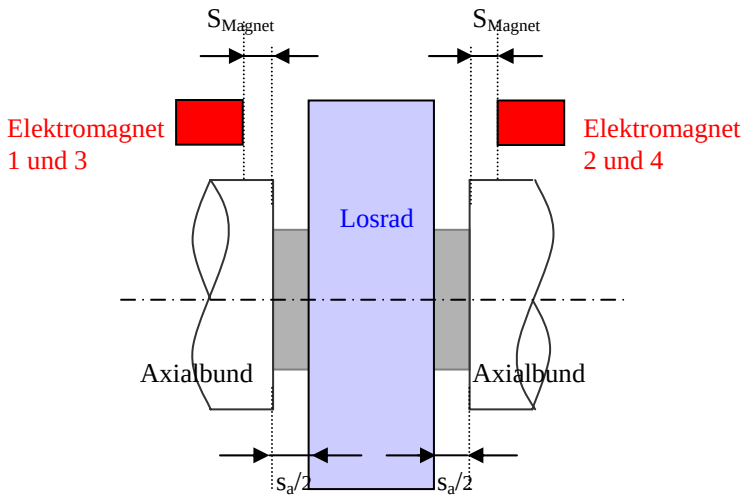


Bild 7.8: gesamtes Steuerungsprogramm für die Versuche "Verspannung"

7.2.4 Versuch am Prüfstand

Alle vier Elektromagnete werden wie im Bild 7.5 neben dem Losrad angeordnet. Die Elektromagnete sollen einerseits so nahe wie möglich neben dem Losrad angeordnet werden, anderseits aber nicht mit dem drehenden Losrad in Berührung kommen, um die möglichen Stöße mit den Magneten und den möglichen Verschleiß auf den Magnetoberflächen zu vermeiden. Wie im Bild 7.9 dargestellt, hat das Losrad ein Axial-

spiel S_a. Die Elektromagnete haben noch einen zusätzlichen Abstand S_{Magnet} *von* dem Losrad in der Axialrichtung.



Axialspiel $S_a \cong 0{,}3$ mm, Zusätzlicher Magnetabstand $S_{Magnet} \cong 0{,}1$ mm

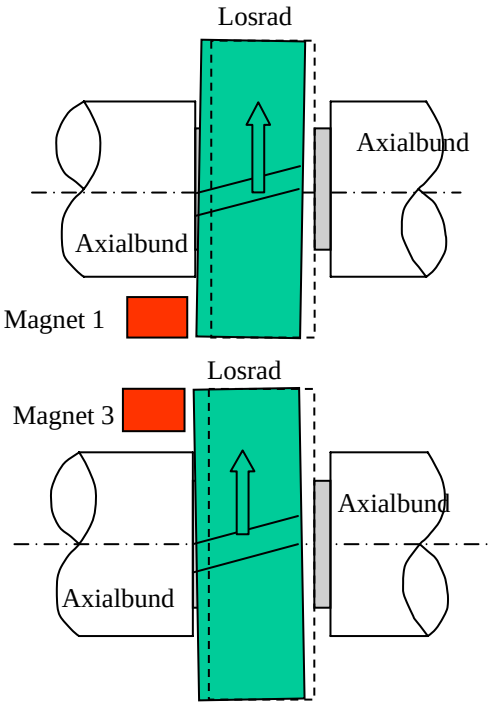
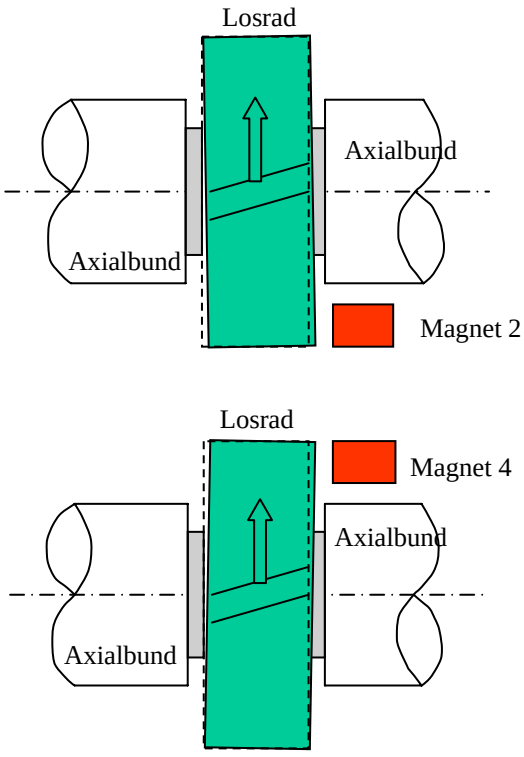
Bild 7.9: Axialabstände zwischen dem Losrad und den Elektromagneten

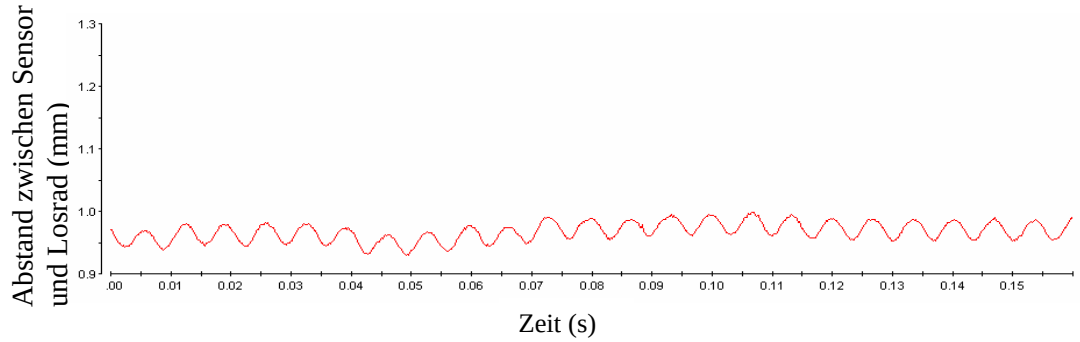
Der Abstand zwischen dem Elektromagnet und dem Losrad bedeutet einen Luftspalt im Magnetfluss. Das Axialspiel des Losrads in der Serienfertigung liegt in einer Größenordnung von 0,3 mm. Wenn der Abstand S_{Magnet} nur bei 0,1mm liegt und das Losrad sich in der Mitte des Axialspiels befindet, ist der durchschnittliche Luftspalt zwischen dem Losrad und den Elektromagneten ungefähr 0,25 mm. Bei diesem durchschnittlichen Luftspalt übt jeder Elektromagnet seine vollständige Anziehungskraft auf das Losrad von nur 9,8 N aus. Aufgrund des begrenzten Raums im Getriebe können nur 2/3 der Haftfläche des Losrads ausgenutzt werden. Deshalb können die vollständigen Anziehungskräfte der Elektromagnete nicht komplett auf das Losrad ausgeübt werden.

Die Verspannungsmöglichkeiten können durch die gezielte Einschaltung der bestimmten Elektromagnete untersucht werden. Tabelle 7.3 zeigt diese Verspannungseffekte aus den einzeln eingeschalteten Elektromagneten.

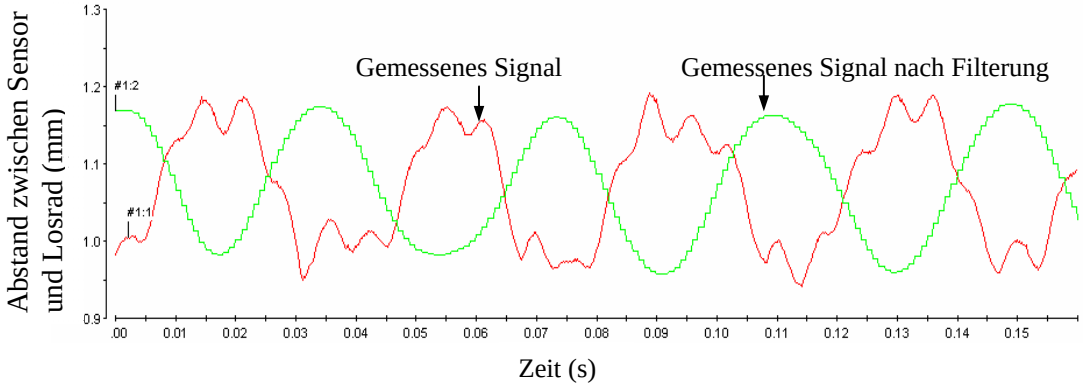
Bei den Versuchen in der Tabelle 7.3 wird die Steuerungsstufe 1 eingeführt. Das bedeutet, dass die Versorgungsspannung des eingeschalteten Elektromagneten während des Getriebeleerlaufs immer konstant bleibt. Zur Überprüfung der Magneteffekte wird ein Axialsensor wie im Bild 7.5 neben dem Losrad eingebaut.

Tabelle 7.3: Verspannungseffekte durch eingeschaltete Magnete

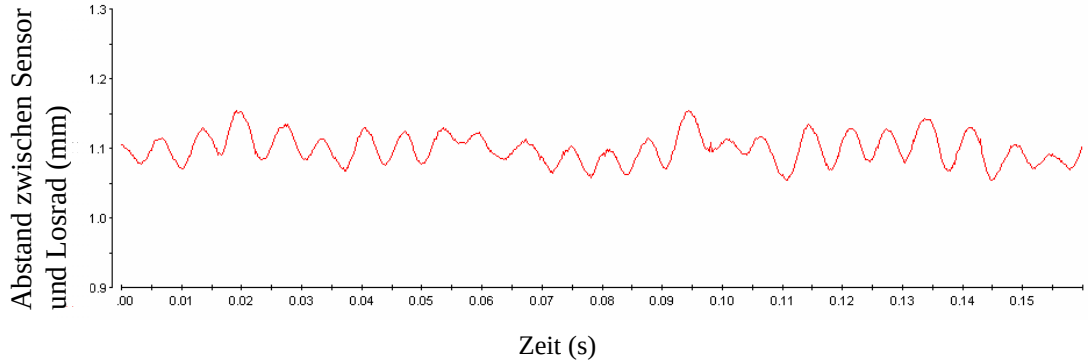
Eingeschalteter Magnet	Verspannungseffekte	Effekte bei der Klapperreduzierung
Magnet 1 oder 3		• Das Losrad kann auf der linken Seite des Axialbunds gehalten werden. • Axialstöße können komplett aufgehoben werden. • Verdrehflankenstöße sind sehr leicht. • Geräusch wird deutlich reduziert.
Magnet 2 oder 4		• Das Losrad kann nicht auf der rechten Seite des Axialbunds angehalten werden. • Axialstöße können nur teilweise aufgehoben werden. • Geräusche werden reduziert, aber nicht deutlich.



a) Axialbewegung des Losrads unter konstanter Drehzahl, n_{ein} = 800 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 0



b) Axialbewegung des Losrads unter konstanter Drehzahl, n_{ein} = 800 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 600 Rad/s^2



c) Axialbewegung des Losrads, n_{ein} = 800 U/min, $\hat{\dot{\omega}}_{Ein}$ = 600 Rad/s^2, mit Wirkung des Elektromagnets 1

Bild 7.10: Losradaxialbewegung ohne und mit Elektromagnetwirkung

Die Versuche zeigen, dass durch die Einschaltung des einzelnen Elektromagnets 1 oder 3 die Axialstöße komplett aufgehoben werden können. Bild 7.10 zeigt die Losradaxialbewegung mit und ohne Magnetwirkung unter einer Eingangsdrehzahl n_{ein} =

800 U/min und einer Eingangswinkelbeschleunigungsamplitude $\hat{\omega}_{Ein}$ = 600 Rad/s^2. Als Referenz ist die Axialbewegung des Losrads unter der konstanten Drehzahl 800 U/min beigefügt.

Unter der konstanten Drehzahl hat das Losrad in der Axialrichtung nur eine kleine Sinusschwingung mit einer hohen Frequenz. Wenn das Losrad klappert, dann hat das Losrad nicht nur diese kleine Sinusschwingung in der Axialrichtung, sondern auch eine große Sinusschwingung in der Axialrichtung. Diese große Sinusschwingung hat die gleiche Schwingungsfrequenz wie die von der Rotationsschwingung des Festrads. Wenn der Elektromagnet 1 oder 3 eingeschaltet wird, kann diese große Sinusschwingung in der Axialrichtung komplett aufgehoben werden. Mit der Magnetwirkung hat das Losrad eine ähnliche Axialbewegung wie die unter der konstanten Drehzahl, allerdings existiert eine deutliche Axialverschiebung in der Axialrichtung.

Die Versuche zeigen, durch die Einschaltung des einzelnen Elektromagnets 1 oder 3 kippt das Losrad sehr leicht zur Wellenachse. Die Axialanziehungskraft und die leichten Kippeffekte erzeugen dann einen leichten Bremseffekt in der Drehrichtung auf dem Losrad. Die Bremseffekte sind neben den Untersuchungsergebnissen aus Kapitel 5.2.6 hilfreich zur Reduzierung der Verdrehflankenstöße.

Gleichzeitig vermindert das leichte Kippen des Losrads noch das Verdrehflankenspiel s. Bild 7.11. Dadurch werden die Verdrehflankenstöße schwächer. Die Zähne des Losrads und Festrads werden nicht durch den Kippeffekt beschädigt. Einerseits ist der Kippwinkel sehr gering, anderseits existiert im Leerlauf nur ein sehr geringes Moment zwischen Festrad und Losrad in der Rotationsrichtung.

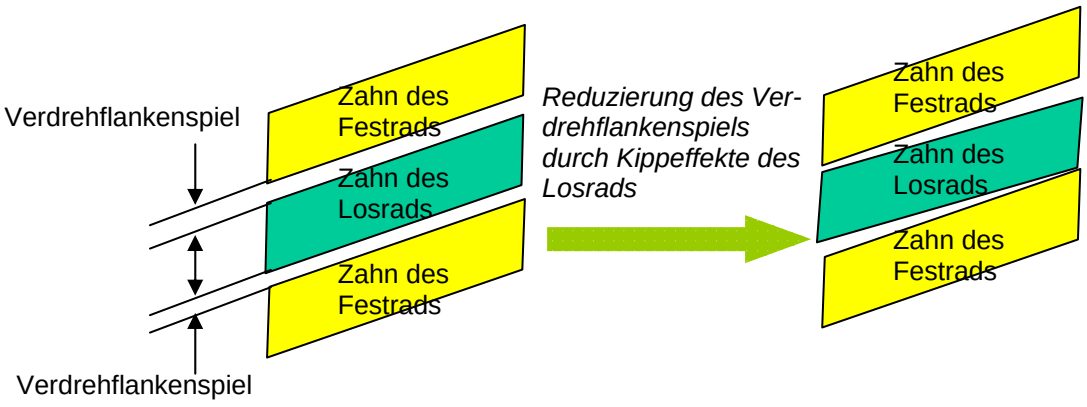


Bild 7.11: Losradaxialbewegung ohne und mit Elektromagnetwirkung

Im Kapitel 5.2.5 wurde außerdem festgestellt, dass die Verstärkungswirkung der Axialstöße auf Verdrehflankenstöße automatisch aufgehoben wird, sobald die Axialstöße ausbleiben. Dies ist ein sehr hilfreicher Effekt zur Reduzierung der Klappergeräusche.

Wenn der Elektromagnet 1 oder 3 eingeschaltet ist, sind die Geräusche wirklich deutlich leiser geworden. Die reduzierten Geräusche enthalten nur regelmäßige und kontinuierliche Eingriffsstöße. Bild 7.12 zeigt die gemessene Luftschalldruckpegelstärke der Klappergeräusche mit und ohne Einschaltung des Elektromagnets 1, die Eingangsgrunddrehzahl n_{ein} beträgt 800 U/min.

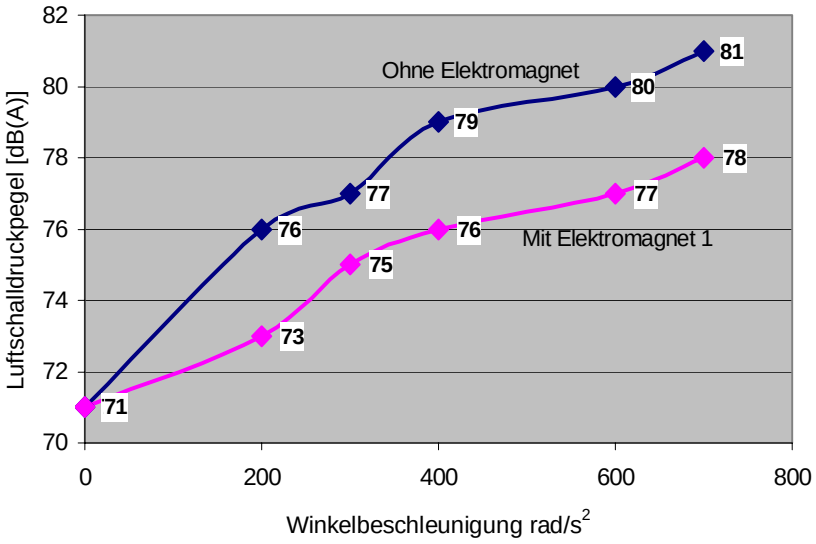


Bild 7.12: Geräuschereduzierung mit Elektromagnet 1, n_{ein} = 800 U/min

Das Aktivieren des Elektromagnets 2 oder 4 können die Klappergeräusche zwar reduzieren, ihre Wirkung ist jedoch bescheiden. Die Drehbewegung vom Losrad wird vom Festrad angetrieben. Bei schrägverzahnter Zahnradpaarung erzeugt diese Antriebskraft in der tangentialen Richtung immer eine weitere Axialkraft. Durch diese zusätzliche Axialkraft wird die Anziehungswirkung des Elektromagneten 1 oder 3 verstärkt, die Anziehungswirkung des Elektromagneten 2 oder 4 wird dagegen geschwächt. Deshalb sind die Anordnungen der Elektromagnete 1 und 3 in der antriebsseitigen Axialrichtung wirkungsvoller als die Anordnungen der Elektromagnete 2 und 4 in der abtriebsseitigen Axialrichtung.

Danach wurde die Steuerungsstufe 2 getestet. Die Versorgungsspannungen der Elektromagnete wurden während der Versuche variiert. Durch die Versuche wurde bestätigt, dass bei einer niedrigen Drehzahl und einer kleinen Winkelbeschleunigungsamplitude auch niedrige Versorgungsspannungen für die Reduzierung der Klappergeräusche ausreichen. Wenn die Versorgungsspannungen nur leicht höher sind als notwendig,

bringen sie aber auch keine zusätzliche negative Wirkung bei der Geräuschreduzierung.

Gestufte Versorgungsspannungen der einzelnen Elektromagnete je nach den Schwingungszuständen sind nicht sehr sinnvoll. Es hilft kaum bei der Energieeinsparung, verlangt allerdings zusätzlichen Steuerungsaufwand: Die Drehzahl des Festrads muss z.B. als ein Eingangssignal der Steuerung geliefert werden. Die Steuerungsstufe 1 in der Tabelle 7.3 ist daher zu bevorzugen. Die Leistung der ausgewählten Elektromagnete ist ausreichend für die Reduzierung der Klappergeräusche.

7.3 Gegenschwingung

7.3.1 Lösungsansatz

Die Gegenschwingung soll genau gegen den Schwingungszustand des Losrads wirken. Das Prinzip der Gegenschwingung ist im Bild 7.13 dargestellt. Wenn das Losrad eine eigene Schwingung in der Axialrichtung hat, soll die Gegenschwingung die gleiche Amplitude bei einer Phasenverschiebung von 180° haben. Hier wurde nur untersucht, ob die Gegenschwingung die Losradaxialschwingung kompensieren kann. Durch diese Gegenschwingung in der Axialrichtung soll sich das Losrad in der Mitte des Axialspiels zentrieren können. Eine Gegenschwingung für das Losrad in der Drehrichtung wurde hier nicht untersucht, weil es mit Elektromagneten sehr schwierig ist, beide Beschleunigungsmomente und Verzögerungsmomente auf das Losrad zu erzeugen.

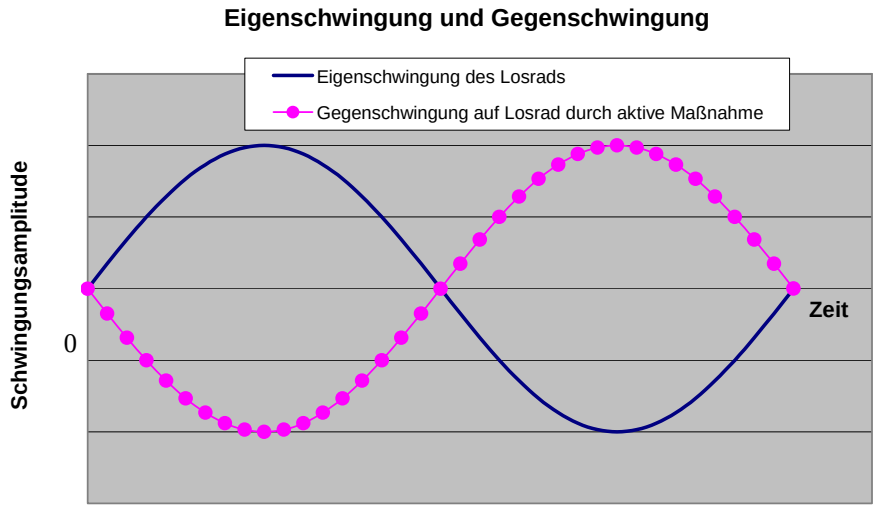


Bild 7.13: das Prinzip der Gegenschwingung

7.3.2 Regelungsaufgabe

Für die Lösung „Verspannung“ reicht eine Steuerung aus. Für die Lösung „Gegenschwingung“ ist eine Reglung eher geeignet, weil der Faktor u_t zustandsabhängig vom mechanischen System ist. Die Funktion einer Regelung ist in Bild 7.14 dargestellt.

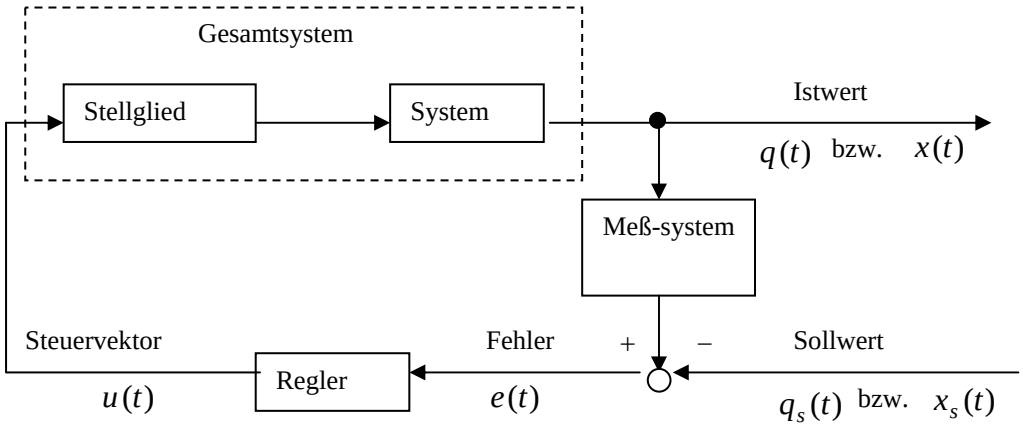


Bild 7.14: Funktionsprinzip einer Regelung [9]

Durch das Rückführungsprinzip (auch: Rückkopplung, Feedback) kann eine wesentliche Verbesserung des Systemverhaltens erreicht werden. Dazu wird der Steuervektor $u(t)$ aus der aktuellen Regelabweichung $e(t)$ gebildet,

$$u(t) = u\left[e(t)\right] \text{ mit } e(t) = q_s(t) - q(t) \tag{7.1}$$

q_s ist der gewünschte Sollwert [9].

Rückführung kann in folgenden Formen sein:

$$u(t) = K_P e(t)\text{, P-Regelung} \tag{7.2}$$

$$u(t) = K_D \dot{e}(t)\text{, D-Regelung} \tag{7.3}$$

$$u(t) = K_I \int_0^{\tau} e(\tau) d\tau\text{, I-Regelung} \tag{7.4}$$

K_P, K_D, K_I bezeichnen Parametermatrizen. Ihre Festlegung geschieht im Regelungsentwurf und bestimmt das Stabilitätsverhalten des geschlossenen Systems.

Die Aufgabe der Reglung ist auf Bild 7.15 dargestellt. Eine gezielte Gegenschwingung soll dazu dienen, das Losrad in der Mitte des Axialspiels zu zentrieren.

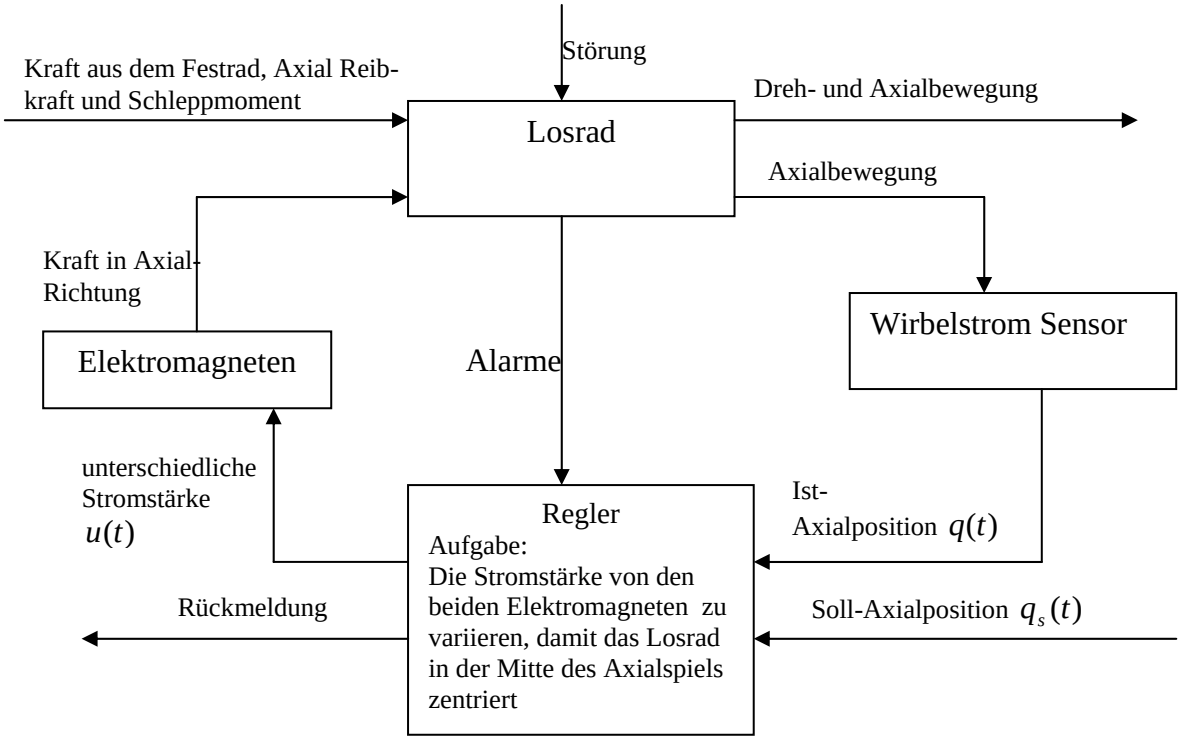


Bild 7.15: Regleraufgabe für „Gegenschwingung“

Für dieses Regelungskonzept ist ein PD Regler nach der Schätzung geeignet, weil sowohl die Axialgeschwindigkeit als auch die Axialbewegung des Losrads für den Regler direkt relevant sind. Diese Überlegung wurde im Kapitel 7.3.3 durch Simulation überprüft. Der Regler kann durch die Gleichung (7.5) dargestellt werden:

$$u(t) = K_P(q(t) - q_s(t)) + K_D\dot{q}(t) \tag{7.5}$$

7.3.3 Simulation

Um den Lösungsansatz und das Regelungskonzept zu untersuchen, wurde eine Simulation aufgebaut. Die Simulation geht von einer gemessenen Ist-Axialbewegung des Losrads aus.

Bild 7.16 zeigt, dass unter einer Eingangsgrunddrehzahl von 800 U/min und einer Eingangswinkelbeschleunigungsamplitude von 600 Rad/s^2, eine translatorische Bewegung in der Axialrichtung dominiert. Diese translatorische Axialschwingung entspricht einer Sinusschwingung mit gleicher Schwingungsfrequenz wie die Klapperanregung, einer Schwingungsamplitude von ungefähr 0,1 mm. Diese Sinusschwingung bestimmt die Amplitude und die Frequenz des gemessenen Signals. Diesem gemessenen Signal ist

eine Sinus-Schwingung mit höherer Frequenz und kleinerer Amplitude überlagert. Der kleinere Sinus hängt von den geometrischen Parametern des Losrads, Festrads und der Drehzahl ab (Details siehe Kapitel 5.2.2). Dieser kleine Sinus kann mit dem MATLAB-Programm ausgefiltert werden, siehe die grüne Kurve im Bild 7.16.

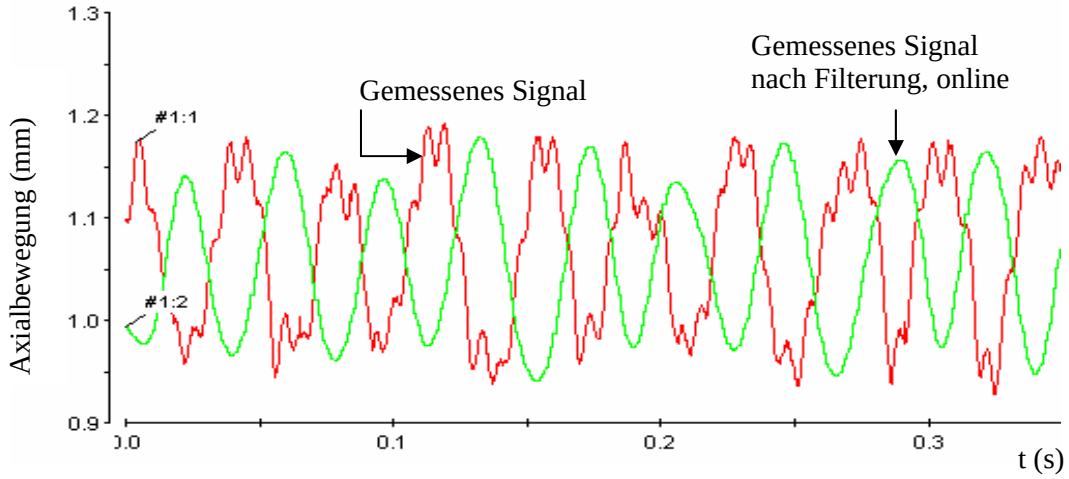


Bild 7.16: Axialbewegung des Losrads, n_{ein} *=800 U/min,* $\hat{\omega}_{Ein}$ *=600 Rad/s²*

Durch die Ableitung des gefilterten Signals können die Schwingungsgeschwindigkeit und die Schwingungsbeschleunigung des Losrads ermittelt werden, siehe Bild 7.17. Bei diesen Ableitungen und weiteren Untersuchungen ist die Axialschwingung als eine Sinusschwingung vereinfacht. Wenn das Losrad nur ungefähr 0,2 mm innerhalb des Axialspiels schwingt, hat es eine Schwingungsgeschwindigkeit von bis zu 0,017 m/s und eine Schwingungsbeschleunigung von bis zu 2804 mm/s².

Mit Hilfe des Programms ASCET-SD wurde das Simulationsmodell aufgebaut. Das ASCET-SD Programm ist ein Konkurrenzprodukt zum Programm MATLAB-Simulink. ASCET-SD ist von der deutschen Firma Bosch für die Motor-Steuergeräte entwickelt worden. Das Programm ASCET-SD hat den Vorteil, hardwarenahes Programmieren zu ermöglichen. Ein Nachteil des Programms ist eine schlechte Ergonomie bei der Bedienung. Außerdem ist das Programm ASCET-SD ausschließlich für die Entwicklung eines „Steuerung- oder Regelungssystem“ geeignet. Das Programm Matlab-Simulink verfügt dagegen über vielseitigen Anwendungen. Für die Simulation in dieser Arbeit sind die beiden Programme geeignet.

Das gesamte Simulationsmodell im Bild 7.18 ist nach dem Regelungsprinzip aufgebaut. Die Soll-Axialposition des Losrads beträgt „Null“ in der Simulation. Es bedeutet,

wenn das Losrad sich in der Mitte des Axialspiels befindet, ist die Soll-Axialposition des Losrads „Null“.

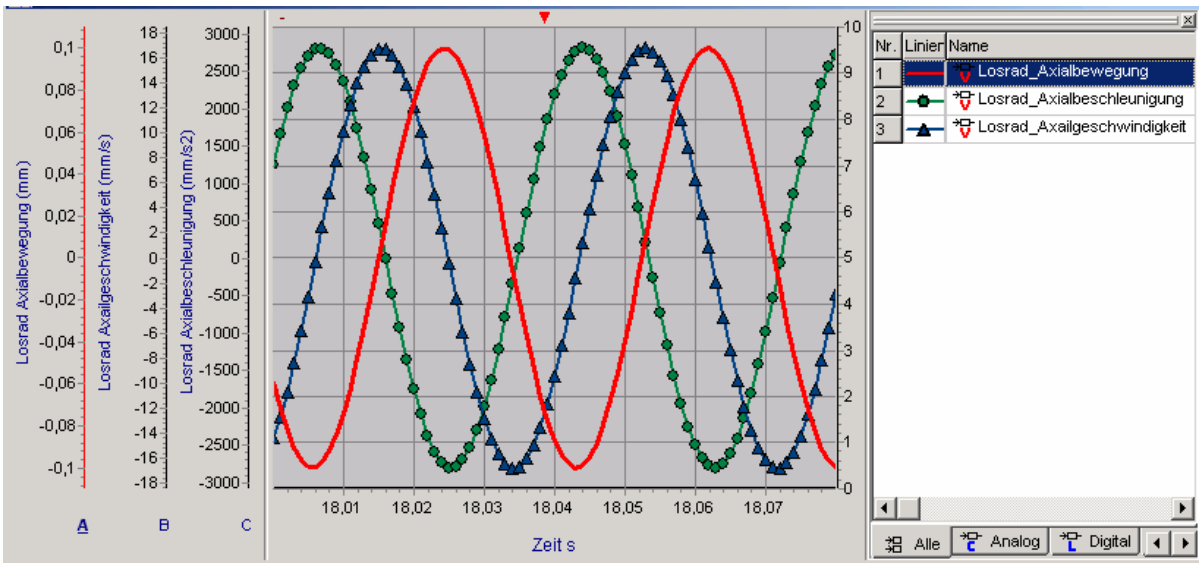


Bild 7.17: Losradaxialposition, Axialgeschwindigkeit und Axialbeschleunigung, vor der Regelung, n_{ist} = 800 U/min

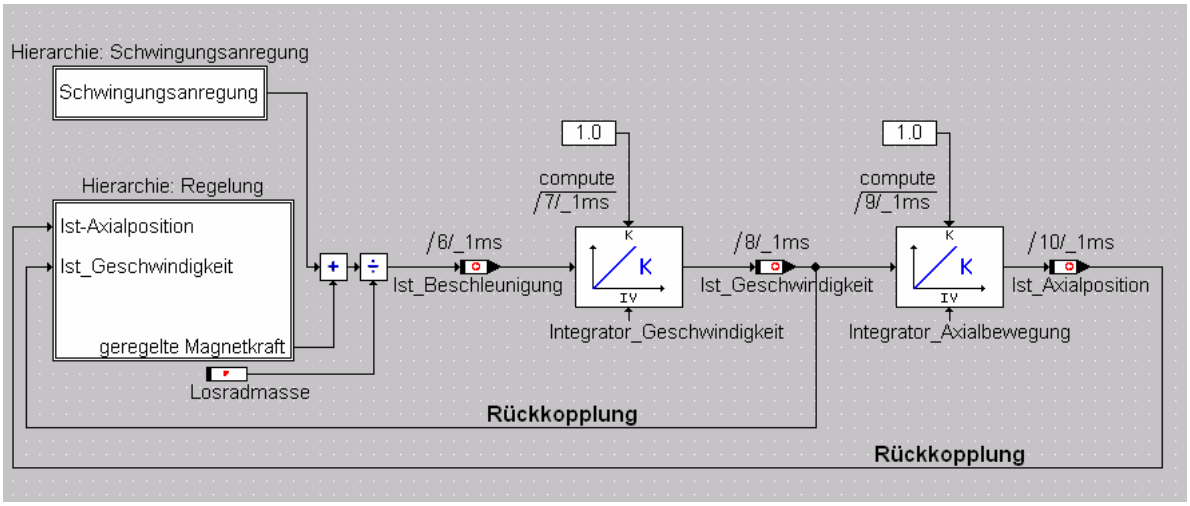


Bild 7.18: gesamtes Simulationsmodell für „Gegenschwingung“

Die Hierarchie „Regelung“ (Bild 7.19) simuliert einen PD-Regler. Die Parameter *Kp* und *Kd* für die P, D Anteile können durch eine Simulation untersucht werden.

Die Schwingungsanregungen für die Axialschwingung werden durch die manuelle Eingabe der Losradaxialbewegung berechnet und variiert, siehe Bild 7.20.

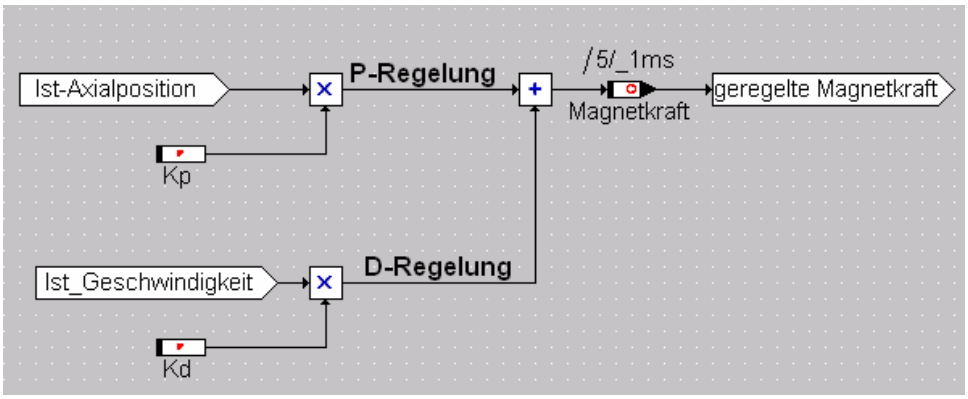


Bild 7.19:Hierarchie „Regelung“ im Simulationsmodell

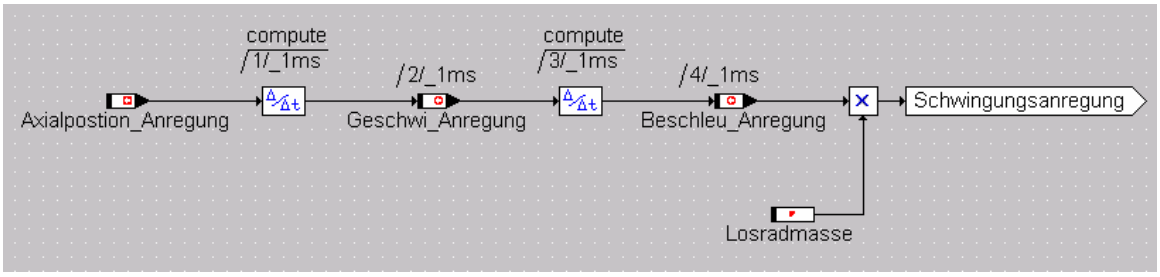


Bild 7.20: Hierarchie „Schwingungsanregung“ im Simulationsmodell

1. Simulation ohne Berücksichtigungen der Zeitverzüge im Regelkreis

In dem Regelkreis für „Gegenschwingung“ gibt es folgende Zeitverzüge:

- Datenverarbeitungszeit des Wirbelstromsensors für die Axialbewegungserfassung,
- Rechenzeit des Reglers,
- Ansprechzeit der Elektromagnete (unterschiedlich nach dem Luftspalt zwischen dem Elektromagnet und dem Losrad).

Die Simulation ohne Rücksicht auf alle Zeitverzüge zeigt, dass ein D-Regler sehr effizient für die Dämpfung der Axialschwingung ist. Bei einem negativen *Kd* Wert werden die Axialschwingungen reduziert. Bei $Kd = -200$ wird die Schwingungsamplitude um 30% reduziert, bei $Kd = -1000$ bereits um 80%. Je größer der absoluter Betrag vom *Kd* ist, desto stärker ist der Dämpfungseffekt, siehe Bild 7.21. Der P-Anteil im Regler (*Kp*) beträgt null während den Simulationen.

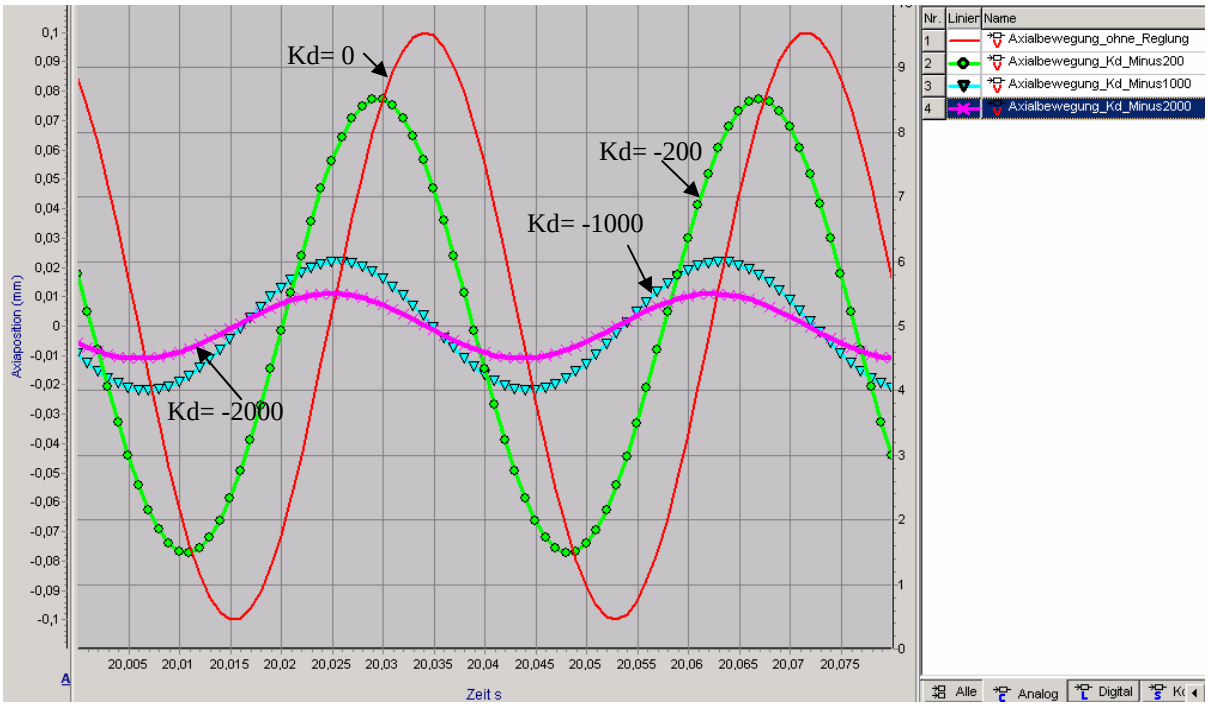


Bild 7.21: Wirkung vom D-Regler mit unterschiedlichen Kd Werten

Durch die Variierung des *Kp* Werts für den P-Anteil im Regler wird kein Dämpfungseffekt erreicht, siehe Bild 7.22. Die Schwingungsamplitude bleibt kaum verändert. Der P-Anteil erzeugt lediglich ein kleines Offset für die Sinusschwingungen.

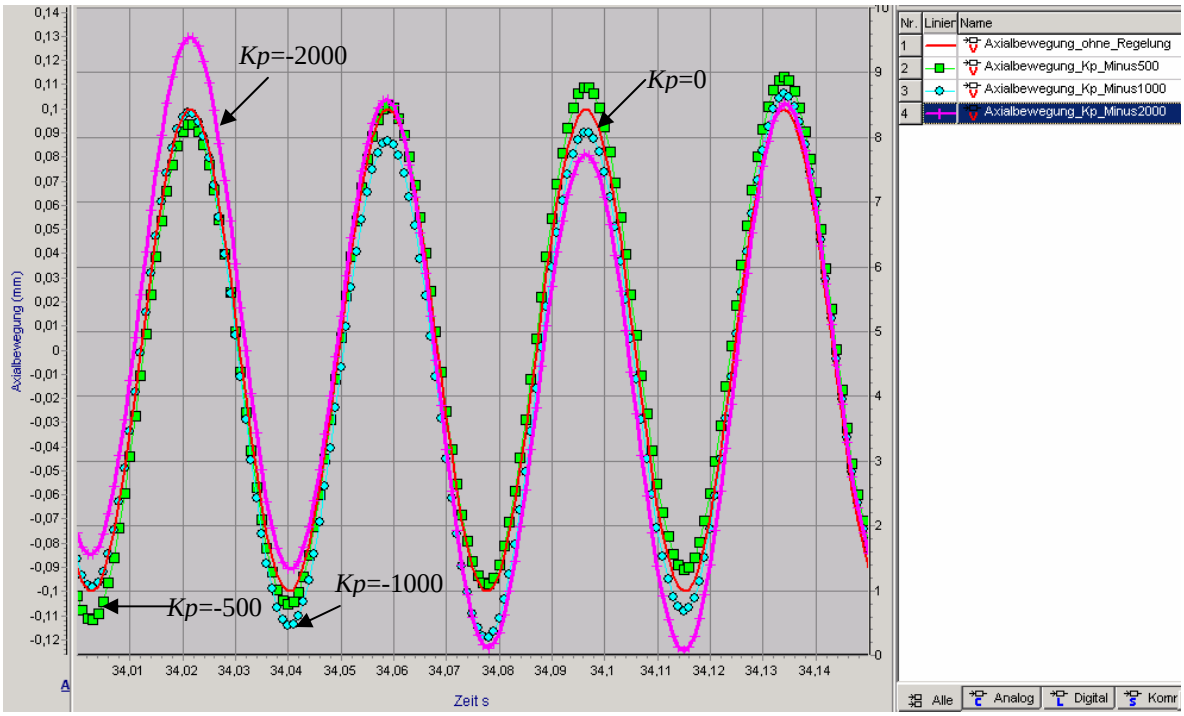


Bild 7.22: Wirkung vom P-Regler mit unterschiedlichen Kp Werten

Die Kombination des D-Anteils mit dem P-Anteil hat keinen Vorteil gegenüber einem reinen D-Regler.

Der Faktor *Kd* vom D-Regler hängt wesentlich von der Schwingungsfrequenz ab. Die Simulationen zeigen, dass bei einer Motordrehzahl für 1200 U/min, *Kd= -400* sein muß, um die Schwingungsamplitude um 30% zu reduzieren. Gegenüber einer Motordrehzahl von 800 U/min, muss *Kd* doppelt so groß sein, um den gleichen Dämpfungseffekt zu erreichen.

Für *Kd=-1000* sollen die Elektromagnete eine Sinuskraft mit der Amplitude für 3,7 N erzeugen. Nach dem Bild 7.3 können die ausgewählten Elektromagnete die passende Kraft anbieten.

2. Simulation mit Berücksichtigungen der Zeitverzüge im Regelkreis

Das dSPACE-Gerät ermöglicht zwar die echtzeitige Regelung, aber die Sensor-Signalverarbeitung und die Aktivierungen der Aktoren beanspruchen bestimmte Verzugszeiten im Regelkreis.

Für die Lösungen mit Elektromagnete wird die Anzugs- und Abfallzeit der Elektromagneten als kritisch angesehen. Zur Erklärung der Anzugs- und Abfallzeiten und ihrer Komponenten dient das Bild 7.23 [56].

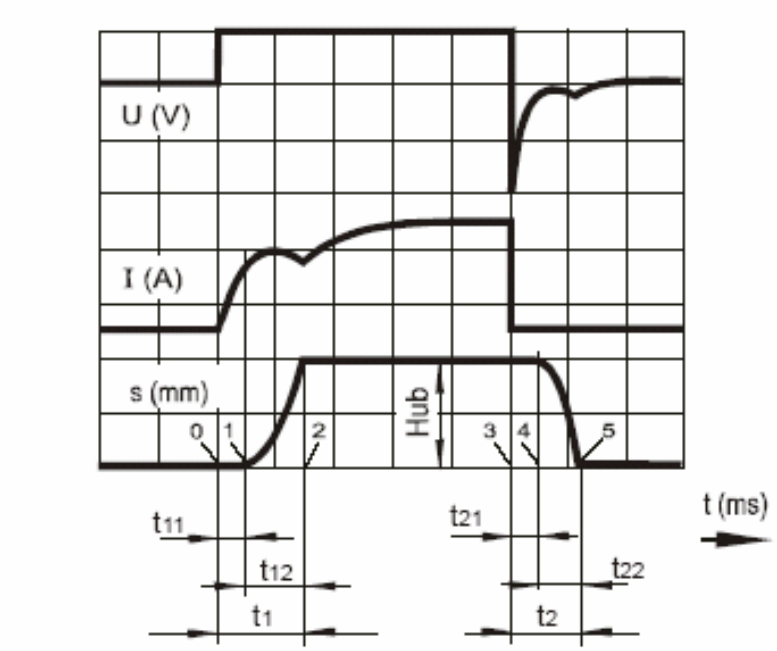


Bild 7.23: Anzugs- und Abfallzeiten der Elektromagnete [56]

- Die Anzugszeit *t1* ist die Summe aus Ansprechverzug *t11* und Hubzeit *t12* (Zeitpunkt 0 bis Zeitpunkt 2): Der Ansprechverzug *t11* ist die Zeit vom Einschalten des Stromes (Zeitpunkt 0) bis zum Beginn der Ankerbewegung (Zeitpunkt 1). In dieser Zeit baut sich das Magnetfeld so weit auf, dass es die äußere Gegenkraft überwindet und den Anker in Bewegung setzt. Die Hubzeit *t12* ist die Zeit vom Beginn der Ankerbewegung (Zeitpunkt 1) bis zum Erreichen der Hubendlage (Zeitpunkt 2).
- Die Abfallzeit *t2* ist die Summe aus Abfallverzug *t21* und Rücklaufzeit *t22* (Zeitpunkt 3 bis Zeitpunkt 5): Der Abfallverzug *t21* ist die Zeit vom Ausschalten des Stromes (Zeitpunkt 3) bis zum Beginn der Rücklaufbewegung des Ankers (Zeitpunkt 4). In dieser Zeit baut sich das Magnetfeld so weit ab, dass der Anker sich unter Einwirkung der äußeren Gegenkraft in Bewegung setzen kann. Die Rücklaufzeit *t22* ist die Zeit vom Beginn der Rücklaufbewegung (Zeitpunkt 4) des Ankers bis zum Erreichen der Hubanfangslage (Zeitpunkt 5) [56].

Nach Angabe von der Firma „Magnet-Schultz“ beträgt die Anzugszeit *t1* für „G MHX 025X 20 A01“ für eine Luftspalte von 0,2 mm 5,6 ms. Die Abfallzeit *t2* ist 100 ms bis 110 ms.

Die Simulation zeigt, dass die Lösung „Gegenschwingung“ keine Verzugszeit verträgt. Sobald die Elektromagnete eine Verzugszeit von > 2 ms aufweisen, bringt der Regler keine positiven Wirkungen mehr. Die Reaktionszeit der Elektromagnete ist durch Verzögerungsgliedern im Bild 7.24 modelliert dargestellt.

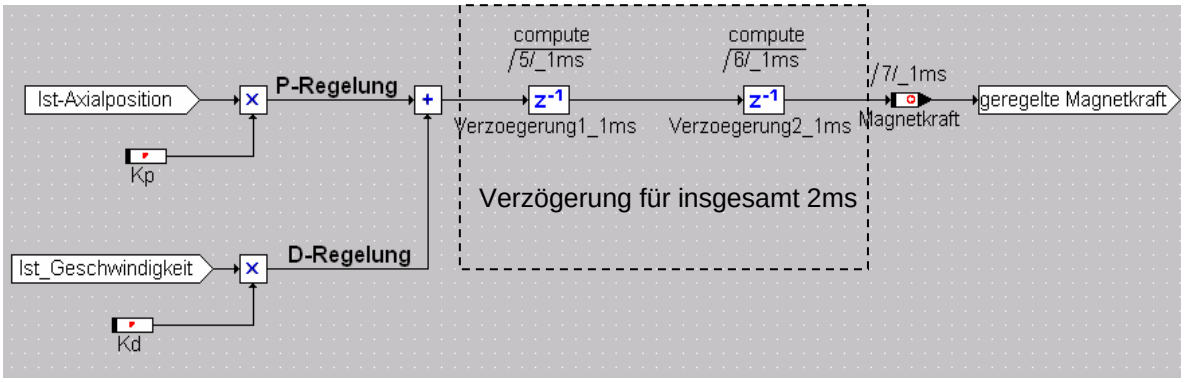


Bild 7.24: Modell zur Simulation der Verzugszeit von Elektromagneten

Bei einer Verzugszeit von > 2ms, verursacht der D-Regler eine kritische Resonanzschwingung des Losrads in der Axialrichtung. In der Simulation sind die Verzugszeiten der Sensor-Signalverarbeitung und des Reglers noch nicht berücksichtigt. Bild 7.25 zeigt die Gegenüberstellung der Losradaxialbewegung ohne und mit der Regelung. Die angenommene Motordrehzahl in der Simulation ist 800 U/min und *Kd* Wert ist (-1000).

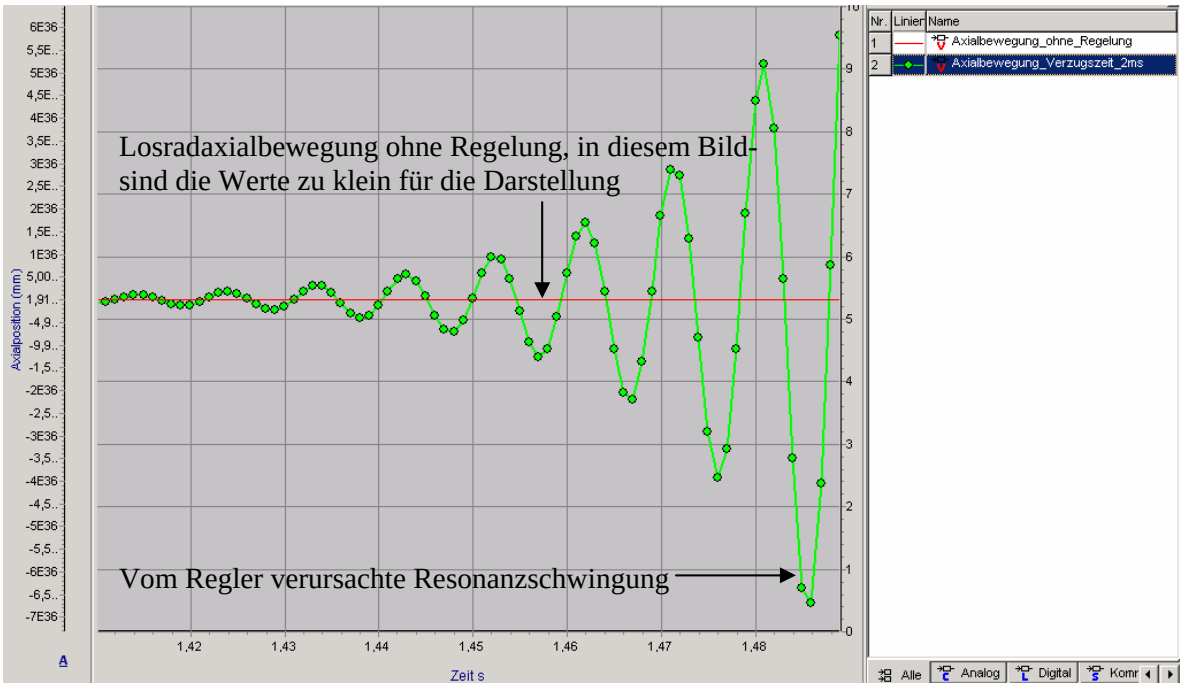


Bild 7.25: kritische Resonanzwirkung aus dem Regler

Bei einer Motordrehzahl von 1200 U/min kann sich diese Resonanzschwingung bereits bei einer gesamten Verzugszeit von nur 1 ms ergeben. Durch diese Simulation kann man feststellen, dass mit normalen Elektromagneten die Lösung „Gegenschwingung“ aufgrund der Verzugszeit nicht realisierbar ist.

Am Prüfstand wurde bestätigt, dass die Lösung„Gegenschwingung“ keine positiven Wirkungen bei der Klappergeräuschereduzierung zeigen kann. Die Versuchseinrichtungen für den Versuch sind gleich wie im Bild 7.5 dargestellt. Das Regelungssystem wurde durch dSPACE simuliert. Es gab im Versuch zwar keine Resonanzschwingung aufgrund des vorhandenen Axialspiels, aber die Klappergeräusche wurden nicht reduziert.

8 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden umfangsreiche Untersuchungen durchgeführt. Es handelte sich dabei um:

- Untersuchungen zu realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben,
- die Entwicklung von aktiven Maßnahmen zur Reduzierung der Klappergeräusche in Fahrzeuggetrieben.

Die Losraddrehbewegungen und Axialbewegungen wurden sehr genau gemessen. Das führt zu der Erkenntnis, dass die Losradbewegungen viel komplizierter als bisher angenommen sind. Die Lösungskonzepte müssen daher diese Komplexität berücksichtigen.

Umbau des Prüfstands

Ein wichtiges Teilergebnis im Projekt ist der erfolgreiche Umbau des vorhandenen Prüfstands. Ein neuer Signalgenerator und ein neues Messdatenerfassungssystem wurden aufgebaut. Gegenüber dem Prüfstand vor dem Umbau bietet der umgebaute Prüfstand folgende Vorteile:

- Höhere Messgenauigkeit und Messeffizienz,
- Echtzeitmessung,
- vereinfachte Versuchsbedienung,
- vielseitige Messdatenerfassungsmöglichkeiten.

Reales Bewegungsverhalten des Losrads

Die Losraddrehbewegung innerhalb der Flankenspiele des Festrads wurde bis heute immer mit Simulationen ermittelt [8]. Eine genaue Messung des Losraddrehverlaufs ist nicht bekannt. Die Axialbewegung des Losrads wurde in vielen Veröffentlichungen als eine translatorische Bewegung angenommen [6]-[7]. In der vorhandenen Theorie über die Losradbewegungen (gerade- und schrägverzahnt) wird behauptet, dass es in einer Schwingungsperiode zwei Verdrehflankenstöße gibt, welche zwei Axialstöße auslösen.

In dieser Arbeit wurden die folgenden drei Forschritte erzielt:

- Die Losraddrehbewegung und die Verdrehflankenstöße wurden erstmals genauer erfasst.
- Statt in zwei Freiheitsgeraden wurden die Losradbewegungen erstmals in vier Freiheitsgraden gemessen. Damit konnten die Axialbewegungen des Losrads viel genauer beschrieben werden.
- Die gegenseitigen Wechselwirkungen zwischen Verdrehflankenstößen und Axialstößen wurden erstmals durch Messungen untersucht.

1. Losraddrehbewegung und Verdrehflankenstöße

Die Untersuchungsergebnisse bei gerade verzahnten Zahnradpaarungen führten zu dem Ergebnis, dass bei niedriger Drehzahl, wie z.B. 300 U/min, nur ein starker Verdrehflankenstoß in einer Schwingungsperiode existiert: Kurz nach dem das Festrad seine maximale Drehgeschwindigkeit erreicht hat, entsteht der größte Verdrehflankenstoß zwischen Losrad und Festrad in der Schwingungsperiode. Die größten Verdrehflankenstöße zwischen Losrad und den Schubflanken des Festrads entstehen, wenn die Drehgeschwindigkeit des Losrads höher ist als die des Festrads. Es soll ein gezieltes Bremsmoment auf das Losrad ausgeübt werden, das diese Stöße aufhebt.

Wenn die Schwingungsanregung stark ist, z.B. unter der Eingangsgrunddrehzahl 800 U/min und der Winkelbeschleunigungsamplitude 2500 Rad/s^2, ergeben sich in einer Schwingungsperiode mehrere mittelgroße und große Verdrehflankenstöße. Ein direkter Zusammenhang zwischen den Verdrehflankenstößen und dem Drehzahlverlauf des Festrads existiert bei geradeverzahntem Losrad nicht.

Bei niedriger Drehzahl ist im Unterschied zur geradverzahnten Zahnradpaarung ein großer Drehzahlsprung im Drehzahlverlauf des schrägverzahnten Losrads schwer erkennbar. Es bedeutet, dass es keine starken Verdrehflankenstöße zwischen Festrad und Losrad auftreten.

Bei dem schrägverzahnten Losrad und unter der starken Schwingungsanregung, z.B. unter der Eingangsgrunddrehzahl 800 U/min und der Winkelbeschleunigungsamplitude 1500 Rad/s^2, existieren in einer Schwingungsperiode mehrere Verdrehflankenstöße. Ein direkter Zusammenhang zwischen den Verdrehflankenstößen und dem Festraddrehzahlverlauf existiert für diese starke Schwingungsanregung ebenso nicht.

Die meisten Motoren haben eine Leerlaufdrehzahl zwischen 600 U/min und 900 U/min, mit Klimaanlage zwischen 800 und 1200 U/min. Kleine Motoren haben oft eine höhere Leerlaufdrehzahl als große Motoren. Weil es die Klappergeräusche nur in den Handschaltgetrieben und automatisierten Schaltgetrieben gibt und große Motoren oft mit einem Automatikgetriebe zusammenarbeiten, sind die Klappergeräusche eher

für PKW mit kleinen Motoren relevant. Bei einer Leerlaufdrehzahl eines durchschnittlichen Motors von 800 U/min existiert kein direkter Zusammenhang zwischen den Verdrehflankenstößen und dem Drehzahlverlauf des Festrads.

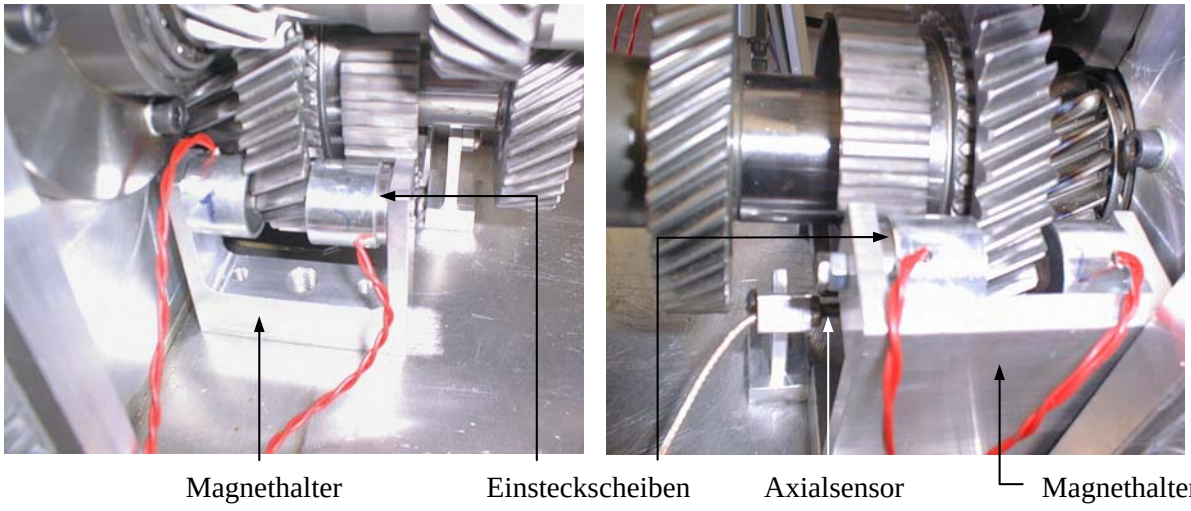
2. Losradaxialbewegung und Axialstöße

Die Messungen mit Wirbelstromsensoren zeigen, dass die Axialbewegung des Losrads eine Kombination aus der tranlatorischen Bewegung um die Wellenachse (X-Achse) und den Rotationsbewegungen um die Y- und Z- Achsen ist. Je nach dem Betriebszustand in den verschiedenen Drehzahlbereichen, kann die translatorische Bewegung oder die Drehbewegung in der Axialrichtung dominieren, siehe Tabelle 5.10.

Die Gegenwirkungen der Axialstöße auf die Verdrehflankenstöße wurden untersucht. Dabei wurde festgestellt, dass die Axialstöße wiederum die Verdrehflankenstöße verstärken. Die Untersuchung des Zusammenhangs zwischen den Verdrehflankenstößen, Axialstößen und Klappergeräuschen haben bewiesen, dass die Lautstärke der Klappergeräusche durch die Aufhebung des Axialspiels deutlich reduziert werden kann. Um die komplette Unterdrückung der Klappergeräusche zu erreichen, muss noch ein zusätzliches Reibmoment auf das Losrad ausgeübt werden.

Aktive Maßnahme

Aufgrund der Untersuchungsergebnisse sind zwei Lösungskonzepte aus dem Bereich der aktiven Maßnahmen ausgearbeitet worden. Die Experimente bestätigen die Lösung der „Axialverspannung“. Die Versuchseinrichtung wird auf Bild 8.1 dargestellt:



a) Vorderseite des Losrads b) Hinterseite des Losrads

Bild 8.1: Angeordnete Elektromagnete im Prüfstand

Durch die Einschaltung des Elektromagnets 1 oder 3 können die Klappergeräusche deutlich reduziert werden. Wenn das Losrad in der Axialrichtung verspannt werden kann, werden seine gesamten Schwingungen deutlich gedämpft. Die translatorische Bewegung des Losrads ist jetzt auf der Welle nicht mehr möglich. Das Verspannungsmoment kann die Kippschwingungen des Losrads gezielt positiv beeinflussen. Diese Verspannung bietet zusätzlich noch einen leichten Verspannungseffekt auf das Losrad in der Drehrichtung, das Verdrehflankenspiel zwischen Losrad und Festrad wird dadurch verkleinert. Der Elektromagnet soll antriebsseitig an dem Axialbund angeordnet werden.

Die Lösung „Gegenschwingung“ funktioniert nur unter der Voraussetzung, dass es keine Verzögerungszeit im Regelkreis gibt. Da die Elektromagnete zeitlich verzögert ansprechen und abklingen, ist die Lösung nicht realisierbar. Nach den Simulationen können die Elektromagneten eine kritische Resonanzschwingung verursachen.

In dieser Arbeit ist es durch zahlreiche analytische und experimentelle Untersuchungen gelungen, das Bewegungsverhalten von Losrädern zu erkennen und eine geeignete Lösung für das Klapperproblem zu erarbeiten.

Diese Arbeit hat gezeigt, dass eine Eliminierung der Axialstöße eine effektive Möglichkeit ist, die Klappergeräusche zu reduzieren. Es ist daher sinnvoll diese Ergebnisse weiter zu entwickeln und nach Lösungen zur Eliminierung der Axialstöße zu suchen. Dies kann z.B. durch die Reduzierung des Axialspiels, aktive Eingriffe in die Axialkraft oder die Ausübung eines Moments erreicht werden, ohne dass der Wirkungsgrad oder die Schaltbarkeit des Getriebes nennenswert beeinträchtigt wird. Eine komplette Unterdrückung der Klappergeräusche, wie z.B. durch zusätzliche Reibmomente, muss unter Berücksichtigung der Verschlechterung des Wirkungsgrads und der Schaltbarkeit erforscht werden. Ob ein guter Kompromiss in der Praxis möglich ist, sollte genauer untersucht werden.

Literatur

[1] Lechner, G.: *DFG-Neuantrag: Reduzierung der Klappergeräuschneigung von Fahrzeuggetrieben durch aktive Maßnahmen*. Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 1999

[2] Patentschrift: *Aktive Beeinflussung der Klappergeräusche*, DE 199 38 933 A1, 2001

[3] Lechner, G.: *DFG-Fortsetzungsantrag: Reduzierung der Klappergeräuschneigung von Fahrzeuggetrieben durch aktive Maßnahme.* Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2001

[4] Lechner, G.; Nauheimer, H.: *Fahrzeuggetriebe*. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, New York, 1994

[5] Weidner, G.: *Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben*. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation 1991

[6] Lang, C.-H: *Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben*. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation 1997

[7] Küçükay, F.; Hoburg, H: *Getrieberasseln*. Seminar Unterlagen, Technische Akademie Esslingen, 2002

[8] Pfeiffer, F.: *Theorie des Getrieberasselns*. VDI Berichte Nr. 697, 1988

[9] Heimann, B.; Gerth, W.; Popp, K.: *Mechatronik*. Carl Hanser Verlag, Leipzig, 1997

[10] Ill, M.; Joachim, F.; Lauster, E.: *Geräuschreduzierung bei Kraftfahrzeuggetrieben.* VDI-Berichte Nr. 977, 1992

[11] Küçükay, F.: *Dynamik der Zahnradgetriebe*. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New-York, 1987

[12] Helling, J.: *Zunehmende Interdependenz von Motor und Antriebestrang im Kraftfahrzeug*. 1. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 27. 29.10.1987, Juli 1988

[13] Küçükay, F.: *Berechnung und Optimierung der Rasselschwingungen bei Schaltgetrieben*, VDI-Bericht Nr. 699, p. 593-630, 1988

[14] Pfeiffer, F.: Küçükay, F.: *Eine erweiterte mechanische Stoßtheorie und ihre Anwendung in der Getriebedynamik*, VDI-Z Bd. 127 Nr.9, 1985

[15] Pfeiffer, F.: *Seltsame Attraktoren in Zahnradgetriebe*. Ingenieur-Archiv 58, p.113-125, 1988

[16] Weck, M.; Lachenmaier, S.; Salje, H.: *Numerische Simulation des dynamischen Leerlaufverhaltens von PKW-Getrieben*. VDI-Z Bd.126, Nr.18., 1984

[17] Goslin, M.: *Analyse und Optimierung des dynamischen Verhaltens eines PKW-Antriebesstranges*, VDI Fortschrittberichte Reihe 11, Nr.69, 1985

[18] Küçükay, F: *Zur Formulierung und Programmierung der Bewegungsgleichung von Antriebssträngen*. VDI-Z Bd. 126, Nr.20, 1984

[19] Laschet, A.: *Simulation von Antriebessystemen*. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New-York, 1988

[20] Fujimoro, T.; Chikatani,Y; Kojima,J: *Reducktion of Idling Rattle in Manual Transmission*. SAE Technical Paper Series Nr. 870395, 1987

[21] Pfeiffer, F.: *Stoßprozesse-Rasseln spielbehafteter Schaltgetriebe. Maschinenmarkt*, Würzbug, 1991

[22] Reik,W.: *Torsionsschwingungen und Getriebegeräusche*. Automobil-Industrie 32, 1987

[23] Sakai, T.: *Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox*. Passenger Car Meeting, Dearborn, Michigan, 1981

[24] Karagiannis, K.: *Analyse stoßbehafteter Schwingungssysteme mit Anwendung auf Rasselschwingungen in Getriebe*. VDI Fortschrittberichte Reihe 11, Nr.125, 1989

[25] Nill, R.: *Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben*. Dissertation, Universität Stuttgart, 1986

[26] Doğan, S.: *Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben*. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation 2001

[27] ZF Sachs AG.: *Sachs Online*. Internet, Aktuelle

[28] dSPACE: *Solutions for Control*. Catalog 2001, dSPACE GmbH, Paderborn 2001

[29] dSPACE: *Installation and Configuration Guide*, dSPACE GmbH, Paderborn 2001

[30] dSPACE: *Implementation Guide for RTI 3.6 and RTI-MP 3.6*, dSPACE GmbH, Paderborn 2001

[31] dSPACE: *dSPACE Online*. Internet, Aktuelle

[32] Patentschrift: *Getriebeprüfstand*, DE 4328537, 1993

[33] Polytec GmbH: *Bedienungseinleitung von Polytec Rotationsvibrometer*, Benutzerhandbuch, 1994

[34] Marek, S.: *Implementierung des Echtzeitregelungs-systems dSPACE Prototyper in den IMA-Getriebeprüfstand*. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diplomarbeit, 2001

[35] Busch, M.; Eyb, G.; Messer, J.: *Messtechnik an Maschinen und Anlagen*. Teubner Stuttgart, Ostfildern/Stuttgart, 1992

[36] Lenord + Bauer: *Minicode GEL 247. Betriebsanleitung*. Lenord, Bauer & Co. GmbH, Oberhausen, 2001

[37] Intertechnolgogy: *www.intertechnology.com*. Internet, Aktuelle

[38] Rach, R: *Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasslegeräuschen von Fahrzeuggetrieben*. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Dissertation 1998

[39] Wang, X.: *Analytische und experimentelle Untersuchung des Zusammenhangs zwischen Losradbewegung und Klappergeräusche*. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Studienarbeit, 2003

[40] Janocha, H.: *Aktoren*. Springer-Verlag, Berlin, 1992

[41] Lechner, G.; Li, H.: *DFG-Zwischenbericht: Reduzierung der Klappergeräuschneigung von Fahrzeuggetrieben durch aktive Maßnahme*. Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2001

[42] Dobrinski, G.; Krakau, G.; Vogel, A.: *Physik für Ingenieur*. Teubner Verlag, Stuttgart, 1984

[43] Müller, G.; Groth, C.: *FEM für Praktiker*. Expert Verlag, Renningen-Malmscheim, 1997

[44] CADFEM: *ANSYS Benutzerhandbuch*. Seminarunterlagen, Leinfelden-Echterdingen, 2001

[45] Schneider, M.: *Entwicklungsbericht für Impulskupplung*. ZF Friedrichshatfen AG, unveröffentlicht, 1998

[46] Li, H.: *Diplomarbeit: FE-Magnetfeldberechnung mit ANSYS an Magnetkupplung und magnetbestücktern Zahnrädern*. Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart, 2000

[47] CADFEM: *ANSYS Elektromagnetische Felder 1*. Seminarunterlagen, Leinfelden-Echterdingen, 2001

[48] Marchand, P.: *Graphics and GUIs with MATLAB*. CRC Press, Boca Raton, New York, London, Tokyo

[49] The MathWorks: *MATLAB, The Language of Technical Computing*, Version 5. User's Guide. The MathWorks, Inc. Natick, USA, 1997

[50] The MathWorks: *Using Simulink and Stateflow in Automotive Applications*. Natick, USA, Internet

[51] Steinkirchner, P.: *Konstruktion einer Vorrichtung zur Untersuchung der Klapperneigung von Fahrzeuggetrieben*. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Diplomarbeit, 1996

[52] Matek, W.; Muhs, D.; Wittel, H.; Becker, M.: *Roloff/Matek*. Vieweg Verlag, Braunschweig, 1995

[53] Brüel & Kjæn: *Modular Precision Sound Analyzer – 2260 Observer*, Betriebsanleitung. Lenord, Brüel & Kjæn Co, 2001

[54] Graeger, V.; Petersen, A.: *Magnetoresistiver Drehzahlsensor- zuverlässig und preiswert*. Zeitschrift Elektronik 24/1992, 1992

[55] Li, B.: *Exprimentelle Untersuchung der Losradbewegung und Optimierung der Konstruktion*. Universität Stuttgart, Institut für Maschinenelemente, Studienarbeit, 2003

[56] Firma Magnetschultz: *Technische Erläuterungen für - GleichstromHubmagnete*. Deutschland, Internet

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name:	Li, Huiping
Geburtsdatum, -ort:	11. April 1973 , Shanghai (China)
Geburtsort:	Shanghai (China)
Staatsangehörigkeit:	chinesisch
Familienstand:	Verheiratet
Eltern:	Li, Deng (Vater) und Jin, Weilan (Mutter)

Studium

Sep.91 – Juni 96	Bachelor Studium an der Tongji Universität, Shanghai Fachrichtung: Maschinenkonstruktion und –bau Schwerpunkt: Fahrzeugtechnik
Apr. 98 – Jan. 01	Diplomstudium an der Universität Stuttgart, Deutschland Fachrichtung: Maschinenbau Schwerpunkt: Kraftfahrzeug und Fabrikbetriebslehre

Praktikum:

Jan. 96 – Juni 96	ZF Steering Shanghai (JV von ZF-Friedrichshafen): Unterstützung beim Aufbau eines Logistiksystems
Juli 00 – Sep. 00	ROBERT BOSCH GmbH, Schillerhöhe : Qualitätsmanagement

Beruflicher Werdegang

Juni 95 – Juni 96	Englischlehrerin an der Shanghai Fremdsprachenhochschule (Nebenjob während des Studiums in Shanghai)
Juli 96 – Aug. 97	Angestellte bei ZF Steering Shanghai (JV von ZF-Friedrichshafen), Produktionsplanung und Logistik
Mai 98 – Jan. 01	Hilfswissenschaftlerin im Institut für Maschinenelemente und Institut für Energiewirtschaft der Universität Stuttgart
Feb. 01 – Sep.03	Wissenschaftliche Angestellte im Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart
Okt. 03 – Heute	Entwicklungsingenieurin bei Robert Bosch GmbH in Schwieberdingen, Funktionsentwicklung für Motorsteuerungssoftware

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

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

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

Nr.	Verfasser	Titel
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozeß
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Kraftfahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenhauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen
107	J. Ryborz	Klapper - und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben
108	M. Würthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten
109	C. Gitt	Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe
110	A. Krolo	Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen
111	G. Schöllhammer	Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme
112	K. Fronius	Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck
113	A. Weidler	Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung
114	B. Stiegler	Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau
115	T. Kunstfeld	Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
116	M. Janssen	Abstreifer für Werkzeugmaschinenführungen
117	S. Buhl	Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlauffläche und Fluid
118	P. Pozsgai	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme