

---

---

# Zustandsüberwachung von Getrieben durch Nutzung ei- nes Zahnrads als Maßverkör- perung

**Master -Thesis**

Marten Schäffner

Maschinenbau – Mechanical and Process Engineering



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT



*produktentwicklung  
maschinenelemente*

---

---

Marten Schöffner  
Studiengang: Maschinenbau – Mechanical and Process Engineering

Master-Thesis  
Thema: Zustandsüberwachung von Getrieben durch Nutzung eines Zahnrads als Maßverkörperung

Eingereicht: 04.04.2023

Betreuer: Yanik Koch, M. Sc.

Fachgebiet Produktentwicklung und Maschinenelemente  
Fachbereich Maschinenbau  
Technische Universität Darmstadt  
Otto-Berndt-Str. 2  
64287 Darmstadt

Veröffentlicht unter CC-BY 4.0 international

<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

---

---

## **Erklärung zur Abschlussarbeit gemäß § 22 Abs. 7 und § 23 Abs. 7 APB TU Darmstadt**

Hiermit versichere ich, Marten Schöffner, die vorliegende Master-Thesis gemäß § 22 Abs. 7 APB der TU Darmstadt ohne Hilfe Dritter und nur mit den angegebenen Quellen und Hilfsmitteln angefertigt zu haben. Alle Stellen, die Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht worden. Diese Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

Mir ist bekannt, dass im Falle eines Plagiats (§ 38 Abs.2 APB) ein Täuschungsversuch vorliegt, der dazu führt, dass die Arbeit mit 5,0 bewertet und damit ein Prüfungsversuch verbraucht wird. Abschlussarbeiten dürfen nur einmal wiederholt werden.

Bei der abgegebenen Thesis stimmen die schriftliche und die zur Archivierung eingereichte elektronische Fassung gemäß § 23 Abs. 7 APB überein.

Bei einer Thesis des Fachbereichs Architektur entspricht die eingereichte elektronische Fassung dem vorgestellten Modell und den vorgelegten Plänen.

---

**English translation for information purposes only:**

## **Thesis Statement pursuant to § 22 paragraph 7 and § 23 paragraph 7 of APB TU Darmstadt**

I herewith formally declare that I, Marten Schöffner, have written the submitted thesis independently pursuant to § 22 paragraph 7 of APB TU Darmstadt. I did not use any outside support except for the quoted literature and other sources mentioned in the paper. I clearly marked and separately listed all of the literature and all of the other sources which I employed when producing this academic work, either literally or in content. This thesis has not been handed in or published before in the same or similar form.

I am aware, that in case of an attempt at deception based on plagiarism (§ 38 paragraph 2 APB), the thesis would be graded with 5,0 and counted as one failed examination attempt. The thesis may only be repeated once.

In the submitted thesis the written copies and the electronic version for archiving are pursuant to § 23 paragraph 7 of APB identical in content.

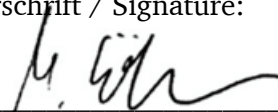
For a thesis of the Department of Architecture, the submitted electronic version corresponds to the presented model and the submitted architectural plans.

---

Datum / Date:

04.09.2023

Unterschrift / Signature:



---

## Danksagung

Mit der Abgabe der vorliegenden Arbeit geht meine Studienzeit zu Ende. Ich bin froh um während meinem Studium gemachten Erfahrungen, erworbenem Wissen und gewonnenen Freunden. Ein großes Dankeschön in der Unterstützung dieser Masterarbeit gilt meinen Betreuer, Yanik Koch und dem Werkstatt-Team des *pmd*. Den offenen Umgang und die konstruktive Kritik habe ich sehr geschätzt. Auch danke ich meiner Familie welche mich im Laufe des Studiums immer unterstützt hat. Zudem bedanke ich mich bei meiner Freundin, Alea Keile und Valentin Lendowski wessen Feedback zum Gelingen der Arbeit beigetragen hat.

Bedanken möchte ich mich auch bei meinem, während der Bearbeitungszeit dieser Arbeit, verstorbenen Opa, Gerhardt Knappke. Der mir für das Arbeitsleben empfohlen hat „Lass dich nicht stressen“. Nach diesem Motto schaue ich gespannt auf das was die Zukunft für mich bereithält.

---

# Masterthesis

für

Herrn Marten Schäffner

Matr.-Nr.2998071



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

## Zustandsüberwachung von Getrieben durch Nutzung eines Zahnrads als Maßverkörperung Condition monitoring of gearboxes by using a gear wheel as a mea- suring scale

Das Ziel der Forschung am pmd ist es Messgrößen in- am Ort der Entstehung zu erfassen, sodass Einflüsse durch Störgrößen auf den Übertragungspfad minimiert werden. Dazu wurden neue Messkonzepte zur Überwachung von Zahnradgetrieben entwickelt. Ein vielversprechendes Konzept ist die Nutzung eines Zahnrads als Maßverkörperung zur Messung des Drehwinkels mit magnetoresistiven Sensoren. In einem ersten Versuchsaufbau mit künstlichen Schäden konnte die Nutzbarkeit dieses Messkonzepts zur Erkennung von Zahnflankenschäden nachgewiesen werden.

Darauf aufbauend sollen im Rahmen dieser Abschlussarbeit die Datenbasis durch unterschiedliche quantifizierbare, künstliche Schäden erweitert werden. Aber auch die Einflussgrößen durch beispielsweise das Drehmoment und zahnspezifische Abweichungen untersucht werden. Dazu sind die Versuchsdaten aufzubereiten, auszuwerten und Merkmale zu entwickeln, mit welchen Informationen über den Zustand des Getriebes generiert werden können. Ziel ist es den Zusammenhang zwischen dem Sensorsignal und Schäden sowie weiteren Messgrößen zu beschreiben und für die Zustandsüberwachung nutzbar zu machen.

Die Arbeit umfasst dabei folgende Schwerpunkte:

- Literaturrecherche zu Zustandsüberwachung in Zahnradgetrieben und Sensorintegration
- Inbetriebnahme des Prüfstands, Versuchsplanung aufbauend auf den bisherigen Versuchen und Durchführung der Versuche
- Beschreibung des Messkonzepts und Identifikation von Einflussfaktoren auf die Messung und Schadenserkenung
- Aufbereiten der Daten, Entwickeln von Merkmalen und Auswertalgorithmen zur Nutzbarmachung der Messdaten
- Kritische Bewertung und Begründung der Ergebnisse

Prof. Dr.-Ing. E. Kirchner

Fachgebiet  
Produktentwicklung  
und Maschinenelemente

Institute for  
Product Development  
and Machine Elements



Prof. Dr.-Ing. Eckhard Kirchner

Otto-Berndt-Straße 2  
64287 Darmstadt

Tel. +49 6151 16 - 21180

Fax +49 6151 16 - 21181

Yanik.koch@tu-darmstadt.de

**Betreuung:**

Yanik Koch, M.Sc.

**Ausgegeben:**

20.09.2022

---

# Zustandsüberwachung von Getrieben durch Nutzung eines Zahn- rads als Maßverkörperung

---

## Schematische Kurzzusammenfassung

---

In der vorliegenden Arbeit wird mit einem für die Zustandsüberwachung neuem Sensor-konzept gearbeitet. Durch den Einsatz von MR-Drehzahl-Encodern in einem einstufigen Getriebe soll festgestellt werden, ob künstliche Zahnschäden in einem Getriebe zu detektieren sind.



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
DARMSTADT

An einem Getriebe-Schwingungs-Prüfstand ist ein einstufiges Getriebe mit mehreren zusätzlichen magnetoresistiven Drehzahl-Encoder ausgerüstet. Im Getriebe sind unter anderem künstlich geschädigte Ritzel im Betrieb. Ziel ist es mit den Signalen der MR-Drehzahl-Encoder die künstlichen Schäden der Ritzel zu identifizieren.



Dazu wird eine Schwingungsanalyse des Getriebes durchgeführt. Auf der Grundlage, dass der Zahneingriff als ein schwingungsfähiges System zu modellieren ist, werden Frequenzen identifiziert auf welche das Zahnradpaar des einstufigen Getriebes Einfluss hat. Ein abgeleitetes Ordnungsspektrum aus der Drehzahl der MR-Drehzahl-Encoder stellt die Grundlage der Schwingungsanalyse dar, um Ritzelschäden zu identifizieren.

Der Getriebe-Schwingungs-Prüfstand ist im Vier-Quadranten-Betrieb im Einsatz, um die nötige Datenbasis für das Vorhaben zu schaffen. Es werden vier baugleiche Ritzel vermessen. Ein Fokus der Arbeit liegt zudem auf Einflüssen der Montage des Getriebes und deren Auswirkung auf das schwingungsfähige System Zahneingriff. Durch eine statistische Auswertung wird verdeutlicht, welche Art der Montage für das Vorhaben zulässig ist.

Eine Methode zur Identifikation von Zahnschäden in Getrieben wird entwickelt. Durch die Analyse der Amplitudenmodulation an Harmonischen der Wellendrehfrequenzen, werden Zahnschäden erkannt und unterschieden. Dies wird an am Prüfstand aufgenommenen Daten demonstriert.



---

## Inhaltsverzeichnis

|   |     |
|---|-----|
| Abbildungsverzeichnis.....                                  | IX  |
| Tabellenverzeichnis.....                                    | XII |
| Abkürzungsverzeichnis.....                                  | XIV |
| Symbolverzeichnis.....                                      | XV  |
| 1 Stand der Technik .....                                   | 1   |
| 1.1 Torsionsschwingungen eines Zahnradpaars.....            | 1   |
| 1.2 Zahnschäden .....                                       | 5   |
| 1.3 Zustandsüberwachung in Getrieben .....                  | 8   |
| 1.4 Mathematische Grundlagen der Zustandsüberwachung.....   | 9   |
| 1.5 Methoden der Zustandsüberwachung in Getrieben .....     | 15  |
| 2 Messreihen .....  | 17  |
| 2.1 Prüfstand .....   | 17  |
| 2.1.1 Aufbau und Sensorconcept .....                        | 17  |
| 2.1.2 Betrieb & Vorzeichennomenklatur .....                 | 19  |
| 2.1.3 Störgrößenanalyse .....                               | 20  |
| 2.2 Datenerfassung .....                                    | 24  |
| 2.3 Versuchsparameter der Messreihen & Datenbenennung ..... | 24  |
| 2.4 Versuchspläne der Messreihen & Schadensbilder .....     | 26  |
| 3 Methoden zur Analyse der Messreihen.....                  | 30  |
| 3.1 Kennwerte der Eingangsgrößen .....                      | 30  |
| 3.2 Erzeugen von Ordnungsspektren.....                      | 31  |
| 3.3 Wahrer Mittelwert mehrerer Ordnungsspektren.....        | 35  |
| 3.4 Vergleich & Unterscheidung von Ordnungsspektren.....    | 38  |
| 3.4.1 Vergleich von IWM95 mit AOS.....                      | 38  |
| 3.4.2 Vergleich von zwei AOS .....                          | 41  |
| 4 Auswahl des präferierten Messsystems.....                 | 44  |
| 4.1 Erstes Auswahlkriterium .....                           | 45  |
| 4.1.1 Analyseschritte für das erste Auswahlkriterium .....  | 45  |
| 4.1.2 Ergebnis des ersten Auswahlkriteriums .....           | 47  |
| 4.2 Zweites Auswahlkriterium .....                          | 48  |
| 4.2.1 Analyseschritte für das zweite Auswahlkriterium.....  | 48  |
| 4.2.2 Ergebnis des zweiten Auswahlkriteriums.....           | 50  |
| 5 Einfluss des Montageprozesses .....                       | 53  |
| 5.1 Montagefall 1 vs. Montagefall 2 .....                   | 53  |

---

|       |  |      |
|-------|--|------|
| 5.1.1 | Schritte der Analyse .....                                     | 54   |
| 5.1.2 | Ergebnisse der Analyse.....                                    | 55   |
| 5.2   | Wiederholbarkeit des Schwingungsverhaltens Montagefall 1 ..... | 58   |
| 5.2.1 | Schritte der Analyse .....                                     | 59   |
| 5.2.2 | Ergebnisse der Analyse.....                                    | 62   |
| 6     | Identifikation von Schäden im Ordnungsspektrum.....            | 64   |
| 6.1   | Eingrenzung der Ordnungen & Betriebspunkte .....               | 64   |
| 6.2   | Messreihe 3 .....  | 66   |
| 6.2.1 | Schritte der Analyse .....                                     | 66   |
| 6.2.2 | Ergebnisse der Analyse.....                                    | 69   |
| 6.3   | Messreihe 1 .....  | 74   |
| 6.3.1 | Schritte der Analyse .....                                     | 74   |
| 6.3.2 | Ergebnisse der Analyse.....                                    | 76   |
| 7     | Zusammenfassung der Ergebnisse.....                            | 78   |
| 8     | Ausblick.....  | 79   |
|       | Literaturverzeichnis.....                                      | 82   |
|       | Anhang .....   | XVII |



---

## Abbildungsverzeichnis

|               |   |    |
|---------------|---|----|
| Abbildung 1:  | Gruppe von Zahnradgetrieben.....  | 1  |
| Abbildung 2:  | Verzahnungsarten von Stirnrädern: Links Gradverzahnung, Mitte Schrägverzahnung, Rechts Doppelschrägverzahnung .....                             | 2  |
| Abbildung 3:  | Parameter einer Getriebestufe. Index 1 = Antrieb, Index 2 = Abtrieb, $n$ = Drehzahl, $M$ = Drehmoment und $z$ = Zähnezahl. ....                 | 2  |
| Abbildung 4:  | Modell des Zahneingriffs mit zeitlich veränderlicher Steifigkeit $c(t)$ , Dämpfung $d(t)$ und Drehwinkeln $\varphi_1(t)$ , $\varphi_2(t)$ ..... | 3  |
| Abbildung 5:  | Mögliche Ursachen für Torsionsschwingungen eines Zahnradpaars .....   | 4  |
| Abbildung 6:  | Unterscheidung der Schadensformen von Zahnradern.....   | 5  |
| Abbildung 7:  | Beispiel des Schadensfalls Zahnflankenbruch .....   | 7  |
| Abbildung 8:  | Beispiel des Schadensfalls Gewaltbruch.....   | 7  |
| Abbildung 9:  | Beispiel des Schadensfalls Dauerbruch .....   | 7  |
| Abbildung 10: | Grundproblem der schwingungsbasierten Zustandsüberwachung, Übersetzung.....   | 9  |
| Abbildung 11: | Überführung eines Frequenzspektrum in ein Ordnungsspektrum, in Anlehnung .....  | 12 |
| Abbildung 12: | Oben: Frequenzspektrum ohne Anwendung von Order Tracking. Unten: Frequenzspektrum nach Anwendung von Order Tracking, Übersetzung ....           | 13 |
| Abbildung 13: | Verwendeter Getriebe-Schwingungs-Prüfstand, in Anlehnung .....  | 17 |
| Abbildung 14: | Schnitt durch das modifizierte Getriebe des GSP, in Anlehnung .....   | 18 |
| Abbildung 15: | Quadranten Betrieb des GSP .....  | 19 |
| Abbildung 16: | Abstrahiertes System nach Funktionsstruktur .....   | 20 |
| Abbildung 17: | Äußere Einflüsse auf den GSP .....  | 21 |
| Abbildung 18: | Komponenten des modifizierten Getriebes .....   | 22 |
| Abbildung 19: | Einfluss auf MR-Prinzip durch mechanischen Übertragungspfad und Umgebungsbedingungen innerhalb des modifizierten Getriebes.....                 | 23 |
| Abbildung 20: | Eindeutige Messdatenbenennung der Messreihen.....   | 26 |
| Abbildung 21: | Schadigungsgrade Messreihe 1, Nummer in Bild entspricht Schädigungsgrad, in Anlehnung .....   | 28 |
| Abbildung 22: | Unterschied des Schädigungsgrades 1 in Messreihe 3 .....  | 29 |
| Abbildung 23: | Schädigungsgrad 2 und Schädigungsgrad 3 in Messreihe 3 .....  | 29 |
| Abbildung 24: | Kennwerte der Eingangsdaten für Auswertung.....   | 30 |
| Abbildung 25: | Schritte zur Bestimmung des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes (AOS).....  | 32 |
| Abbildung 26: | AOS einer Messdatenaufnahme.....  | 34 |
| Abbildung 27: | Schritte zur Bestimmung des Intervalls des wahren Mittelwerts 95% Konfidenzintervall.....   | 35 |

|               |   |    |
|---------------|---|----|
| Abbildung 28: | Bestimmen des wahren Mittelwerts (IWM95) von zwei AOS: blau AOS, orange AOS, schwarz Limits in welchen der wahre Mittelwert 95% Konfidenzintervall liegt.....   | 36 |
| Abbildung 29: | Darstellung des Intervalls des wahren Mittelwerts (IWM95) in Summanden: oben, blau AOS, orange AOS, schwarz Mittelwert aus AOS. Unten, schwarz zulässige Abweichung des wahren Mittelwerts vom empirischen Mittelwert 95% Konfidenzintervall..... | 37 |
| Abbildung 30: | Schritte für den Vergleich von IWM95 mit AOS.....   | 39 |
| Abbildung 31: | Vergleich einer AOS gelb mit IWM95 schwarz, aus AOS 1 blau und AOS 2 orange .....   | 40 |
| Abbildung 32: | Vergleich der AOS gelb mit IWM95 in Summanden Darstellung schwarz ..  | 41 |
| Abbildung 33: | Vergleich von zwei AOS, AOS 1 = Referenzgröße, AOS 2 = Vergleichsgröße .....  | 42 |
| Abbildung 34: | Ergebnis des Vergleichs von zwei AOS .....  | 43 |
| Abbildung 35: | IWM95 in Summanden dargestellt. Beispiel für erstes Auswahlkriterium – Wahl des präferierten Messsystems .....  | 46 |
| Abbildung 36: | Vergleich von IWM95 mit AOS: Unten Prozent der Ordnungen der AOS welche von Ordnung des IWM95 zu unterscheiden sind. Beispiel für zweite Auswahlkriterium – Auswahl präferiertes Messsystem.....  | 49 |
| Abbildung 37: | IWM95 in Summanden dargestellt – gleiche Darstellungsweise wie Abbildung 35 .....   | 54 |
| Abbildung 38: | Zusammenfassung der Unsicherheit der Wiederholbarkeit von AOS – Montagefall 1 vs. Montagefall 2 .....   | 56 |
| Abbildung 39: | Vergleich von IWM95 mit AOS. Ritzel 1, Schädigungsgrad 0, Quadrant 1– Änderung des Schwingungsverhalten Montagefall 1.....  | 60 |
| Abbildung 40: | Vergleich von IWM95 mit AOS. Ritzel 1, Schädigungsgrad 0, alle Quadranten – Änderung des Schwingungsverhalten Montagefall 1 .....   | 61 |
| Abbildung 41: | Vergleich von zwei AOS: Referenzgröße Schädigungsgrad 0, Vergleichsgröße Schädigungsgrad 1-3.....   | 64 |
| Abbildung 42: | Mittlung von 18 AOS – Kapitel 6.2 .....   | 68 |
| Abbildung 43: | Erwartetes AOS für Ritzel 1-3 Schädigungsgrad 0 – Messreihe 3 .....   | 69 |
| Abbildung 44: | Prozentuale Zunahme der AOS ohne Ritzelschaden, wenn ein Ritzelschaden im Betrieb ist – Messreihe 3 .....   | 71 |
| Abbildung 45: | Unterscheidung von Schädigungsgrad 2 und Schädigungsgrad 3 - relative Zunahme der Ordnungen Messreihe 3.....  | 73 |
| Abbildung 46: | Erwartetes Ordnungsspektrum für Ritzel 0 Schädigungsgrad 0 – Messreihe 1 .....  | 76 |



|               |   |    |
|---------------|---|----|
| Abbildung 47: | Prozentuale Zunahme der AOS ohne Ritzelschaden, wenn ein Ritzelschaden im Betrieb ist – Messreihe 1 ..... | 77 |
| Abbildung 48: | Kennwerte der Eingangparameter für eine drehzahlunabhängige Betrachtung .....                             | 80 |
| Abbildung 49: | Ergebnis des Order Trackings – Einfluss auf AOS .....   | 80 |
| Abbildung 50: | Ergebnis des Order Trackings - Amplitudenmodulation .....   | 81 |
| Abbildung 51: | Anschluss des Messsystems und der MR-Drehzahl-Encoder an die Spannungsversorgung.....                     | XX |

---

## Tabellenverzeichnis

|             |   |       |
|-------------|---|-------|
| Tabelle 1:  | Zusammenfassung möglicher Zahnflankenschäden.....   | 6     |
| Tabelle 2:  | Unterschiede in der Bestimmung der Wellendrehfrequenz.....  | 11    |
| Tabelle 3:  | Zähnezahlen der am GSP verbauten Getriebe Typ RX77/AD4.....   | 18    |
| Tabelle 4:  | Kennwerte und Unterschiede der MR-Drehzahl-Encoder.....   | 19    |
| Tabelle 5:  | Belegung der Messkarten des cDAQ9187.....   | 24    |
| Tabelle 6:  | Versuchspläne der Messreihen.....   | 27    |
| Tabelle 7:  | Substitutionen für Bestimmung des wahren Mittelwerts 95% Konfidenzintervall für die j-te Ordnung.....   | 36    |
| Tabelle 8:  | Umfang der Messdatenaufnahmen - Auswahl des präferierten Messsystems...   | 44    |
| Tabelle 9:  | Ergebnisse erstes Auswahlkriterium – Wahl des präferierten Messsystems .....  | 47    |
| Tabelle 10: | Zusammenfassung welche Messungen für IWM95 verwendet werden und welche zur Bestimmung eines AOS – Kapitel 4.2.1 .....   | 48    |
| Tabelle 11: | Ergebnisse zweites Auswahlkriterium Schädigungsgrad 3 – Wahl des präferierten Messsystems.....  | 51    |
| Tabelle 12: | Ergebnisse zweites Auswahlkriterium Schädigungsgrad 6 – Wahl des präferierten Messsystems.....  | 51    |
| Tabelle 13: | Umfang der Messdatenaufnahmen - Montagefall 1 vs. Montagefall 2.....  | 53    |
| Tabelle 14: | Ergebnisse – Montagefall 1 vs. Montagefall 2.....   | 55    |
| Tabelle 15: | Umfang der Messdatenaufnahme – Wiederholbarkeit des Schwingungsverhaltens Montagefall 1 .....   | 58    |
| Tabelle 16: | Zusammenfassung welche Messungen für das IWM95 verwendet werden und welche zur Bestimmung der AOS – Kapitel 5.2.1 .....                                       | 59    |
| Tabelle 17: | Vergleich von IWM95 mit AOS. Ritzel 1, Schädigungsgrad 0, Quadranten 1-4 – Prozentuale Unterscheidbarkeit der Ordnungen der AOS von IWM95.....                | 61    |
| Tabelle 18: | Ergebnis: Vergleich von IWM95 mit AOS. Ritzel 1-3, Schädigungsgrad 0-3, Quadranten 1-4 – Prozentuale Unterscheidbarkeit der Ordnungen der AOS von IWM95 ..... | 62    |
| Tabelle 19: | Beispiel für Arten von zulässigen Vergleichen – ritzelintern und ritzelübergreifend.....  | 63    |
| Tabelle 20: | Anzahl der Fälle, wenn Merkmal Ritzel konstant gehalten wird – Messreihe 3 Identifikation von Zahnschäden im Ordnungsspektrum .....                           | 67    |
| Tabelle 21: | Fälle welche in Messreihe 1 ein unterschiedliches Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes hervorrufen .....  | 75    |
| Tabelle 22: | Unterschied des Wertebereichs der Frequenzen durch Drehzahl .....   | 79    |
| Tabelle 23: | Student-T Verteilungsparameter .....  | XVIII |
| Tabelle 24: | Maximales axiales Wellenspiel im Betrieb des modifizierten Getriebes.....   | XIX   |



|             |  |     |
|-------------|--|-----|
| Tabelle 25: | Zu erwartende radiale Veränderung des Arbeitsabstands der MR-Drehzahl-Encoder .....        | XIX |
| Tabelle 26: | Zu erwartende Lagerfrequenzen der Antriebswelle bei 120 1/min .....                        | XIX |
| Tabelle 27: | Pinbelegung der Messkarten für Anschluss der Messtechnik des modifizierten Getriebes ..... | XX  |

---

## Abkürzungsverzeichnis

|       |  |
|-------|--|
| GSP   | Getriebe-Schwingungs-Prüfstand                                       |
| MR    | Magneto-resistives Wirkprinzip                                       |
| ZEF   | Zahneingriffsfrequenz  |
| TSA   | Time Synchronous Averaging   |
| DFT   | Diskrete Fourier Transformation                                      |
| FFT   | Fast Fourier Transformation  |
| IAS   | Instantaneous Angular Speed  |
| AOS   | Ausschnitt der Harmonischen von $n_{rtzl}$ im Ordnungsspektrum       |
| IWM95 | Intervall des wahren Mittelwerts 95% Konfidenzintervall aus zwei AOS |
| MiMo  | Multiple-Input-Multiple-Output System                                |

---

## Symbolverzeichnis

### lateinische Großbuchstaben

|        |   |
|--------|---|
| $M_1$  | Drehmoment des Antriebs [Nm]                                |
| $M_2$  | Drehmoment des Abtriebs [Nm]                                |
| $G(k)$ | Bildfunktion der DFT  |
| $N$    | Anzahl der Abtastpunkte eines diskret aufgenommenen Signals |

### lateinische Kleinbuchstaben

|                             |  |
|-----------------------------|--|
| $n_1$                       | Drehzahl des Antriebs [1/s]  |
| $n_2$                       | Drehzahl des Abtriebs [1/s]  |
| $n_{1,2}$                   | Drehzahl des Antriebs oder Abtriebs [1/s]                              |
| $n_{rtzl}$                  | Drehzahl des Ritzels im modifizierten Getriebe [1/s]                   |
| $z_1$                       | Zähnezahl des Antriebs   |
| $z_2$                       | Zähnezahl des Abtriebs   |
| $z_{rtzl}$                  | Zähnezahl des Ritzels im modifizierten Getriebe                        |
| $i$                         | Übersetzung eines Zahnradpaars   |
| $f_{ZEF}$                   | Frequenz des Zahneingriffs [Hz]  |
| $f_{z_1}$                   | Harmonische des Antriebsritzels eines Getriebes [Hz]                   |
| $c(t)$                      | zeitlich veränderliche Verzahnungssteifigkeit [N/mm]                   |
| $d(t)$                      | zeitlich veränderliche Dämpfung des Zahneingriffs [Ns <sup>2</sup> /m] |
| $g(qq)$                     | Diskret aufgenommenes Signal im Zeitbereich                            |
| $t$                         | Zeitpunkt [s]  |
| $\sin(t)$                   | Analoges Ausgangssignal Drehzahl-Encoder [V]                           |
| $\cos(t)$                   | Analoges Ausgangssignal Drehzahl-Encoder [V]                           |
| $f_{tast}$                  | Abtastfrequenz eines Signals [Hz]                                      |
| $p_{360}$                   | Soll-Abtastpunkte pro Umdrehung für Order Tracking                     |
| $f_{p_{360}}$               | Frequenz zur Auswertung der Signale für Order Tracking [Hz]            |
| $n_{stich}$                 | Umfang einer Stichprobe  |
| $x_i$                       | i-ter Merkmalswert einer Stichprobe                                    |
| $\bar{x}$                   | empirischer Mittelwert einer Stichprobe                                |
| $t_{\alpha/2; n_{stich}-1}$ | Student-T Verteilungsparameter   |
| $s$                         | Standardabweichung einer Stichprobe                                    |

---

|                      |   |
|----------------------|---|
| $\bar{x}_\alpha$     | wahrer Mittelwert basierend auf Konfidenzintervall  |
| $n_{amp}$            | Umfang einer Stichprobe   |
| $x_j$                | Schwingungsamplitude der j-ten Ordnung in $v_{amp}$ [dB]  |
| $x_{vgl,j}$          | Schwingungsamplitude der j-ten Ordnung einer Messung, welche nicht für die Bestimmung des IWM95 genutzt wird [dB] |
| $x_{i,j}$            | Schwingungsamplitude der i-ten AOS und j-ten Ordnung [dB]   |
| $\bar{x}_j$          | Mittelwert der Schwingungsamplitude der j-ten Ordnung [dB]  |
| $s_j$                | Standardabweichung der j-ten Ordnung [dB]   |
| $\bar{x}_{\alpha,j}$ | wahrer Mittelwert 95% Konfidenzintervall der j-ten Ordnung [dB]   |
| $\bar{k}_i$          | Mittelwert der Unsicherheit aus mehreren Messungen [dB]   |
| $s_{\bar{k}_i}$      | Standardabweichung des Mittelwerts der Unsicherheit [dB]  |
| $s_{\Delta ord}$     | Standardabweichung des Mittelwerts der Ordnungen unterscheidbar von IWM95 [%]                                     |
| $v_{ord}$            | Vektor der Ordnungen in AOS   |
| $v_{amp}$            | Vektor der Schwingungsamplituden in AOS   |
| $v_{amp,vgl}$        | Schwingungsamplituden Vektor der AOS der Vergleichsgröße  |
| $v_{amp,ref}$        | Schwingungsamplituden Vektor der AOS der Referenzgröße  |
| $\%v_{amp}$          | Differenz der AOS der Vergleichsgröße bzgl. der AOS der Referenzgröße [%]   |

### **griechische Buchstaben**

|                         |  |
|-------------------------|--|
| $\alpha$                | Irrtumswahrscheinlichkeit  |
| $\beta$                 | Schrägverzahnungswinkel [°]  |
| $\varphi$               | Drehwinkel [rad]   |
| $\Delta\varphi_{1,2}$   | Drehwinkeländerung [rad]   |
| $\Delta t$              | Zeitabstand zwischen zwei Zeitpunkten [s]                                  |
| $\overline{\Delta ord}$ | Mittelwert der Ordnungen einer AOS unterscheidbar von IWM95 [%]            |
| $\Delta v_{amp}$        | Differenz der AOS der Vergleichsgröße bzgl. der AOS der Referenzgröße [dB] |

### **Indizes, Sub- und Superskripte**

|      |                             |
|------|-----------------------------|
| $ii$ | Ganze Zahl                  |
| $i$  | Index für Stichprobenumfang |
| $j$  | Index für Ordnung           |



# 1 Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die Grundlagen für die vorliegende Arbeit dargelegt. Zu Beginn werden relevante Grundlagen für Torsionsschwingungen eines Zahnradpaars vorgestellt und wie diese zur Analyse des Zahnradpaars genutzt werden können. Im Anschluss werden auftretende Zahnschäden und die Grundgedanken der Zustandsüberwachung im Zusammenhang mit Getrieben beschrieben. Eine Darstellung der mathematischen Grundlagen für die Zustandsüberwachung in Getrieben folgt in Kapitel 1.4. Das letzte Unterkapitel befasst sich mit allgemeinen Methoden zur Detektion von Zahnschäden in Getrieben.

## 1.1 Torsionsschwingungen eines Zahnradpaars

Als Getriebe verstehen sich Kenngrößenwandler, welche Drehmoment und Drehzahl wandeln [Vgl. Bender & Göhlich, 2020, S. 453]. Eine Gruppe von Getrieben, welche Zahnräder zur Kenngrößenwandlung nutzt, sind als Zahnradgetriebe zu bezeichnen. Eine weitere Klassifizierung der Zahnradgetriebe ist in Abbildung 1 zu sehen, abgebildet sind immer zwei kämmende Zahnräder, auch als Zahnradpaar bezeichnet. Zu betrachten sind in der vorliegenden Arbeit speziell Stirnradgetriebe, ausgeführt als Außenradpaar. Stirnradgetriebe sind Teil der Familie der Zahnradgetriebe und zeichnen sich durch zwei parallele Wellen aus, siehe Abbildung 1 oben links [Vgl. Bender & Göhlich, 2020, S. 389].

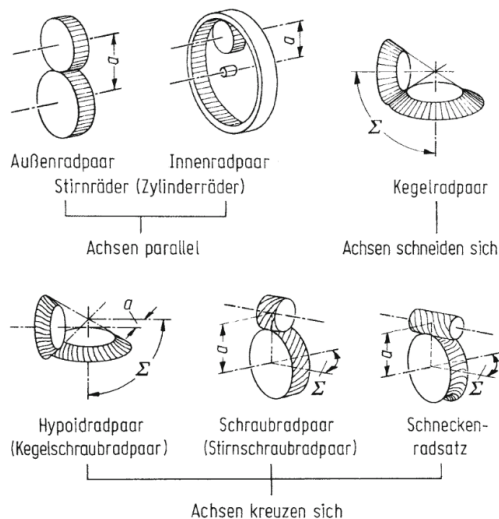


Abbildung 1: Gruppe von Zahnradgetrieben [Bender & Göhlich, 2020, S. 389]

Stirnräder sind eine Ausprägung von Zahnrädern und werden klassifiziert wie in Abbildung 2 durchgeführt. Für die Klassifizierung der Stirnräder ist entscheidend, unter welchem Winkel die Zähne bezüglich der Welle ausgerichtet sind. Für diese Arbeit ist ein Zahnradpaar mit Schrägverzahnung von speziellem Interesse. Bei einem schrägverzahnten Zahnrad sind die Zähne unter einem Winkel  $\beta$  bezüglich der Wellen ausgerichtet, siehe Abbildung 2 Mitte.

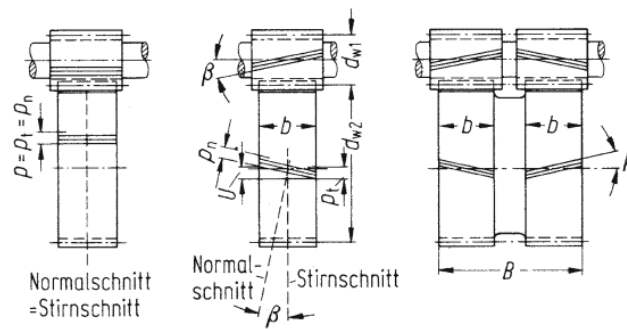


Abbildung 2: Verzahnungsarten von Stirnrädern: Links Gradverzahnung, Mitte Schrägverzahnung, Rechts Doppelschrägverzahnung [Bender & Göhlich, 2020, S. 391]

Stirnradgetriebe haben die Aufgabe, Bewegungen gleichmäßig von Antrieb auf Abtrieb zu übertragen. Als Bewegung ist in diesem Anwendungsfall eine Drehzahl zu verstehen. Mathematisch ausgedrückt bedeutet das, dass der Quotient der beiden Drehzahlen eines Zahnradpaars konstant sein muss [Vgl. Bender & Göhlich, 2020, S. 390]. Wie beschrieben sind zur Kenngrößenwandlung in Stirnradgetrieben zwei Zahnräder, ein Zahnradpaar, im Eingriff. Die Wandlung von Moment und Drehzahl kann durch den Quotienten der Zähnezahlen ( $z_1, z_2$ ) des Zahnradpaars bestimmt werden (1) und gilt für einen Wirkungsgrad von 100% [Vgl. Bender & Göhlich, 2020, S. 391].

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_2}{M_1} \quad (1)$$

Der in (1) definierte Zusammenhang  $i$  wird als Übersetzung bezeichnet, Abbildung 3 stellt schematisch dar wie die Parameter aus (1) zusammenhängen. Laut der Definition (1) übersetzt ein Zahnradpaar zu jeder Zeit die Drehzahlen mit konstantem Quotienten.

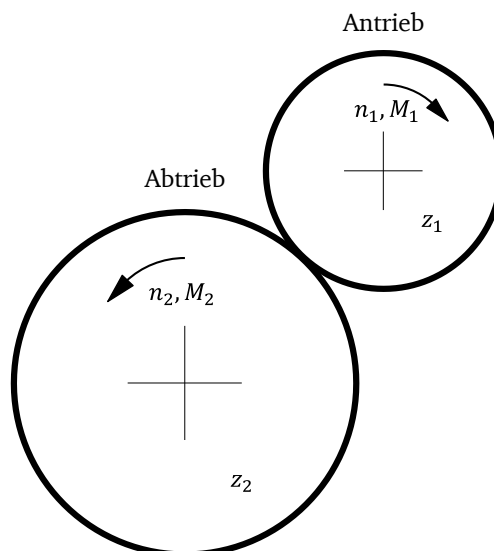


Abbildung 3: Parameter einer Getriebestufe. Index 1 = Antrieb, Index 2 = Abtrieb,  $n$  = Drehzahl,  $M$  = Drehmoment und  $z$  = Zähnezahl.

Im realen Betrieb unterliegt die Kenngrößenwandlung weiteren Einflüssen, welche keine Übersetzung der Drehzahlen mit konstantem Quotienten ermöglichen und sich in

Torsionsschwingungen des Zahnradpaars äußern [Vgl. Koch et al., 2022]. Unter Torsionsschwingungen kann allgemein eine Abweichung des Quotienten der Drehzahlen eines Zahnradpaars von der nominell definierten Übersetzung verstanden werden. In dieser Arbeit wird der Zusammenhang (2) als Torsionsschwingungen eines Zahnradpaars verstanden [Vgl. Chin, 2022, S. 17–18]. Ungleichung (2) trifft zu einem Zeitpunkt im Betrieb zu, wenn die Drehzahlen eines Zahnradpaars von der aus den Zähnezahlen berechneten Übersetzung (1) abweichen.

$$\frac{n_1}{n_2} \neq i \quad (2)$$

Warum diese Torsionsschwingungen auftreten, kann mit Modellen erklärt werden. Diese modellieren den Zahneingriff eines Zahnradpaars als schwingungsfähiges System mit zeitlich veränderlicher Steifigkeit und Dämpfung [Vgl. Tamminana et al., 2005], [Vgl. Shao et al., 2016], [Vgl. Stander & Heyns, 2005], siehe Abbildung 4.

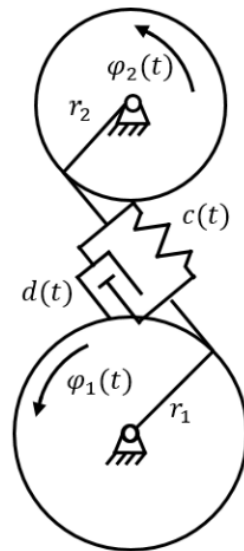


Abbildung 4: Modell des Zahneingriffs mit zeitlich veränderlicher Steifigkeit  $c(t)$ , Dämpfung  $d(t)$  und Drehwinkeln  $\varphi_1(t)$ ,  $\varphi_2(t)$  [Koch et al., 2022]

Abbildung 4 bildet das Modell des schwingungsfähigen System Zahnradpaars ab, das Kämmen des Zahnradpaars wird durch die zeitlich veränderliche Verzahnungssteifigkeit  $c(t)$  und zeitlich veränderliche Dämpfung  $d(t)$  modelliert. Diese beiden Kenngrößen des Zahnradpaars sind zeitlich veränderlich modelliert, da die Anzahl der Zähne im Eingriff periodisch zwischen einem Zahnpaar und zwei Zahnpaaren wechselt. Außerdem wechselt während des Kämmens zweier Zähne der Kontaktpunkt ständig, von der Spitze der Verzahnung bis in den Zahnfuß. Diese beiden Zusammenhänge haben Einfluss auf die Verzahnungssteifigkeit [Vgl. Chin, 2022, S. 8]. Die Frequenz, mit der sich die Steifigkeit  $c(t)$  und Dämpfung  $d(t)$  ändern, folgt der Zahneingriffsfrequenz  $f_{ZEF}$  (3) und regt Torsionsschwingungen des Zahnradpaars an [Vgl. Klocke & Brecher, 2017, S. 624–627]. Grundlage dafür ist, wenn ein System unter konstanter Belastung eine Steifigkeitsänderung erfährt, wird dadurch eine zusätzliche Bewegung verursacht. Wird durch die zeitlich veränderlichen Parameter  $c(t)$  und  $d(t)$  eine Torsionsschwingung des Zahnradpaars verursacht, nennt sich dies Parameteranregung. Die Frequenz, mit welcher die

Parameteranregung auftritt, ist die Zahneingriffsfrequenz  $f_{ZEF}$  (3) und berechnet sich aus der Drehzahl und Zähnezahl einer Getriebewelle.

$$f_{ZEF} = z_1 \cdot n_1 = z_2 \cdot n_2 \quad (3)$$

Es gibt weitere Einflüsse auf ein Zahnradpaar, welches Torsionsschwingungen (2) zur Folge hat. Weitere innere Einflussgrößen sind die Stoßanregung und die Weganregung [Vgl. Klocke & Brecher, 2017, S. 469–472]. Eine Stoßanregung ist lastbedingt. Ein Stoß, bedingt durch Deformation der Zähne und daraus resultierendem verfrühten Zahneingriff, regt das Zahnradpaar zu Torsionsschwingungen an. Weganregungen liegen in Geometrie-Abweichungen vom Ideal begründet, diese können durch Toleranzen, Montagefehler oder Verschleiß entstehen. Beide Zusammenhänge führen zu einem Abweichen des Quotienten der Drehzahlen eines Zahnradpaars von der nominellen Übersetzung. Als äußere Einflussgrößen verursachen Drehmoment- und Drehzahlschwankungen des Antriebs Torsionsschwingungen des Zahnradpaars. Die möglichen Anregungsmechanismen, um Torsionsschwingungen eines Zahnradpaars hervorzurufen, sind in Abbildung 5 zusammengefasst.

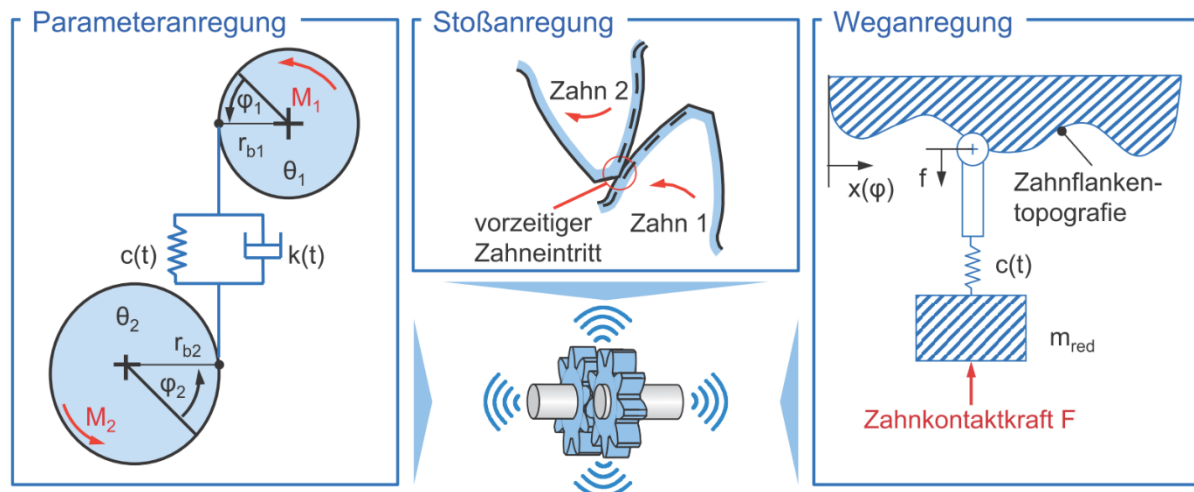


Abbildung 5: Mögliche Ursachen für Torsionsschwingungen eines Zahnradpaars [Vgl. Klocke & Brecher, 2017, S. 468]

Wie eben beschrieben schwingt ein Zahnradpaar charakteristisch mit der Zahneingriffsfrequenz (ZEF), siehe (3). Zudem sind weitere Frequenzen bezeichnend für ein Zahnradpaar. Das Zahnrad eines Zahnradpaars moduliert Schwingungsamplituden, welche Harmonischen der zahngehörigen Wellendrehfrequenz entsprechen [Vgl. Randall, 2011, S. 24]. Gleichung (4) zeigt beispielhaft, welche Frequenzen durch das Antriebszahnrad aus Abbildung 3 amplitudenmoduliert werden, also sich an diesen Frequenzen die Schwingungsamplituden durch das Antriebszahnrad beeinflussen lassen. Der Faktor  $ii$  in (4) entspricht einer ganzen Zahl.

$$f_{z_1} = ii \cdot n_1 \quad (4)$$

Von besonderem Interesse zur Identifikation von Zahnschäden sind Harmonische der Wellendrehfrequenz neben der Zahneingriffsfrequenz. Wobei die ZEF selbst eine Harmonische der Wellendrehfrequenz ist, da die Zähnezahl immer einer ganzen Zahl entspricht. Durch Analyse der Schwingungsamplitude an Harmonischen der Wellendrehfrequenz eines Zahnrades, können Amplitudenmodulationen einem Zahnrad zugewiesen werden [Vgl. Randall, 2011, S. 25].

Dies stellt ein Vorgehen dar, die Torsionsschwingungen eines Zahnradpaars zu analysieren und die Amplitudenmodulation einem der Zahnräder zuzuweisen. Zudem sind die von einem Zahnradpaar ausgeführten Torsionsschwingungen abhängig von Drehmoment und Drehzahl. Signale werden als stationär bezeichnet, wenn diese bei konstanter Drehzahl und Drehmoment ermittelt werden [Vgl. Randall, 2011, S. 30].

## 1.2 Zahnschäden

Für diese Arbeit ist der Zusammenhang von Zahnschäden und darin begründeten Torsionsschwingungen eines Zahnradpaars von besonderem Interesse. Deshalb widmet sich dieses Unterkapitel möglichen auftretenden Zahnschäden.

Zahnradpaare im Zahneingriff sind komplexen Beanspruchungsfällen ausgesetzt. Es überlagern sich thermische, tribologische, chemische und mechanische Beanspruchungen. Ein Großteil des Verschleißes ist durch den Kontakt und die Relativbewegungen der Zahnflanken im Zahnkontakt begründet. Die drehmomentübertragende Tangentialkraft verursacht im Zahnfuß eine mechanische Beanspruchung auf Biegung, Stauchung und Schub. Zudem verursacht die Tangentialkraft eine normal zur Zahnflanke wirkende Hertz'sche Flächenpressung. Durch diese beiden Beanspruchungen entstehen die typischen Schadensformen an Zahnrädern [Vgl. Klocke & Brecher, 2017, S. 364], diese sind in Abbildung 6 gruppiert.

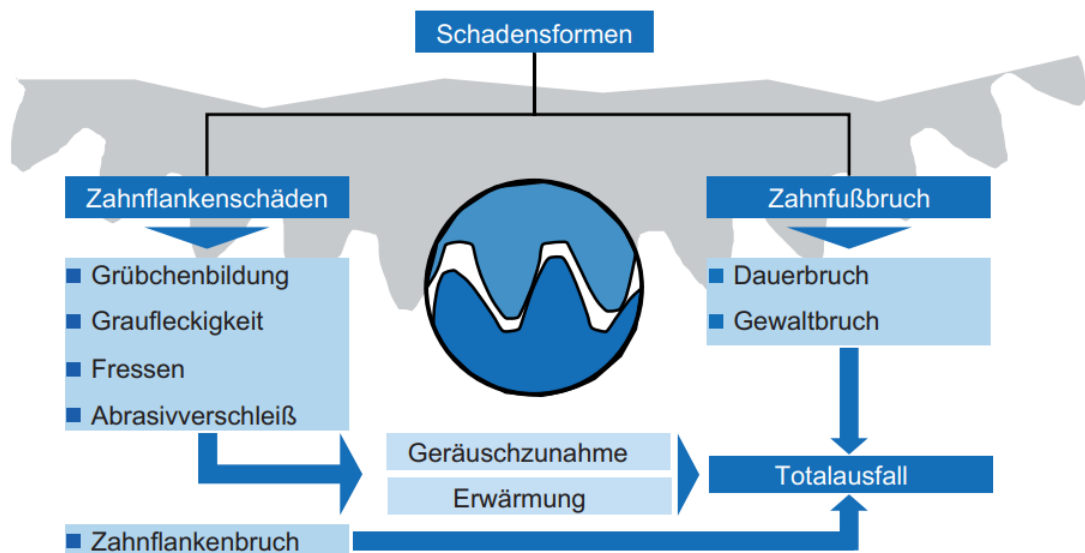

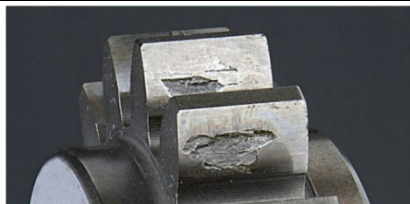

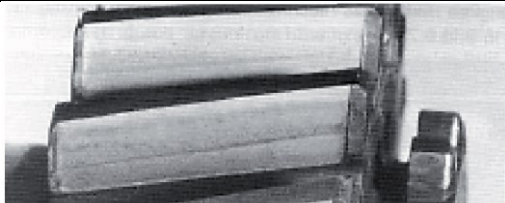


Abbildung 6: Unterscheidung der Schadensformen von Zahnrädern [Klocke & Brecher, 2017, S. 365]

**Zahnflankenschäden** werden in der Regel durch die periodisch wechselnde Belastung an der Zahnflanke hervorgerufen. Dies führt zu Materialermüdung und kann zu Materialausbrüchen führen. In Tabelle 1 sind Entstehungsmechanismen, Größen und Aussehen von möglichen Zahnflankenschäden zusammengefasst [Vgl. Klocke & Brecher, 2017, S. 375]. In dieser Arbeit wird lediglich ein Überblick über die Schadensformen benötigt, weshalb von einer detaillierten Beschreibung der Entstehung abgesehen wird.

Tabelle 1: Zusammenfassung möglicher Zahnflankenschäden [Vgl. Klocke & Brecher, 2017, S. 375–383]

| Schaden            | Entstehung   | Größe                                       | Aussehen  |
|--------------------|--|---|---|
| Graufleckigkeit    | Lokale Überbeanspruchung tribologisch begründet. Zu finden am treibenden Rad.                        | Ausbruchtiefe = $10^{-2}$ mm auf Zahnflanke | mattgrau, muschelförmig, kleine Risse               |
|                    |                    |   |   |
| Grübchenbildung    | Kann aus Grauflecken entstehen. Tritt nach frühestens 50000 Lastwechseln auf, oft am treibenden Rad. | Um Faktor 10-100 größer als Graufleckigkeit | muschelförmig, Risse                                |
|                    |                   |   |   |
| Fressen            | Adhäsionsbedingter Materialabtrag (Schmierfilm Unterversorgung)                                      | -   | streifige Aufrauung in Zahnhöhenrichtung verlaufend |
|                    |                  |   |   |
| Abrasiveverschleiß | Materialabtrag durch Abrasion, indem Mikrospäne gebildet werden, tritt zu Beginn des Betriebs auf.   | -   | Veränderung der Flankenformgeometrie                |
|                    |                  |   |   |

---

Der **Zahnflankenbruch** ist ein Ermüdungsschaden und tritt ohne vorherige Ankündigung auf. Es sind typische Risse auf Hälfte der Zahnflanke zu verzeichnen. Die Lastspielzahlen sind hoch, bevor der Schaden auftritt [Vgl. Klocke & Brecher, 2017, S. 383]. Beispiel eines Zahnflankenbruchs ist in Abbildung 7 dargestellt.

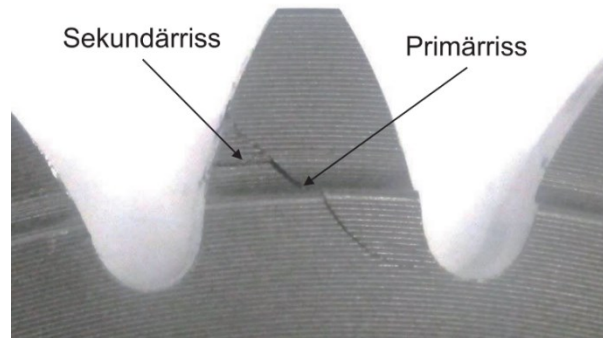


Abbildung 7: Beispiel des Schadensfalls Zahnflankenbruch [Klocke & Brecher, 2017, S. 384]

**Zahnfußschäden** können auf zwei Wegen entstehen. Der ganze Zahn wird am Fuß vom Rest des Zahnrades getrennt, indem eine unvorhergesehene Belastungsspitze auftritt und den Gewaltbruch verursacht. Dargestellt ist ein Gewaltbruch in Abbildung 8.



Abbildung 8: Beispiel des Schadensfalls Gewaltbruch [Klocke & Brecher, 2017, S. 385]

Dagegen kann ein Zahnfuß auch abbrechen, wenn die Dauerfestigkeit des Werkstoffs nach einer gewissen Anzahl von Lastspielen erreicht ist, der entstehende Schadensfall Dauerbruch ist in Abbildung 9 zu sehen.



Abbildung 9: Beispiel des Schadensfalls Dauerbruch [Klocke & Brecher, 2017, S. 386]

---

Der Zahnfußbruch in der Form des Dauerbruchs, ist das Endprodukt eines fortschreitenden Rissverlaufs. Kurz vor dem Abbrechen des Zahnfußes ist die Beanspruchung im verbleibenden Querschnitt des Zahnfußes zu hoch und der Zahn bricht ab. Deshalb ist in der Rissfläche ein Unterschied zwischen Dauer- und Rissbruch zu erkennen [Vgl. Klocke & Brecher, 2017, S. 384–386].

Die Kategorie der Zahnflankenschäden wird im Laufe der Arbeit verstärkt betrachtet.

---

### 1.3 Zustandsüberwachung in Getrieben

---

Maschinen verschleßen durch Betrieb und benötigen Wartung, um den Betrieb aufrecht zu erhalten. Wird der Betrieb einer Maschine durch einen Schaden verhindert, können Sicherheitsrisikos, hohe Reparaturkosten und Maschinenstillstandszeiten entstehen. Dies birgt ein wirtschaftliches Risiko. Durch zustandsüberwachungsbasierte Wartungsstrategien kann das wirtschaftliche Risiko vermindert werden [Vgl. Randall, 2011, S. 1].

Der klassische Ansatz ist es, Maschinen zu betreiben, bis diese Ausfallen und spiegelt die risikoreichste Wartungsstrategie wider. Mögliche Folgen können Totalschäden der Maschine sein, hohe Reparaturkosten und lange Maschinenstillstandszeiten. Ein anderer Ansatz zur Maschinenwartung ist eine zeitbasierte Überprüfung der Maschine, sowie der Wechsel von Bauteilen nach vorgeschriebenen Zeitintervallen. Hier ist das Risiko des Ausfalls und eines Totalschadens der Maschinen gering, aber es werden möglicherweise Bauteile zu früh gewechselt. Werden Wartungen und Tausch von Bauteilen nach Zustand der Maschine durchgeführt, ist die Maschinenwartung zustandsüberwachungsbasiert. Es werden keine Bauteile zu früh gewechselt und der Ausfall von Maschinen wird vermieden [Vgl. Randall, 2011, S. 2–3]. Die Zustandsüberwachung lässt sich nach Randall in drei Phasen unterteilen: die Schadenserkenkung, die Schadensdiagnose und die Vorhersage des Versagens. Diese Arbeit hat das Ziel Methoden zu entwickeln, welche Zahnschäden in Getrieben erkennen und unterscheiden können.

Als Grundlage für die Zustandsüberwachung in Getrieben steht die Analyse von Schwingungen und Schmierstoffen während des Betriebs. Drei Arten von Schwingungen können für die Zustandsüberwachung von Getrieben betrachtet werden: das Schwingungsverhalten des Getriebegehäuses, das Schwingungsverhalten von Wellen des Getriebes oder Torsionsschwingungen des Zahnradpaars. Zur Messung der Schwingungen werden verstärkt Beschleunigungssensoren, Schallsensoren sowie Drehzahl-Encoder eingesetzt [Vgl. Randall, 2011, S. 4]. In dieser Arbeit wird ein Fokus auf die Zustandsüberwachung basierend auf Drehzahl-Encodern gelegt.

Das Grundproblem in der schwingungsbasierten Zustandsüberwachung besteht darin, auseinander zu halten, warum sich das Schwingungsverhalten des Getriebes ändert. Denn das Schwingungsverhalten eines Getriebes ist das Produkt einer „Multiple-Input-Multiple-Output“ (MiMo) Übertragungsfunktion und mehreren Systemanregungen, siehe Abbildung 10. Ein Messsystem zur Schwingungsanalyse des Getriebes misst das ganze Schwingungsverhalten des Getriebes. Dadurch ist im Signal des Messsystems nicht einfach erkenntlich, welche Parameter sich in der Übertragungsfunktion oder der Systemanregung geändert haben. Das erschwert das Zuweisen einer Quelle, welche das Schwingungsverhalten des Getriebes verändert.



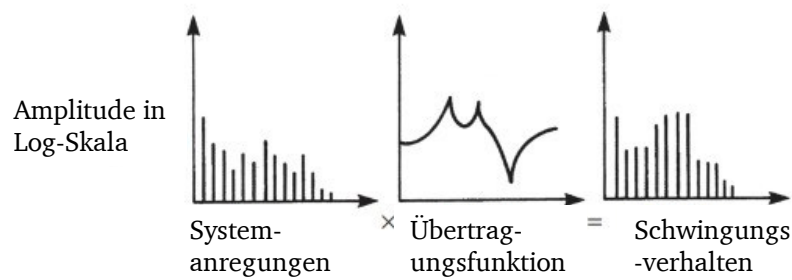


Abbildung 10: Grundproblem der schwingungsbasierten Zustandsüberwachung, Übersetzung [Randall, 2011, S. 21]

In der Analyse des Schwingungsverhalten ist es deshalb von Vorteil das Getriebe in einem stationären Betriebspunkt zu betreiben, um Systemanregungen so gering wie möglich zu halten. Dieser Betrieb erleichtert die anschließende Schwingungsanalyse der ZEF und Harmonischen der Wellendrehfrequenzen [Vgl. Randall, 2011, S. 21].

#### 1.4 Mathematische Grundlagen der Zustandsüberwachung

Dieses Kapitel widmet sich den in der Zustandsüberwachung angewendeten mathematischen Grundlagen. Es erklärt, wie Wellendrehzahlen berechnet, Frequenz- und Ordnungsspektren abgeleitet, drehzahlabhängige Betrachtungen durchgeführt und Statistik angewendet wird.

##### Berechnen der Wellendrehzahl

Eine Drehzahl bezeichnet den Zusammenhang zwischen der Drehwinkeländerung ( $\Delta\varphi_{1,2}$ ) über einen Zeitabstand ( $\Delta t$ ), als Formel zusammengefasst in (5) [Vgl. Roy et al., 2016, S. 5].

$$n_{1,2} = \frac{\Delta\varphi_{1,2}}{\Delta t} \quad (5)$$

Analoge Drehzahl-Encoder geben zwei um  $90^\circ$  versetzte Ausgangssignale aus, als Sinus  $\sin(t)$  und Cosinus  $\cos(t)$  mit der gleichen Frequenz und Amplitude zu interpretieren. Die Frequenz der Ausgangssignale ist proportional zur Drehzahl der zu vermessenden Welle. Mit Hilfe der arctan2-Methode kann daraus eine Drehzahl ermittelt werden [Vgl. Sanchez-Brea & Morlanes, 2008, S. 2]. Mit der arctan2-Funktion wird aus den beiden Ausgangssignalen ein Drehwinkel  $\varphi$  zwischen  $0^\circ$  und  $360^\circ$  ermittelt. Wird mit einem Analogen Drehzahl-Encoder die Drehzahl berechnet, entspricht der Zähler in (5) der Differenz von zwei Drehwinkeln, die in einem Zeitabstand von  $\Delta t$  ermittelt werden und nach (6) berechnet werden.

$$\Delta\varphi_{1,2} = \arctan2\left(\frac{\sin(t)}{\cos(t)}\right) - \arctan2\left(\frac{\sin(t - \Delta t)}{\cos(t - \Delta t)}\right) \quad (6)$$

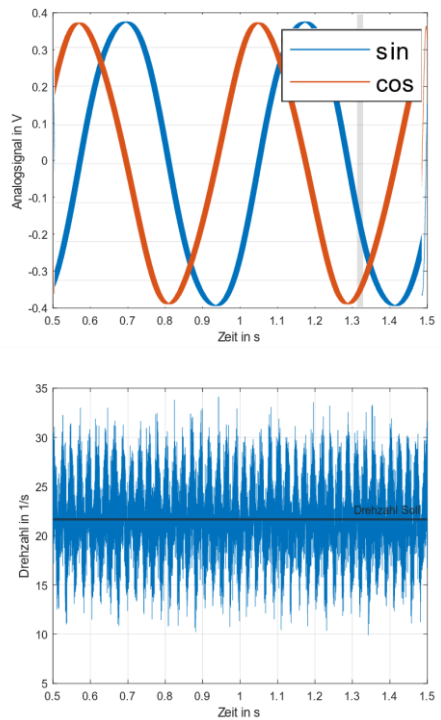
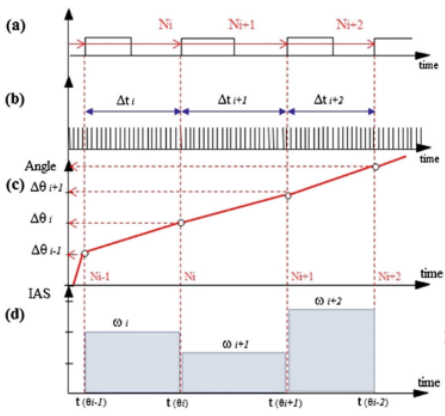
Die Berechnung der Wellendrehzahl eines Getriebes stellt einen wichtigen Parameter dar, die Drehzahl ist in allen zahnradpaartypischen Frequenzen (3)(4) enthalten und bestimmt zu analysierende Frequenzen in der Schwingungsanalyse, welche amplitudenmoduliert werden durch Zahnräder. Im Bereich der Zustandsüberwachung von Getrieben muss genau darauf geachtet werden, wie der Zeitabstand  $\Delta t$  im Anwendungsfall definiert ist. Es gibt Fälle, in welchen der

---

Zeitabstand  $\Delta t$  konstant ist und zum Beispiel der eingestellten Abtastrate folgt [Vgl. Koch et al., 2022, S. 4]. Dies bedeutet, dass die Drehwinkeländerung  $\Delta\varphi_{1,2}$  veränderlich ist. Wird mit konstantem Zeitabstand  $\Delta t$  und veränderlicher Drehwinkeländerung  $\Delta\varphi_{1,2}$  Gleichung (5) angewendet, wird dies in dieser Arbeit als Berechnen einer Drehzahl definiert.

Davon zu unterscheidende sind Fälle, in welchen  $\Delta t$  immer durch eine konstante Drehwinkeländerung definiert wird. Dieses Vorgehen findet oft bei hochauflösenden Drehzahl-Encodern mit digitalem Ausgangssignal Anwendung, diese geben Rechtecksignal aus, welche implizit einem Drehwinkel entsprechen [Vgl. Rémond et al., 2014, S. 1–2], [Vgl. Felkaoui et al., 2019, S. 17–18]. Werden die Flanken der Rechtecksignale als Trigger verwendet eine Drehzahl zu berechnen, hat das folgenden Einfluss: Auf Grund der Torsionsschwingungen, die ein Zahnradpaar ausführt, auch bei konstant eingestellter Drehzahl, werden verschiedene Zeitabstände für identische Drehwinkeländerungen benötigt. Eine auf diese Art und Weise berechnete Drehzahl ist in der Literatur als „Instantaneous Angular Speed“ (IAS) bezeichnet und hat den Zweck zahnbedingte Torsionsschwingungen klarer aufzulösen. Das ist möglich, weil implizit der Zahn vorgibt, wann die IAS bestimmt wird und somit zahnbedingte Einflüsse betont werden. In Tabelle 2 ist die für diese Arbeit definierte Nomenklatur zusammengefasst, welche verwendet wird, wenn Wellendrehfrequenzen bestimmt werden sollen.

Tabelle 2: Unterschiede in der Bestimmung der Wellendrehfrequenz

|                              | Drehzahl   | Instantaneous Angular Speed  |
|------------------------------|--|--|
| Abkürzung                    | -  | IAS  |
| Zeitabstand                  | konstant   | veränderlich, getriggert durch Drehwinkeländerung  |
| Drehwinkeländerung           | veränderlich, getriggert durch Zeitabstand   | konstant   |
| Signal-Typ                   | analog   | digital  |
| Sensoren                     | MR-Drehzahl-Encoder  | optische Drehzahl-Encoder  |
| Anzahl Impulse pro Umdrehung | 256, Nulldurchgänge des Analogsignals  | Mindestens 1024 steigende Flanken in Digitalsignal   |
| Schematisches Vorgehen       |  |  <p>[Rémond et al., 2014, S. 19]</p> |

### Erzeugen von Frequenz- und Ordnungsspektren

Für die Analyse des Schwingungsverhaltens kann eine Transformation vom Zeit- in den Frequenzbereich hilfreich sein. Dazu können die verarbeiteten Signale eines Beschleunigungssensors, eines Schallsensors oder eines Drehzahl-Encoders genutzt werden. Für den Übergang in den Frequenzbereich wird eine Form der Fourier-Transformation benutzt. Da in der Zustandsüberwachung keine unendlich langen Signale vorliegen, wird eine diskrete Fourier Transformation (DFT) verwendet. Die Fast Fourier Transformation (FFT) ist ein Algorithmus, der die

DFT berechnet. Die der FFT zu Grunde liegende Transformation lässt sich durch Gleichung (7) beschreiben, das diskret aufgenommene Signal im Zeitbereich  $g(qq)$  wird in den Frequenzbereich abgebildet  $G(k)$  [Vgl. Randall, 2011, S. 71–72].

$$G(k) = \frac{1}{N} \sum_{qq=1}^N g(qq)e^{-i2\pi kqq/N} \quad (7)$$

Werden in dieser Arbeit Spektren berechnet, wird die „pspectrum“-Funktion der „Signal-Processing Toolbox“ in Matlab verwendet. Die „pspectrum“-Funktion basiert auf einer FFT und verwendet standardmäßig eine Fenster-Funktion. Der Funktion werden folgende Parameter übergeben: Limits für die zu berechnenden Frequenzen, die Frequenzauflösung und ein Signal inklusive Zeitinformation (<https://de.mathworks.com/help/signal/ref/pspectrum.html>). Aus Frequenzspektren kann durch Normierung der „Frequenzachse“ mit einer Bezugsfrequenz ein Ordnungsspektrum abgeleitet werden. Wird als Bezugsfrequenz eine Wellendrehfrequenz gewählt, kann in den Ordnungsspektren eine drehzahlunabhängige Ordnungsanalyse durchgeführt werden [Vgl. Klocke & Brecher, 2017, S. 453–454]. In Abbildung 11 ist der Effekt der Normierung erkenntlich, die ZEF sind abhängig von der Drehzahl im Frequenzspektrum und liegen bei unterschiedlichen Frequenzen. Mit dem Übergang zum Ordnungsspektrum, rechts, liegen die ZEF bei der gleichen Ordnung. Durch die Normierung ändert sich die X-Achsen Skalierung, ein Frequenzspektrum hat eine Frequenzachse, während ein Ordnungsspektrum eine einheitenlose Ordnungssachse aufweist.

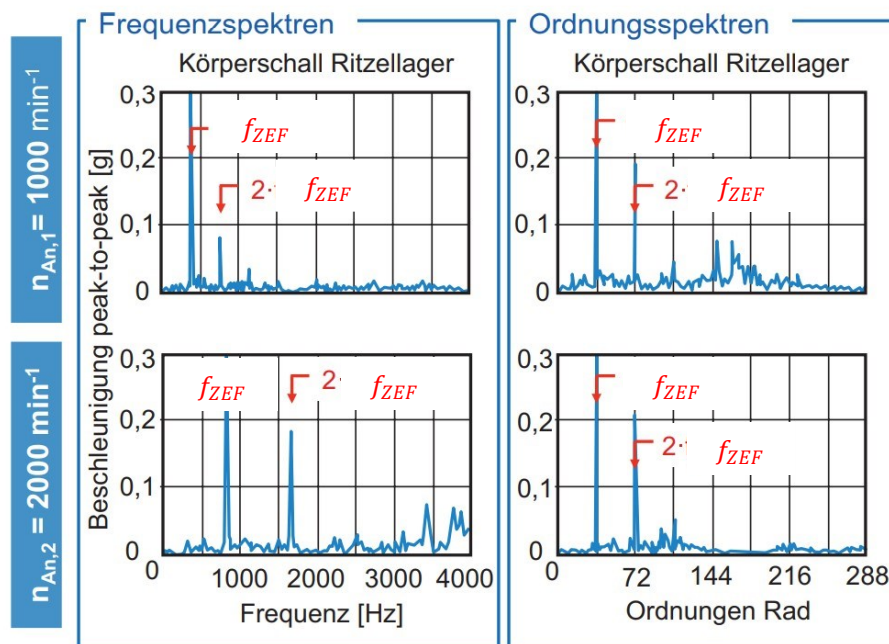


Abbildung 11: Überführung eines Frequenzspektrum in ein Ordnungsspektrum, in Anlehnung [Klocke & Brecher, 2017, S. 454]

### Drehzahlabhängige Betrachtung

Damit aus dem Schwingungsverhalten von Getrieben die Torsionsschwingungen des Zahnradpaars besser herausgefiltert werden, wird **Order Tracking** verwendet. Order Tracking ist ein Messdatenaufnahmeverfahren, bei welchem ein Signal abhängig zur Wellendrehzahl

aufgenommen wird [Vgl. Coats & Randall, 2014, S. 1–3]. Dies ist nötig um im Signal Teile zu entfernen, welche nicht durch Zahnradpaare entstehen. Die zufällig auftretenden Signal-Überlagerungen können durch Order Tracking entfernt werden. Dazu wird angestrebt immer gleich viele Abtastpunkte pro Umdrehung aufzunehmen. Dies kann über entsprechende Hardware umgesetzt werden, indem zum Beispiel der Nulldurchgang des Ausgangssignals eines analogen Drehzahl-Encoders als Abtastpunkt definiert wird. Außerdem kann mit einer hohen Abtastrate aufgenommen und im Post-Processing eine Anzahl an Abtastpunkten pro Umdrehung festgelegt werden [Vgl. Randall, 2011, S. 117–118]. Die Zeitpunkte im Signal, welche für ein nachträgliches Order Tracking beachtet werden sollen, können wie folgt berechnet werden: Mit der Abtastfrequenz des Signals  $f_{tast}$ , der Drehzahl einer Getriebewelle  $n_{1,2}$  und den Soll-Abtastpunkten pro Umdrehung  $p_{360}$  kann mit (8) die Abtastfrequenz für die Auswertung mit Order Tracking  $f_{p_{360}}$  berechnet werden.

$$f_{p_{360}} = n_{1,2} \cdot p_{360} \quad (8)$$

Auf die in (8) berechnete Abtastfrequenz für die Auswertung muss „downgesampelt“ werden, wenn  $f_{p_{360}} < f_{tast}$ . Ist der Quotient aus  $f_{tast}/f_{p_{360}}$  keine ganze Zahl muss interpoliert werden, ist der Quotient eine ganze Zahl kann einfaches „downsampling“ auf das Signal angewendet werden. Dies ist weiter in Anhang A.1 erklärt. Das Ergebnis des Order Tracking ist in Abbildung 12 dargestellt, das untere Spektrum kann Schwingungsamplituden von Frequenzen genauer auflösen.

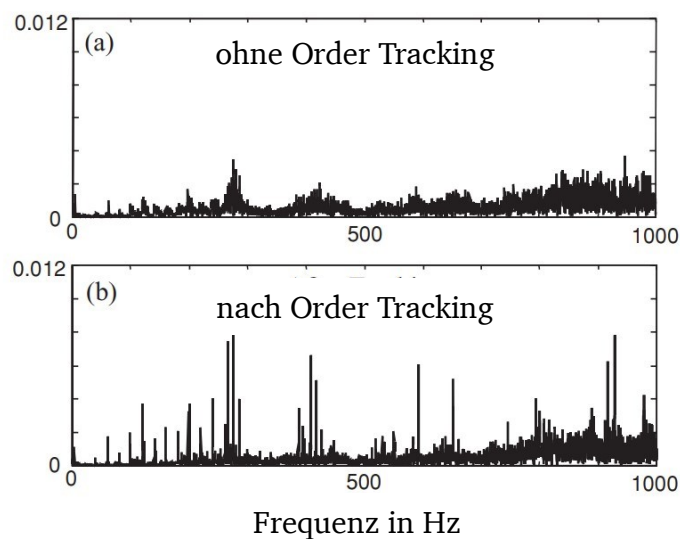


Abbildung 12: Oben: Frequenzspektrum ohne Anwendung von Order Tracking. Unten: Frequenzspektrum nach Anwendung von Order Tracking, Übersetzung [Randall, 2011, S. 118]

Eine weitere Technik, welche aus dem Order Tracking abgeleitet werden kann, ist das sogenannte **Time Synchronous Averaging** (TSA) [Vgl. Roy et al., 2015, S. 2]. Ausgangspunkt ist, dass eine Wellenumdrehung durch Order Tracking immer an den gleichen Drehwinkeln abgetastet wird. Dadurch kann durch Bilden des Mittelwerts mehrerer Drehungen nicht periodisches Rauschen aus dem Sensorsignal herausgefiltert werden, was ein klareres Frequenzspektrum ermöglicht [Vgl. Randall, 2011, S. 120–122]. Als Hinweis ist zu geben, dass Order Tracking und TSA leicht angewandt werden können, wenn eine Information über die Drehzahl vorliegt.

Für das Ableiten von Spektren kann für beide Techniken weiter ein Beschleunigungssensor, Schallsensor oder Drehzahlencoder genutzt werden.

### Statistische Kennwerte

Werden Messreihen durchgeführt, müssen diese ausgewertet werden. Dazu wird die deskriptive und induktive Statistik angewendet. Messreihen spiegeln immer nur eine Teilmenge der Grundgesamtheit [Vgl. Bas, 2020, S. 105]. Wie oft ein Merkmal unter gleich spezifizierten Bedingungen aufgenommen wird, ist als Stichprobenumfang bezeichnet. Die Lage eines Merkmals der Stichprobe kann durch den Mittelwert bestimmt werden (9) [Vgl. Bas, 2020, S. 107]. Der Mittelwert  $\bar{x}$  berechnet sich aus dem Stichprobenumfang  $n_{stich}$  und i-fach vorkommenden Merkmalswerten  $x_i$ .

$$\bar{x} = \frac{1}{n_{stich}} \sum_{i=1}^{n_{stich}} x_i \quad (9)$$

Eine Kennzahl für die Streuung des Merkmals ist die empirische Standardabweichung (3) [Vgl. Bas, 2020, S. 108].

$$s = \sqrt{\frac{1}{n_{stich} - 1} \sum_{i=1}^{n_{stich}} (x_i - \bar{x})^2} \quad (10)$$

Verschiedene Stichproben entsprechen verschiedenen Teilmengen der Grundgesamtheit und der berechnete Mittelwert  $\bar{x}$  entspricht nicht dem wahren Mittelwert der Grundgesamtheit. Mit dem Konfidenzintervall kann basierend auf einer Stichprobe ein Bereich festgelegt werden, welcher zu einer gewissen Wahrscheinlichkeit den wahren Mittelwert der Grundgesamtheit enthält. Der Bereich, in dem der wahre Mittelwert der Grundgesamtheit  $\bar{x}_\alpha$  liegt, berechnet sich durch (12) [Vgl. Bas, 2020, S. 157]. Gleichung (12) findet in dieser Form für normalverteilte Merkmalswerte  $x_i$  Anwendung, wenn das zweiseitige Konfidenzintervall bestimmt werden soll und die Varianz der Grundgesamtheit unbekannt ist. Dazu ist der  $\alpha$ -Wert des zweiseitigen Konfidenzintervalls zu berechnen (11), die rechte Zahl entspricht dem Wert des Konfidenzintervalls in % geteilt durch 100. Die Irrtumswahrscheinlichkeit  $\alpha$  ist im Rahmen dieser Arbeit immer als 0.05 definiert und basiert auf der Wahl des 95% Konfidenzintervalls. Die Wahl eines 95% Konfidenzintervalls bedeutet, dass mit einer Irrtumswahrscheinlichkeit von 5% im berechneten  $\bar{x}_\alpha$  nicht den wahren Mittelwert enthalten ist. Der Student-T Verteilungsparameter  $t_{\alpha/2; n_{stich}-1}$  ist aus der Tabelle in Anhang A.2 abzulesen, entsprechende Werte sind im Index für  $\alpha$  und  $n_{stich}$  einzusetzen.

$$1 - \alpha = 0.95 \quad (11)$$

$$\bar{x}_\alpha = \bar{x} \pm t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}} \quad (12)$$

Im Rahmen dieser Arbeit werden die beiden Summanden, des berechneten Intervalls des wahren Mittelwerts (12),  $\bar{x}$  und  $t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$  zur Analyse von Messdaten verwendet. Der Mittelwert einer Stichprobe  $\bar{x}$  spiegelt einen absoluten Bezugspunkt wider, in welchem der wahre

---

Mittelwert 95% Konfidenzintervall liegen kann. Der Summand  $t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$  gibt Aufschluss darüber, wie groß die Abweichung des wahren Mittelwerts der Grundgesamtheit vom Mittelwert  $\bar{x}$  der Stichprobe sein kann. Daraus lässt sich folgendes ableiten: Je kleiner  $t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$  ist, desto besser bildet die Stichprobe die Grundgesamtheit ab. Je besser eine Stichprobe die Grundgesamtheit abbildet, desto geringer ist die Unsicherheit dieser Stichprobe. Diese Argumentationskette wird im Laufe der Arbeit in Kapitel 4.2.2 und Kapitel 5.1.2 Verwendung finden.

---

## 1.5 Methoden der Zustandsüberwachung in Getrieben

---

Dieses Kapitel fasst den aktuellen Forschungsstand bezüglich der Zustandsüberwachung in Getrieben zusammen. Es zeigt auf, welche Arten von Sensoren verwendet werden und wie deren Signale ausgewertet werden. Forschungsergebnisse werden in vier Kategorien eingeteilt, im Folgenden fett und eingezogen.

### **Detektion in Frequenzspektren**

In dem Paper von Furch [Vgl. Křivánek, 2017, S. 87–92] wird ein Viergang-Getriebe mit Beschleunigungssensoren am Gehäuse ausgerüstet. Das Ziel ist es in einem mehrstufigen Getriebe durch eine Analyse der ZEF und Seitenbänder im Frequenzspektrum auf Zahnschäden zu schließen. Zum Ableiten des Spektrums wird nur das Signal eines Beschleunigungssensors genutzt. Durchgeführt werden die Versuche bei konstanten Drehzahlen und Drehmomenten, die Drehzahlinformation wird vom Motor abgegriffen. Eine andere Forschungsgruppe um Liang [Vgl. Liang et al., 2019] hat durch den Einsatz von zwei hochauflösenden optische Encodern an den Wellenenden eines Zahnradpaares ein neues Verfahren entwickelt. Ziel des Verfahrens ist es durch die Subtraktion der IAS der Antriebs- und Abtriebswelle äußere Einflussfaktoren auf das Schwingungsverhalten des Getriebes zu eliminieren, die nicht vom Zahnradpaar stammen. Dadurch sollen zahnradpaarbedingte Torsionsschwingungen leichter im Spektrum zu identifizieren sein, welche durch einen Zahnschaden begründet sind. Zur Analyse wird die Differenz der beiden IAS der Wellen in den Frequenzraum abgebildet, dort werden ZEF und Seitenbänder analysiert. Die in Abschnitt 1.4 beschriebene Technik TSA wird von Roy [Vgl. Roy et al., 2015] angewendet, um den Effekt des Verfahrens, Torsionsschwingungen eines Zahnradpaares im Spektrum genauer aufzulösen, im Frequenzspektrum zu verdeutlichen. Grundlage dafür ist ein Getriebepfprüfstand mit lediglich einem hochauflösenden optischen Drehzahl-Encoder, aus dessen Signal die IAS bestimmt wird und anschließend mit der TSA gemittelt wird. Der Betrieb des Getriebes findet unter stationären Bedingungen statt. Ein Jahr später hat Roy weitere Untersuchung mit dem gleichen Versuchsaufbau veröffentlicht, dabei wird auf die IAS statt der TSA die Hilbert-Transformation angewendet. Ziel ist es durch die Transformation die Amplitudenmodulation durch Drehmomente zu verringern [Vgl. Roy et al., 2016].

### **Detektion in Ordnungsspektren**

Die Forschungsgruppe um Shao [Vgl. Shao et al., 2016] hat ein Verfahren entwickelt, welches basierend auf den Informationen eines Drehzahl-Encoders und Beschleunigungssensors

---

Schäden in einem Getriebe identifiziert. Dazu wird das Signal des Beschleunigungssensors mit Order Tracking aufgenommen und in einem Ordnungsspektrum analysiert. Dieses Verfahren bietet besondere Vorteile bei niedrigen Wellendrehzahlen. In der Arbeit von Koch [Vgl. Koch et al., 2022] wird eine Analyse der ZEF und Seitenbändern durchgeführt. Basis dafür sind verschiedene MR-Drehzahl-Encoder, welche an verschiedenen Stellen eines einstufigen Getriebes angebracht sind. Basierend auf der aus den Sensoren bestimmten Drehzahl wird die Analyse der ZEF und Seitenbändern in einem Ordnungsspektrum durchgeführt.

### **Detektion im Zeitbereich**

Ein Ansatz ist es [Vgl. Chin, 2022] ein einstufiges Getriebe an den Wellenenden mit zwei hochauflösenden optischen Drehzahl-Encodern auszustatten und den Übersetzungsfehler in Anlehnung an (2) zu berechnen. Es werden verstärkt Flankengeometriefehler und angebrochene Zahnfüße untersucht. Ein entwickelter Auswertalgorithmus kann die beiden Schadenstypen unterscheiden, sowie die Schwere des Schadens bestimmen. Eine grundlegende Arbeit, den Übersetzungsfehler in Anlehnung an (2) mit verschiedenen optischen Drehzahl-Encodern zu ermitteln untersuchte Remond 1997 [Vgl. Remond D.]. Aufgezeigt ist, wie durch die Anzahl der Impulse pro Umdrehung der Drehzahl-Encoder und Bilden der IAS unterschiedliche Übersetzungsfehler bei gleichen Bedingungen bestimmt werden. In anderen Experimenten [Vgl. Křivánek, 2017, S. 87–92] wird ein Viergang-Getriebe mit Beschleunigungssensoren am Gehäuse ausgerüstet. Das Ziel ist es in einem mehrstufigen Getriebe durch die Analyse der Beschleunigungssignale auf Schäden im Getriebe zu schließen. Ein Ansatz ist es das aufgenommene Beschleunigungssignal im Zeitbereich zu untersuchen, dafür werden statistische Kennwerte wie der Peak-Wert, der Root-Mean-Square Parameter und der Crest Faktor verwendet.

### **Weitere Ansätze**

Stander hat 2005 [Vgl. Stander & Heyns, 2005] untersucht, welchen Einfluss nicht stationäre Lastbedingungen auf eine IAS-basierte Zustandsüberwachung von Zahnschäden haben. Durch einen Modellabgleich des Zahneingriffs und einer zeitlichen Mittelung der IAS können Zahnschäden identifiziert werden. Als Prüfstand wird ein einstufiges Getriebe mit hochauflösendem optischen Drehzahl-Encoder benutzt. Neben der zeitlichen Mittelung, um Schwingungseffekte nicht bedingt durch den Zahneingriff zu eliminieren, können Machine Learning Algorithmen angewendet werden. Dies hat die Forschungsgruppe um Hao [Vgl. Hao et al., 2022] umgesetzt. Ein weiterer Machine-Learning-Ansatz, mit dem Fokus auf nicht stationäre Betriebspunkte, ist von Fedala umgesetzt [Vgl. Felkaoui et al., 2019, S. 16–33]. Der Arbeit sind IAS basierte Verfahren zu entnehmen, welche Schäden detektieren können.



---

## 2 Messreihen

---

Für diese Arbeit sind mehrere am gleichen Prüfstand durchgeführte Messreihen relevant. Dieses Kapitel stellt den über alle Messreihen gleichen Prüfstandsaufbau vor, wie dieser betrieben wird und welche Störgrößen am Prüfstand vorhanden sind. Zudem wird dargelegt, wie die Messdatenerfassung umgesetzt ist und wie sich die Versuchsdurchführung zwischen den Messreihen unterscheidet.

---

### 2.1 Prüfstand

---

Der Prüfstand ist für Forschungszwecke aufgebaut. Ziel ist es am Prüfstand eine Zustandsüberwachung zur Detektion von Zahnschäden umzusetzen, dafür ist der Prüfstand mit mehreren Sensoren ausgestattet. Messdaten werden mit einem cDAQ-System von NI aufgenommen.

---

#### 2.1.1 Aufbau und Sensorkonzept

---

Der Prüfstand ist ein Getriebe-Schwingungs-Prüfstand (GSP), aufgebaut in der *pmd* Halle, siehe Abbildung 13.

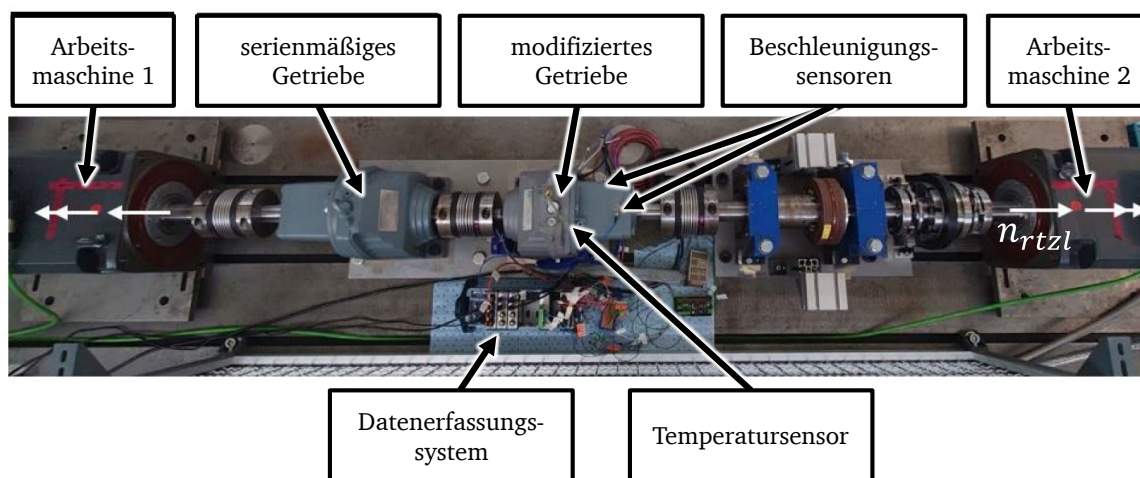


Abbildung 13: Verwendeter Getriebe-Schwingungs-Prüfstand, in Anlehnung [Koch et al., 2022]

Im Folgenden wird der Prüfstandsaufbau mit Abbildung 13 erklärt:

Als Antrieb und Bremse dient jeweils eine 30kW Asynchronmaschine von *Siemens*, am äußeren Ende des Prüfstands platziert. An Arbeitsmaschine 2 ist ein Telemetrie-System geflanscht, welches inaktiv ist während der Versuchsdurchführung. Mit je einer Balgkupplung ist das Telemetrie-System und die Arbeitsmaschine 1 mit einem *SEW*-Getriebe des Typ *RX77/AD4* verbunden. Der Kraftfluss wird durch eine Balgkupplung geschlossen, welche die beiden Getriebe verbindet.

Obwohl die beiden Getriebe vom gleichen Typ sind, besitzen diese unterschiedliche Übersetzungen, siehe Tabelle 3. Das mit dem Telemetrie-System verbundene Getriebe ist mit zusätzlicher Sensorik ausgerüstet und wird als modifiziertes Getriebe bezeichnet. Zwei

Beschleunigungssensoren PCB353 sind am Deckel des modifizierten Getriebes angebracht. Die Öltemperatur des modifizierten Getriebes kann mit einem PT100 Temperatursensor ermittelt werden.

Tabelle 3: Zähnezahlen der am GSP verbauten Getriebe Typ RX77/AD4

| Getriebe         | modifiziertes Getriebe | serienmäßiges Getriebe |
|------------------|------------------------|------------------------|
| Zähnezahl Ritzel | 21                     | 24                     |
| Zähnezahl Rad    | 51                     | 78                     |

Um auf die Drehzahl des Systems zu schließen, sind insgesamt vier auf dem MR-Prinzip basierende Drehzahl-Encoder im Prüfstand integriert, siehe Abbildung 14. Jeder der vier MR-Drehzahl-Encoder stammt von der Firma *Sensitec* und gibt mindestens ein Analogsignal aus, was einem frequenzmoduliertem Sinus und Cosinus in Abhängigkeit der Drehzahl entspricht.

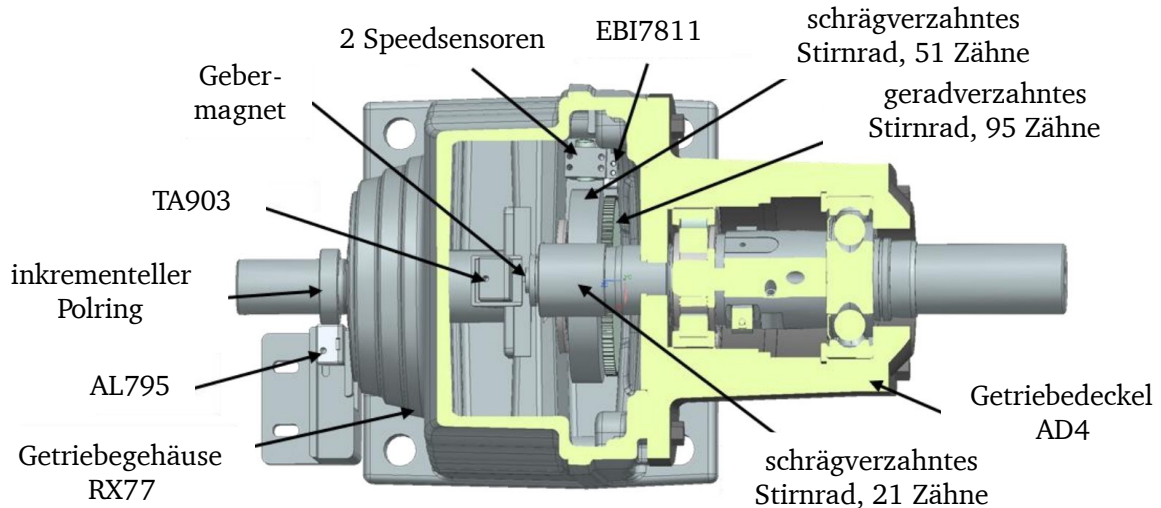


Abbildung 14: Schnitt durch das modifizierte Getriebe des GSP, in Anlehnung „Abschlussbericht\_Kooperationsprojekt Sensitec-LMT“

Im modifizierten Getriebe kann die Drehzahl der Ritzelwelle über den TA903 bestimmt werden. Der TA903 registriert die Änderung des Magnetfeldes eines einpoligen Gebermagnets. Neben dem Analogsignal stellt der TA903 ein digitales Rechtecksignal bereit, welches sensorintern durch Interpolation generiert wird.

Die Drehzahl der Radwelle des modifizierten Getriebes kann von drei verbauten MR-Drehzahl-Encoder berechnet werden. Ein auf der Welle montiertes geradverzahntes Rad im Inneren des Getriebes dient als Geber für den EBI7811. Neben dem geradverzahnten Rad befindet sich das schrägverzahnte Rad, welches im Kraftfluss liegt. Dieses ist der Geber für die beiden Speedsensoren. Die beiden Speedsensoren geben zusammen einen frequenzmodulierten Sinus und Cosinus als Analogsignal aus, dies wird durch die Montage sichergestellt. Außerhalb des modifizierten Getriebes ist ein AL795 angebracht und generiert ein zur Drehzahl proportionales

Signal durch einen Polring mit 256 Polen. Der AL795 stellt zusätzlich zum Analogsignal ein sensorintern erzeugtes digitales Rechtecksignal zur Verfügung. Kennwerte und Unterschiede der MR-Drehzahl-Encoder sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Tabelle 4: Kennwerte und Unterschiede der MR-Drehzahl-Encoder

| Sensor   | EBI7811 | AL795              | Speed  | TA903              |
|--|---------|--------------------|--------|--------------------|
| Impulse pro Umdrehung (Nulldurchgänge im Analogsignal) | 95      | 256                | 51     | 1                  |
| Ausgänge   | analog  | analog und digital | analog | analog und digital |

Zum verwendeten GSP existiert eine Vorauslegung der Wellendurchbiegung und Erwartungswerte für Lagerfrequenzen im Betrieb, diese sind in Anhang A.3 zu finden.

### 2.1.2 Betrieb & Vorzeichennomenklatur

Die beiden Arbeitsmaschinen besitzen eine Vorzeichennomenklatur, über diese kann die Drehrichtung und die Richtung des Drehmoments bestimmt werden. In Abbildung 13 ist durch die weißen Pfeile die Rotationsachse der Arbeitsmaschinen angegeben und definiert gleichzeitig die mathematisch positive Drehrichtung, die Drehzahl von Arbeitsmaschine 2 entspricht der Drehzahl des Ritzels  $n_{rtzl}$  im modifizierten Getriebe. In der gleichen Abbildung definiert der weiße Doppelpfeil die Bezugsachse für das mathematisch positive Drehmoment.

Mit der Steuerungssoftware *DynoTest* wird der Betrieb von Arbeitsmaschine 2 festgelegt. Es werden Drehzahl und Drehmoment über Eingabe in die *DynoTest*-Software definiert, eine Regelung hat das Regelziel den festgelegten Betriebspunkt einzuregeln. Alle vier Fälle, in welchen die Arbeitsmaschine 2 betrieben werden kann, ist als Vier-Quadranten Betrieb definiert und in Abbildung 15 dargestellt.

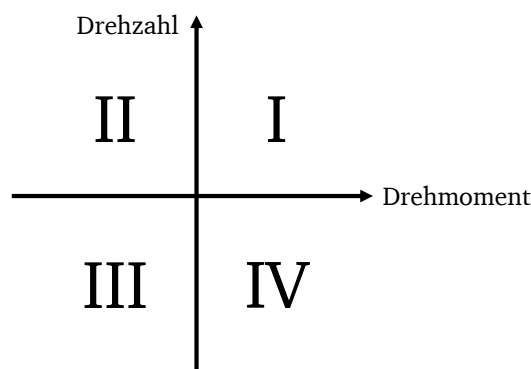


Abbildung 15: Quadranten Betrieb des GSP

---

Als Beispiel ist im Betrieb im ersten Quadranten die Drehzahl und das Drehmoment bezüglich der Bezugsachsen von Arbeitsmaschine 2 positiv. Aus Abbildung 15 ist abhängig vom Quadranten das Vorzeichen von Drehzahl und Drehmoment bezüglich der Bezugsachsen von Arbeitsmaschine 2 zu entnehmen.

---

### 2.1.3 Störgrößenanalyse

---

In diesem Kapitel werden Kenngrößen zur Beschreibung von Systemen verwendet, die nur in diesem Kapitel der Arbeit vorkommen. Diese werden für eine Unterscheidung zum restlichen Teil der Arbeit im Text in Klammern genannt und sind nicht im Symbolverzeichnis aufgeführt, um Übersichtlichkeit zu wahren.

Mit dem Ziel eine Zustandsüberwachung umzusetzen, welche Zahnschäden im modifizierten Getriebe identifiziert, werden mögliche Einflüsse erarbeitet, welche das MR-basierte Messsystem verstimmen. Die im modifizierten Getriebe verbauten MR-Drehzahl-Encoder haben unter anderem die Aufgabe Torsionsschwingungen des Zahnradpaars zu messen. Das Durchführen der Störgrößenanalyse stellt einen Schritt in der Analyse der Torsionsschwingungen des Zahnradpaars im modifizierten Getriebe dar, welche nicht durch das Zahnradpaar selbst bedingt sind. Dies ist ein Mittel um systembedingte Einflussfaktoren auf die Torsionsschwingungen des Zahnradpaars, siehe Abschnitt 1.4, im modifizierten Getriebe zu identifizieren.

Die in diesem Kapitel vorgestellten Ergebnisse sind im Austausch mit Forschenden im Gebiet der Störgrößenanalyse entstanden. Eine allgemeingültige Methodik zur Identifikation von Störgrößen ist noch nicht veröffentlicht. Aber im allgemeinen Konsens lässt sich festhalten, dass Störgrößen ungewollte, aber unvermeidbare Einflüsse auf technische Systeme darstellen. In diesem Fall Torsionsschwingungen, welche nicht durch das Zahnradpaar begründet sind, sondern durch Umgebungseinflüsse.

In der vorliegenden Arbeit wird zur Identifikation eine abgewandelte Form der Funktionsstruktur nach Pahl/Beitz gewählt. Das Vorgehen der Funktionsstruktur wird im Normalfall zur Funktionsbeschreibung benutzt. Ein System wird in der Anfangsphase des Produktentwicklungsprozesses in Funktionen eingeteilt und diese durch Energie-, Stoff- und Signalfluss dargestellt [Vgl. Pahl & Beitz, 2007, S. 242–255]. Ein auf oberster Ebene abstrahiertes System kann laut dem eben beschriebenen Vorgehen, wie in Abbildung 16 gezeigt, verstanden werden.

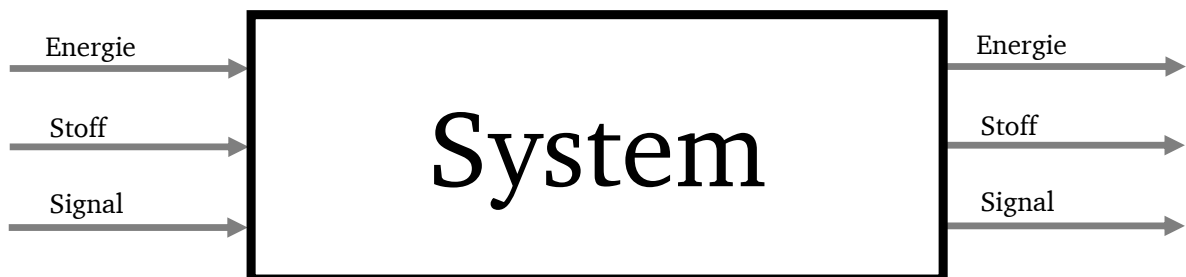


Abbildung 16: Abstrahiertes System nach Funktionsstruktur

Die Abwandlung der Funktionsstruktur für eine Störgrößenanalyse besteht darin, ein bestehendes System in seine Komponenten aufzuteilen und den Energie-, Stoff- sowie Signalfluss

zwischen diesen kenntlich zu machen. Anschließend wird auf Basis der identifizierten Flüsse beschrieben, welche möglichen Störgrößen das System beeinflussen können.

Dazu wird das System des GSP auf drei Ebenen betrachtet. Abbildung 17 zeigt die Abstraktionsebene der äußeren Einflüsse auf den GSP, die Halle des *pmd* bildet die Systemgrenze.

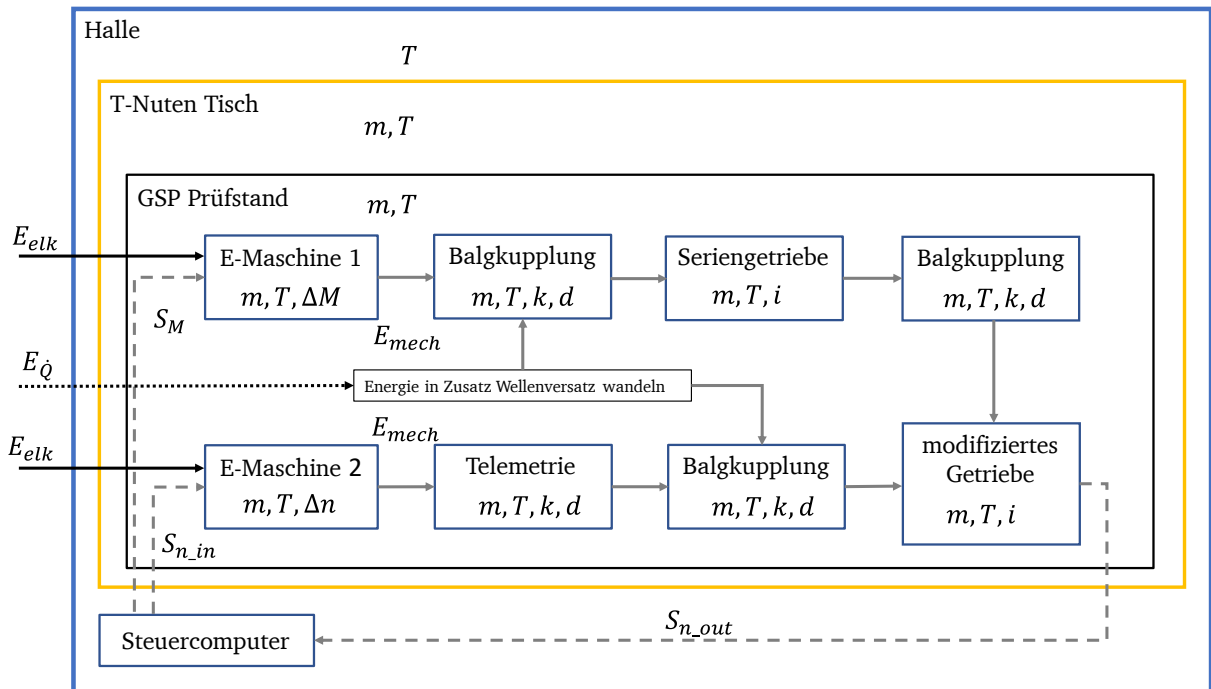


Abbildung 17: Äußere Einflüsse auf den GSP

Im Folgenden wird anhand von Abbildung 17 der mechanische Übertragungspfad bis zum modifizierten Getriebe vorgestellt. Der GSP ist auf einem T-Nuten Tisch montiert, dieser befindet sich in der Halle des *pmd*. Als Komponenten des GSP sind die beiden Arbeitsmaschinen, drei Balgkupplungen, zwei Getriebe und die verbaute Telemetrie identifiziert. Die beiden Arbeitsmaschinen werden mit der *DynoTest*-Software geregelt, diese sendet Signale für das Soll-Drehmoment ( $S_M$ ) an Arbeitsmaschine 2 und die Soll-Drehzahl ( $S_{n\_in}$ ) an Arbeitsmaschine 1. Mit der über die Systemgrenze fließenden elektrischen Energie ( $E_{elk}$ ) wandeln jeweils die Arbeitsmaschinen die Eingänge in mechanische Energie um. Auf dem Fluss der mechanischen Energie bis zum modifizierten Getriebe wird im oberen Übertragungspfad eine Balgkupplung, eine Getriebestufe und eine weitere Balgkupplung passiert. Im unteren Übertragungspfad der mechanischen Energie wird bis zum modifizierten Getriebe die Telemetrie-Einheit und eine Balgkupplung passiert.

In Abbildung 17 sind zudem systembeschreibende Kenngrößen abgebildet. Auf Basis dieser ist es möglich Störgrößen zu identifizieren. Jedes der dargestellten Systeme besitzt eine Temperatur ( $T$ ), diese können voneinander abweichen. Darin begründet durch unterschiedliche Erwärmung/Abkühlung der Komponenten, bedingt durch den Betrieb oder Schwankungen der Außentemperatur. Zudem ist davon auszugehen, dass nicht alle Komponenten aus dem gleichen Material bestehen. Deshalb ist es gerechtfertigt anzunehmen, dass eine unterschiedliche Ausdehnung der Komponenten vorliegen kann. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 17 illustriert durch den Wärmefluss ( $E_{\dot{Q}}$ ). Der Wärmefluss führt zu einem Wellenversatz der freien

Wellenenden der auf dem T-Nuten Tisch montierten Komponenten. Die Balgkupplungen kompensieren den Wellenversatz, belasten die freien Wellenenden aber zusätzlich. Eine weitere zusätzliche Belastung der Wellenenden entsteht durch Unwuchten der rotierenden Teile, diese ist abhängig von der Ungleichverteilung der Masse ( $m$ ) um die jeweiligen Rotationsachsen. Auf die mechanische Übertragungstrecke wirken zudem die Regelabweichung der beiden Arbeitsmaschinen ein ( $\Delta M$  &  $\Delta n$ ). Des Weiteren kann die mechanische Übertragungstrecke als Mehrmassenschwinger mit den Kenngrößen Masse ( $m$ ), der Torsionssteifigkeit ( $k$ ) und Dämpfung ( $d$ ) der Komponenten des GSP beschrieben werden.

Die im vorherigen Absatz beschriebenen Kenngrößen haben Auswirkungen auf das Torsionsschwingungsverhalten des Prüfstands. Die Regelabweichungen der jeweiligen E-Maschine kann, wenn diese zu groß ausfallen, den Mehrmassenschwinger zum Schwingen anregen. Sind die Dämpfungsfähigkeiten des GSP zu gering, werden auch Unwuchten zu einer merklichen Schwingungsanregung führen. Der durch die Montage entstehende Wellenversatz der freien Wellenenden wird in der Nutzung durch thermischbedingten Wellenversatz überlagert, wie sich dieser auf das Messsystem auswirken kann, wird im Folgenden behandelt. In Abbildung 18 sind die am mechanischen Übertragungspfad beteiligten Komponenten des modifizierten Getriebes dargestellt.

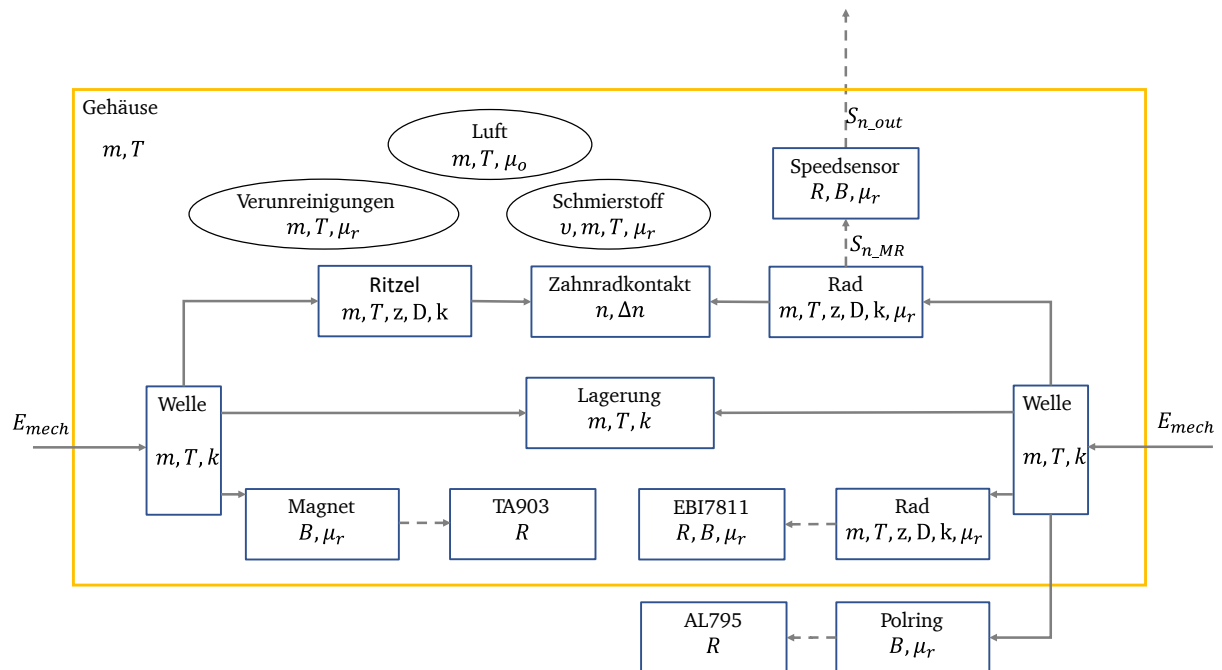


Abbildung 18: Komponenten des modifizierten Getriebes

Durch die Darstellung des Getriebeinneren in Abbildung 18 ist der mechanische Übertragungsweg bis zum Zahnkontakt illustriert. Mechanische Energie wird an beiden Wellen in das Getriebe übertragen, ein Teil wird an die Lagerung übertragen. Der andere Teil wird an die jeweils auf der Welle sitzenden Zahnräder übertragen, bevor diese in den Zahnkontakt treten. Das Innere des Getriebes kann mit Kenngrößen beschrieben werden. Die im mechanischen Übertragungspfad liegenden Komponenten besitzen alle eine Masse ( $m$ ), eine Torsionssteifigkeit ( $k$ ) und eine Dämpfung ( $d$ ). Dies repräsentiert ein schwingungsfähiges System.

Es geht aus der Analyse hervor, dass Torsionsschwingungen des Zahnradpaars nicht nur durch das kämmende Zahnradpaar bedingt sind. Unwuchten an den Welleneingängen, die Zusatzbelastung der Wellen durch Achsversatz und Regelabweichungen der Motoren regen das Zahnradpaar zusätzlich zu Torsionsschwingungen an. In einer gewissen Art ist ein Pfad von Getriebegehäuse und Lagerung zum Zahnradpaar vorhanden. Getriebegehäuse und Lagerung sind schwingungsfähige Systeme und können möglicherweise auch die Torsionsschwingung des Zahnradpaars beeinflussen.

Die MR-basierten Messsysteme im Inneren des modifizierten Getriebes unterliegen Einflüssen, welche das Ausgangssignal der Sensoren beeinflussen. Am Beispiel des Speedsensors wird aufgezeigt, wie mechanische Eigenschaften und Umgebungsbedingungen auf den MR-Sensor einwirken und das Sensorsignal verfälschen können, siehe Abbildung 19.

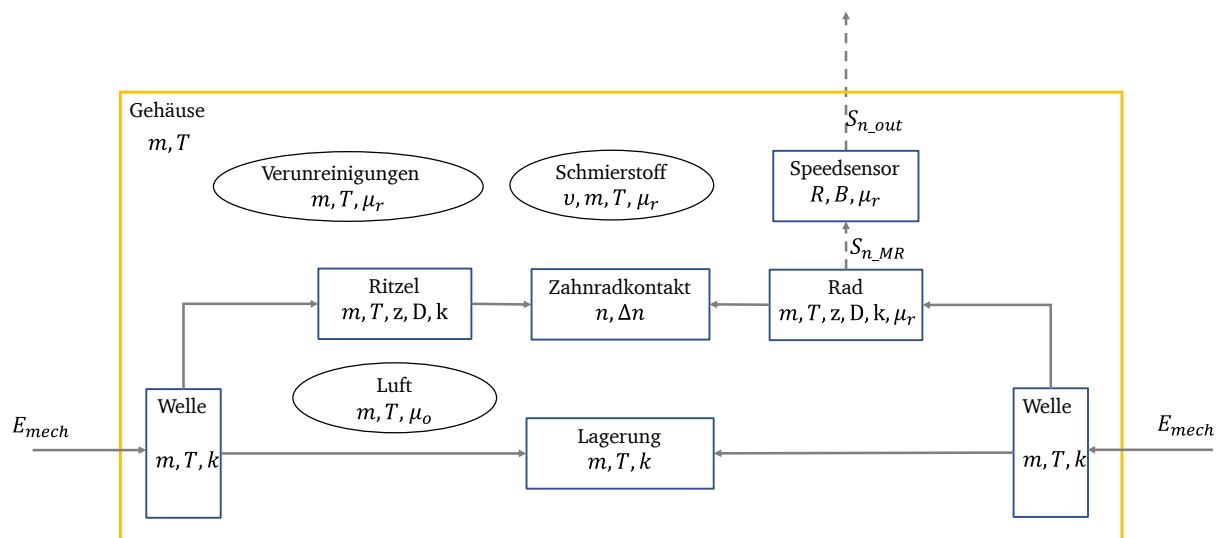


Abbildung 19: Einfluss auf MR-Prinzip durch mechanischen Übertragungspfad und Umgebungsbedingungen innerhalb des modifizierten Getriebes

Das MR-Prinzip basiert auf der ohmschen Widerstandsänderung angeregt durch magnetische Felder [Vgl. Hauser et al., 1998, S. 1]. Im Regelfall detektiert der Speedsensor den Einfluss des Rades auf die magnetische Flussdichte am Sensorelement. Der Spannungsabfall am magnetoresistiven Widerstand ändert sich. Zudem kann der Spannungsabfall durch weitere Einflüsse auf das magnetische Feld hervorgerufen werden. Zusätzliche Belastung der Wellenenden ändert die Arbeitsabstände der MR-Sensoren und beeinflusst dadurch die Flussdichtenänderung, wenn ein Zahn den Speedsensor passiert. Zudem wird das magnetische Feld von seiner Umgebung beeinflusst, maßgeblich dafür sind die verschiedenen Permeabilitäten ( $\mu_r$ ) der Stoffe im Inneren des modifizierten Getriebes. Der Sensor arbeitet in einer Umgebung, in welcher eine Mischung aus Luft, Schmierstoff und Verunreinigungen vorliegen kann. Der Massenanteil in der Mischung ist im Betrieb nicht vorhersagbar, gleiches gilt für die Benetzung der Bauteile mit Schmierstoff und Verunreinigungen. Dies kann zu Störungen des Messsignales führen, da ständig eine wechselnde Gesamt-Permeabilität der Strecke Zahnrad zu MR-Sensor vorliegt.

Die MR-Drehzahl-Encoder lösen nicht nur zahnbedingte Torsionsschwingungen des Zahnradpaars auf, deshalb wird im Folgenden das Frequenzspektrum aus Signalen eines MR-

Drehzahl-Encoder abgeleitet als Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes betitelt. Außerdem ist das MR-Prinzip durch die Umgebungsbedingungen im Inneren des modifizierten Getriebes und Arbeitsabständen beeinflusst.

---

## 2.2 Datenerfassung

---

Für alle Messreihen wird die gleiche Datenerfassung genutzt. Ein cDAQ9187-System von NI befindet sich im Einsatz, dieses ist mit mehreren Messkarten ausgerüstet und stellt die Zeitsynchronität der Messsignale sicher. Die A/D gewandelten Analog- und Digitalsignale der Sensoren werden in *tdms*-Dateien gespeichert. Mit welchen Messkarten die Sensoren aufgenommen werden, fasst Tabelle 5 zusammen.

Tabelle 5: Belegung der Messkarten des cDAQ9187

| Messkarte                    | NI9205                      | NI9215      | NI9219 | NI9234    | NI9401          |
|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------|-----------|-----------------|
| Eingang                      | analog                      | analog      | analog | analog    | digital         |
| Sensoren                     | AL795,<br>TA903,<br>EBI7811 | Speedsensor | PT1000 | 2x PCB353 | AL795,<br>TA903 |
| Minimale Ab-<br>tastfrequenz | 20kHz                       | 20kHz       | 20kHz  | 20kHz     | 20kHz           |

Mehr Informationen über den Anschluss der Sensoren an die Spannungsversorgung und die Pinbelegung der Messkarten ist in Anhang A.4 zu finden. Alle Messkarten mit analogem Eingang führen eine Low-Pass-Filterung durch, welche Anti-Aliasing-Effekte unterdrückt. Wie in Kapitel 1.4 vorgestellt ist es für eine Zustandsüberwachung von besonderem Interesse, mit welcher Abtastfrequenz ein Signal aufgenommen wird. Für alle Messreihen ist mindestens eine Abtastrate von 20kHz festgelegt. Diese ist mit dem Nyquist-Shannon-Abtast-Theorem begründet, da eine am GSP maximal aufzulösende Frequenz von 3600Hz zu erwarten ist. Die Frequenz von 3600Hz tritt auf, wenn Antriebsmaschine 2 mit 2000 Umdrehungen dreht und die Frequenz des analogen Ausgangssignals des AL795 berechnet wird. Dies bedeutet, dass die maximale Frequenz mit einem Abtastfaktor von 20/3.6 abgetastet wird, was den praktischen Empfehlungen von einem Abtastfaktor größer 4 entspricht.

---

## 2.3 Versuchsparameter der Messreihen & Datenbenennung

---

Die drei am GSP durchzuführenden Messreihen teilen sich Versuchsparameter, diese werden im Folgenden beschrieben und definiert.



---

## **Betrieb und Anzahl Betriebspunkt**

Der Betrieb ist ein Parameter, welcher Aufschluss über die Art des Betriebes gibt. Möglich ist ein stationärer oder dynamischer Betrieb. Als stationärer Betriebspunkt wird der Betrieb des GSP während der Messdatenaufnahme mit konstanten Drehzahlen und Drehmomenten verstanden. Wird ein dynamischer Betrieb des GSP gewählt, existiert kein stationärer Betriebspunkt, Drehzahl und/oder Drehmoment ändern sich während der Messdatenaufnahme. Die Anzahl der Betriebspunkte ergibt sich aus Kombination der festgelegten Drehmomente, Drehzahlen und Anzahl der Quadranten.

## **Drehmoment, Drehzahlen und Quadranten**

Die in Versuchsplänen angegebenen Drehmomente und Drehzahlen sind Kenngrößen, welche den Betrieb von Arbeitsmaschine 2 beschreiben. Mit dem Quadranten lässt sich das Vorzeichen der Kenngrößen ermitteln, siehe Abschnitt 2.1.2.

## **Messdauer**

Wie lange eine Messdatenaufnahme dauert, wird mit dem Versuchsparameter der Messdauer beschrieben.

## **Wiederholungen der Betriebspunkte**

Als Wiederholungen der Betriebspunkte wird in der vorliegenden Arbeit bezeichnet, wie oft eine Messaufnahme unter gleichen Bedingungen durchgeführt wird, für ein Ritzel in einem gewissen Schädigungsgrad. Wenn die Wiederholungen der Betriebspunkte mindestens zwei betragen, wird immer einer der beiden Montagefälle (siehe unterer Punkt Montagefall) durchgeführt.

## **Anzahl Ritzel und Ritzelbenennung**

Unter dem Parameter „Anzahl Ritzel“ wird in dieser Arbeit definiert, wie viele Ritzel dem gleichen Messumfang unterzogen werden. In den Messreihen werden baugleiche Ritzel verwendet, diese sind wie folgt zu identifizieren: In jedes Ritzel ist eine einmal vergebene römische Nummer eingraviert. Das Ritzel mit der römischen Ziffer „I“ heißt „Ritzel 1“, das Ritzel mit der römischen Ziffer „II“ heißt „Ritzel 2“, das System ist für alle verwendeten Ritzel angewendet und Ritzel sind eindeutig zu identifizieren.

## **Schädigungsstufen und Schädigungsgrad**

Ritzel werden während den Messreihen künstlich beschädigt. Die Anzahl der Schädigungsstufen gibt wieder, wie viele verschiedene Schädigungsgrade vorliegen. Wie schwer der jeweilige Schädigungsgrad ist, wird durch eine Zahl beschrieben. Schädigungsgrad 0 ist immer definiert als unbeschädigtes Ritzel. Mit der Schwere des Schadens wird die Zahl für den Schädigungsgrad erhöht. Zum Beispiel ist an einem Ritzel ein Schädigungsgrad 3 schwerwiegender als ein Schädigungsgrad 1.

## **Art des Schadens**

Mit „Art des Schadens“ wird ein Name vergeben, welcher nach Abschnitt 1.2 am besten zu dem künstlich eingebrachten Schaden passt.

---

## Schadenseinbringung

Das Werkzeug, um den künstlichen Schaden einzubringen, wird unter dem Versuchsparameter Schadenseinbringung genannt.

## Montagefall

Während der Versuchsreihen wird zwischen zwei Montagefällen unterschieden. In Montagefall 1 wird die Baugruppe, bestehend aus Getriebedeckel inklusive Ritzel aufgedrückt auf der Ritzelwelle, demontiert und im Anschluss die Baugruppe wieder an das Getriebegehäuse angebracht. Im Montagefall 2 wird die Baugruppe, bestehend aus Getriebedeckel inklusive Ritzel aufgedrückt auf der Ritzelwelle, demontiert und anschließend das Ritzel von der Ritzelwelle gedrückt. Vor der Montage der Baugruppe an das Getriebegehäuse, wird das gleiche oder ein anderes baugleiches Ritzel auf die Ritzelwelle aufgedrückt. Zusammengefasst wird in Montagefall 1 das Ritzel nicht von der Ritzelwelle demontiert, in Montagefall 2 werden Ritzel von der Ritzelwelle herunter gedrückt und neu aufgeschraubt.

Die aufgenommenen Messdaten werden unter einem eindeutigen Namen gespeichert, der Aufschluss über den Betriebspunkt, das Ritzel, die Schädigungsstufe und die Wiederholung gibt. Die Art des Schadens ist nicht aufgeführt, kann aber nachvollzogen werden, da in ein Ritzel immer nur eine Art des Schadens eingebracht wird. Die Messdatenbenennung lässt sich am Beispiel in Abbildung 20 verdeutlichen.

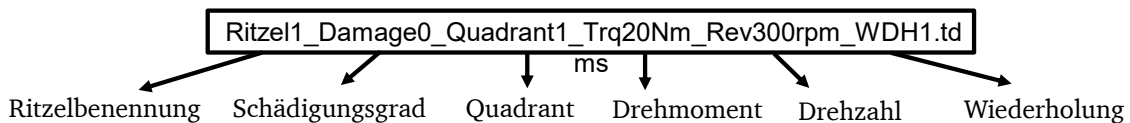


Abbildung 20: Eindeutige Messdatenbenennung der Messreihen

An dieser Stelle wird darauf hingewiesen, dass sich Angaben von Drehmoment und Drehzahl immer auf Arbeitsmaschine 2 beziehen und über die Angabe des Quadranten das Vorzeichen bestimmt werden kann, siehe Abschnitt 2.1.2.

---

## 2.4 Versuchspläne der Messreihen & Schadensbilder

---

Insgesamt werden am GSP drei Messreihen durchgeführt. Die mit der *DynoTest*-Software eingestellten Betriebspunkte sind stationär. Das Rad wird während der Messreihen nicht gewechselt. Ein einfacher Zugang zum Ritzel im modifizierten Getriebe ist möglich, indem die Baugruppe, bestehend aus Getriebedeckel inklusive Ritzel aufgedrückt auf der Ritzelwelle, demontiert wird. Welche Versuchsparameter in den einzelnen Messreihen variiert werden, ist Tabelle 6 zu entnehmen.

Tabelle 6: Versuchspläne der Messreihen

|  | Messreihe 1                                     | Messreihe 2    | Messreihe 3           |
|--|---|----------------|-----------------------|
| Betrieb  | stationär                                       | stationär      | stationär             |
| Drehmomente in Nm  | 20, 35, 55, 70, 85, 96                          | 36, 80         | 20, 55, 85            |
| Drehzahlen in $\text{min}^{-1}$                            | 300, 700, 1300, 1600, 2000                      | 700, 2000      | 300, 700, 2000        |
| Quadranten   | 1, 2, 3, 4                                      | 1, 4           | 1, 2, 3, 4            |
| Messdauer  | 3 Sekunden                                      | 3 Sekunden     | 5 Sekunden            |
| Anzahl Betriebspunkte                                      | 120   | 8              | 36                    |
| Wiederholungen der Betriebspunkte                          | 1 & 2* (*nur bei unbeschädigtem Ritzel)         | 3              | 3                     |
| Ritzelbenennung  | Ritzel 0  | Ritzel 1, 2, 3 | Ritzel 1, 2, 3        |
| Schädigungsgrade   | 0, 2, 3, 4, 5, 6                                | 0              | 0, 1, 2, 3            |
| Art des Schadens   | keiner/Grübchen                                 | -              | keiner/Grübchen       |
| Schadenseinbringung  | Dremel mit Kegelfräser                          | -              | Dremel mit Eierfräser |
| Messaufnahmen gesamt                                       | 840   | 72             | 1296                  |
| Montagefall zwischen den Wiederholungen der Betriebspunkte | Montagefall 1* (*nur bei unbeschädigtem Ritzel) | Montagefall 2  | Montagefall 1         |
| Montagefall zwischen Ritzeltausch                          | -   | Montagefall 2  | Montagefall 2         |
| Montagefall zwischen einbringen des Schädigungsgrad        | Montagefall 1                                   | -              | Montagefall 1         |

Besonderheit der **Messreihe 1** ist, dass alle Betriebspunkte für Schädigungsgrad 0 zweimal wiederholt werden, für den Rest der Schädigungsgrade nicht. Innerhalb von Messreihe 1 wird nur Montagefall 1 genutzt, das Ritzel wird nicht von der Ritzelwelle entfernt. Messreihe 1 hat den Zweck die Eignung der MR-Drehzahl-Encoder zur Zahnschadensdetektion sicherzustellen. In Abbildung 21 sind die eingebrachten Schäden in Ritzel 0 dargestellt. Die Schäden werden von Hand mit einem Dremel eingebracht, es sind maximal drei benachbarte Zahnflanken geschädigt.

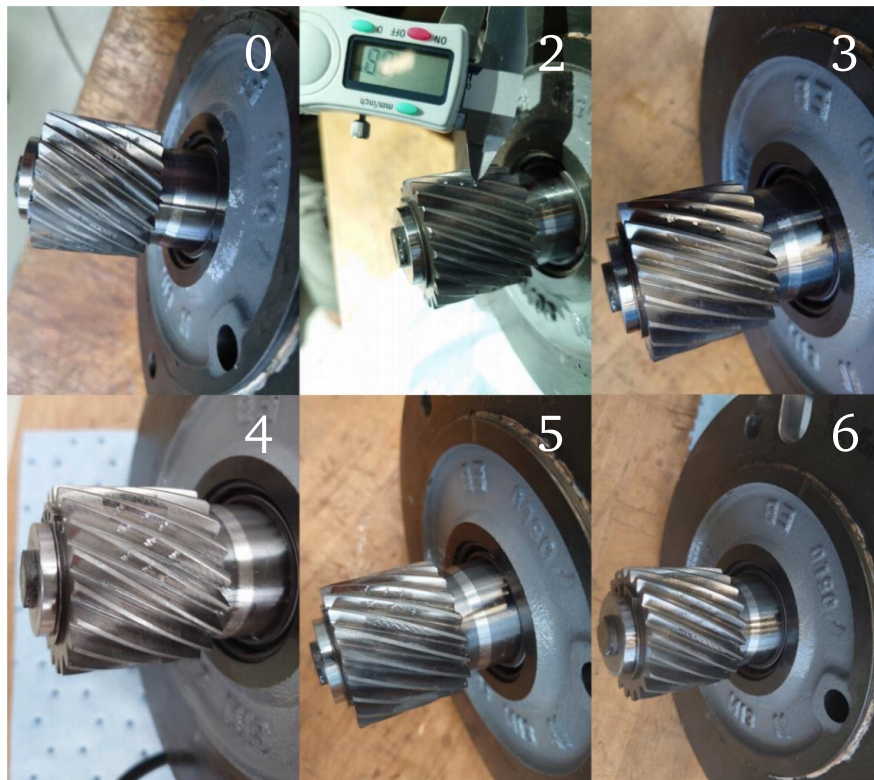


Abbildung 21: Schädigungsgrade Messreihe 1, Nummer in Bild entspricht Schädigungsgrad, in Anlehnung „Abschlussbericht\_Kooperationsprojekt Sensitec-LMT“

**Messreihe 2** wird durchgeführt, um den Einfluss des Montagefalls 2 zu untersuchen, es werden Ritzel von der Ritzelwelle entfernt und neu aufgebracht. Es werden keine Schäden in die Ritzel eingebracht und nur Montagefall 2 kommt zur Anwendung, zwischen den Wiederholungen der Betriebspunkte wird das Ritzel von der Ritzelwelle entfernt und neu aufgebracht.

In **Messreihe 3** wird eine Untersuchung hinsichtlich der Wiederholbarkeit der Messergebnisse durchgeführt. Werden Ritzel geschädigt wird Montagefall 1 angewendet, die Ritzel werden also nicht von der Ritzelwelle entfernt, um einen Schädigungsgrad einzubringen. Zum Tausch der Ritzel ist Montagefall 2 zwingend notwendig. Besonderheit der Messreihe 3 ist, dass Schädigungsgrad 1 an Ritzel 1 abweicht von Schädigungsgrad 1 an Ritzel 2/Ritzel 3. In Abbildung 22 ist der Unterschied erkenntlich, Schädigungsgrad 1 an Ritzel 1 umfasst eine Kerbe an drei aufeinanderfolgenden Zahnflanken und Schädigungsgrad 1 an Ritzel 2/Ritzel 3 umfasst eine komplett geschädigte Zahnflanke.



Abbildung 22: Unterschied des Schädigungsgrades 1 in Messreihe 3

Schädigungsgrad 2/3 in Messreihe 3 sind ähnlich zu dem rechten Schadensbild in Abbildung 22. Schädigungsgrad 2 umfasst drei aufeinanderfolgende Zahnflanken, welche komplett geschädigt sind, Schädigungsgrad 3 trägt Schädigungsgrad 2 zweimal um 120° versetzt, siehe Abbildung 23.

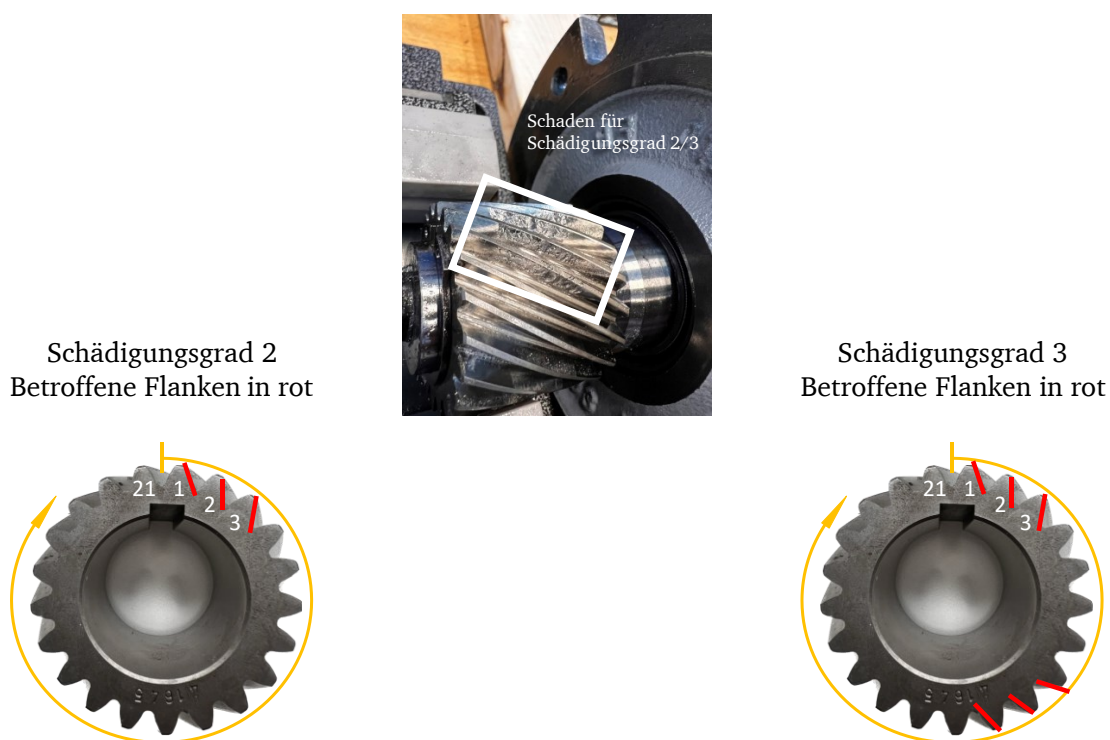


Abbildung 23: Schädigungsgrad 2 und Schädigungsgrad 3 in Messreihe 3

Hinweis: Unterschiedliche Personen haben mit unterschiedlichen Werkzeugen die Schäden eingebracht. Die Schädigungsgrade in Ritzel 0 bezeichnen nicht dieselbe Schwere des Schadens, wie in Ritzel 1-3. Zum Beispiel ist Schädigungsgrad 6 von Ritzel 0 mit Schädigungsgrad 2 von Ritzel 1-3 zu vergleichen.

---

### 3 Methoden zur Analyse der Messreihen

---

In diesem Kapitel werden die Methoden vorgestellt, welche im Rahmen dieser Arbeit zur Auswertung der am GSP aufgenommen Messdaten verwendet werden. Ziel ist es basierend auf den Signalen der MR-Drehzahl-Encoder eine Zustandsüberwachung zur Identifikation von Zahnschäden umzusetzen. Dazu werden aus den Analogsignalen der MR-Drehzahl-Encoder Drehzahlen generiert, in ein Ordnungsspektrum umgewandelt und anschließend an relevanten Ordnungen Analysen durchgeführt. Wie aus der Störgrößenanalyse in Kapitel 2.1.3 hervorgeht, können die MR-Drehzahl-Encoder nicht nur zahnbedingte Torsionsschwingungen des Zahnradpaars auflösen. Deshalb beschreibt ein Spektrum abgeleitet aus den Signalen der MR-Drehzahl-Encoder das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes.

---

#### 3.1 Kennwerte der Eingangsgrößen

---

Die Signale der MR-Drehzahl-Encoder werden wie folgt für die Auswertung der drei Messreihen konditioniert (Abbildung 24) und ist gültig, wenn nicht anders angegeben:

- Der betrachtete Zeitraum ist immer eine Sekunde lang und schneidet die Daten im Zeitraum von 0.5s bis 1.5s aus.
- Die Auswertung hat eine festgelegte Abtastfrequenz von 20kHz, falls eine Abweichung davon vorliegt, wird auf 20kHz „downgesampelt“ (Anhang A.1).
- Es werden nur die Analogsignale der MR-Drehzahl-Encoder verwendet.

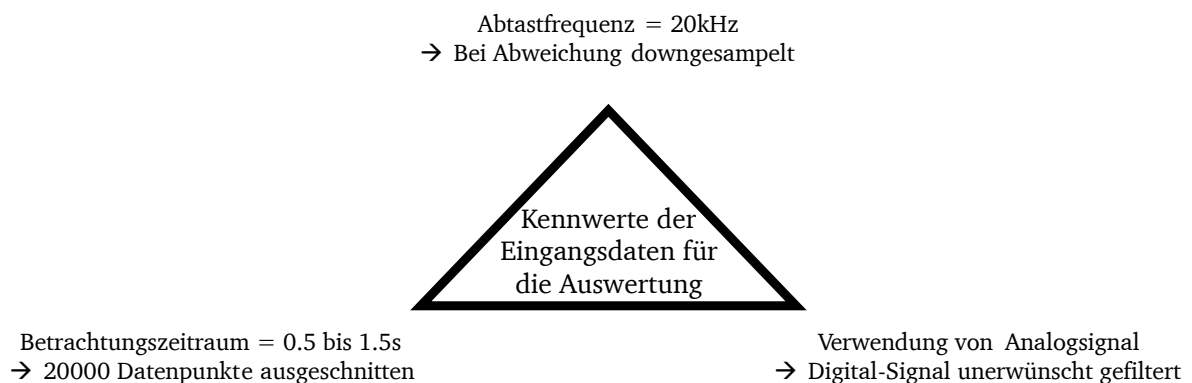


Abbildung 24: Kennwerte der Eingangsdaten für Auswertung

Wie in Kapitel 2.1.1 beschrieben besitzen manche der vier MR-Drehzahl-Encoder des modifizierten Getriebes einen Digitalausgang. Dieser wird sensorintern generiert, Grundlage dafür bildet das Analogsignal des Sensors. Dabei findet eine Nachbearbeitung des Analogsignals statt, diese ist im Detail unbekannt und hat das Ziel den Sensor als Drehzahl-Sensor zu optimieren. Laut *Sensitec* wird das Analogsignal an einen optimalen Verlauf von Sinus/Cosinus angepasst und danach so interpoliert, dass die gewünschte Auflösung als digitales Rechtecksignal ausgegeben werden kann. Dies ist für die angedachte Zustandsüberwachung von Nachteil, da das Anpassen des Verlaufs mögliche Signal-Teile herausfiltert, welche von zahnbedingte

---

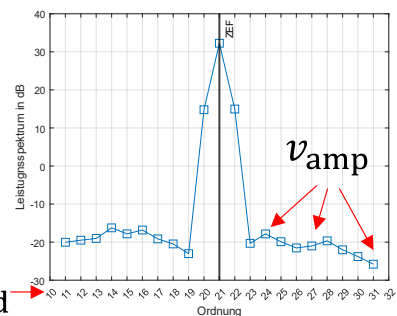
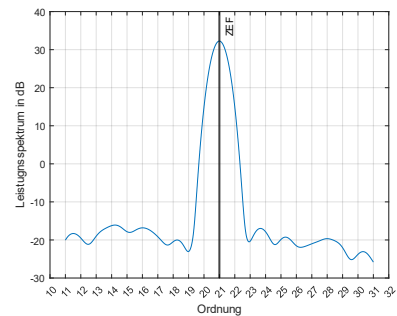
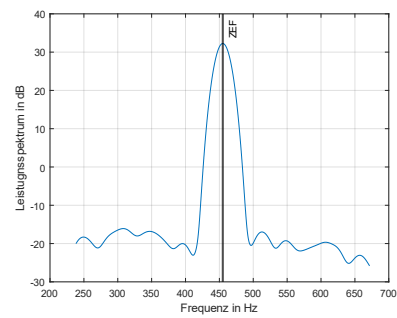
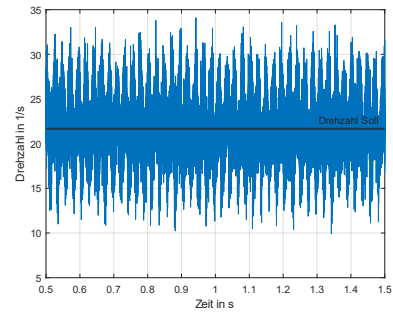
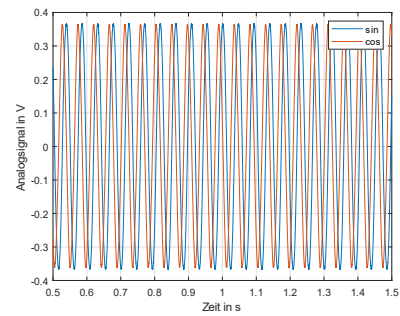
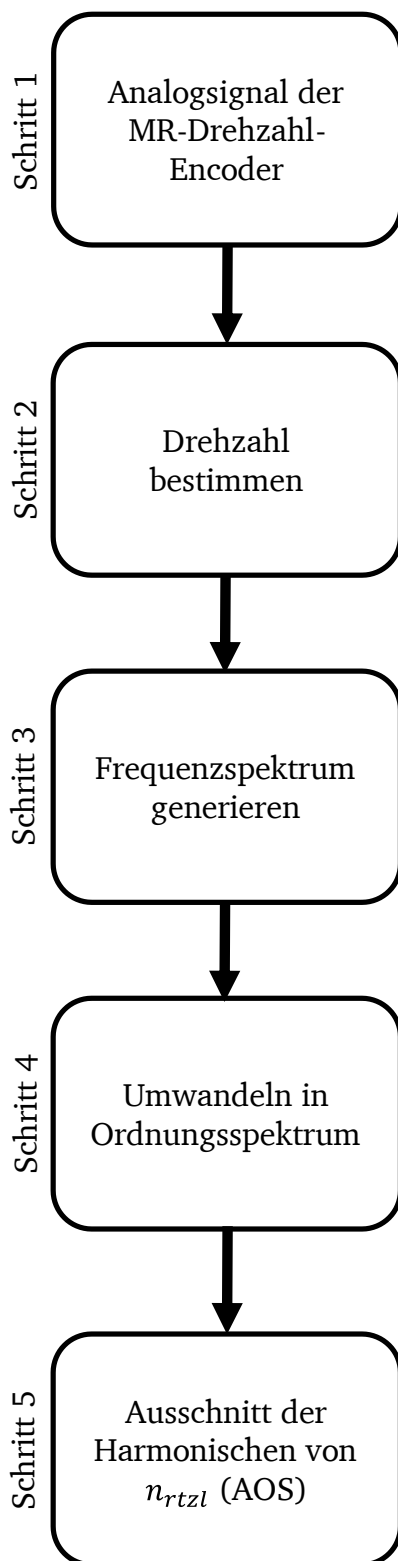
Torsionsschwingungen des Zahnradpaars stammen können. Deshalb wird in der für diese Arbeit durchzuführenden Auswertung immer nur das Analogsignal der MR-Drehzahl-Encoder verwendet, um eine Drehzahl-Information zu generieren.

---

### **3.2 Erzeugen von Ordnungsspektren**

---

Für die Auswertung der Messdaten wird das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes untersucht, an Harmonischen von  $n_{rtzl}$  (Wellendrehfrequenz des Ritzels im modifizierten Getriebe) sollen ritzelbedingte Amplitudenmodulationen nachgewiesen werden. Dazu wird immer eine reduzierte Form eines Ordnungsspektrums genutzt, wie dieses generiert wird ist im Folgenden in fünf Schritten anhand von Abbildung 25 schematisch dargestellt. Die Plots in jedem Schritt sind mit der gleichen Messung generiert und die Achsenbeschriftung besitzt Gültigkeit. Unterhalb von Abbildung 25 werden die Schritte detaillierter beschrieben.



Vord

Abbildung 25: Schritte zur Bestimmung des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes (AOS).



---

Die folgende Beschreibung der Schritte bezieht sich auf Abbildung 25:

### Schritt 1 & Schritt 2

Als Eingangssignal wird das Analogsignal eines der MR-Drehzahl-Encoder genutzt und ist ein mit einer Abtastfrequenz von 20kHz aufgenommenener Ausschnitt zwischen 0.5s bis 1.5s, siehe Abbildung 24. Aus dem Signalausschnitt wird die Drehzahl generiert nach Gleichung (5), der Zeitabstand  $\Delta t$  ist konstant und die Drehwinkeländerung  $\Delta\varphi_{1,2}$  ist variabel, der genutzte Code dazu ist in Anhang A.5 zu finden.

Von einer Berechnung der IAS wird abgesehen, da die benötigte Information über die Drehwinkeländerung im Analogsignal nicht implizit vorliegt. Das Berechnen der IAS ist für optische Drehzahl Encoder mit digitalen Rechteck-Ausgängen besser geeignet. Für die Berechnung der IAS mit einem Analogsignal, stellt der Nulldurchgang eine mögliche Referenz für die Definition einer konstanten Drehwinkeländerung dar. Die maximale Anzahl der Nulldurchgänge der Analogsignale der MR-Drehzahl-Encoder im modifizierten Getriebe ist mit 256 (AL795) um den Faktor 4 kleiner als die Anzahl der Flanken eines typischen digitalen Rechtecksignals zur Bestimmung der IAS. Zudem ermöglicht die Bestimmung der Drehzahl den Vergleich der verschiedenen MR-Drehzahl-Encoder im modifizierten Getriebe, da die Drehzahl immer mit gleich vielen Datenpunkte im gleichen Zeitraum berechnet wird.

### Schritt 3

Das generierte Drehzahl Signal wird mit der „pspectrum“-Funktion in den Frequenzraum abgebildet, folgende Eingangsparameter der Funktion werden genutzt:

- Frequency Resolution = 7Hz
- Frequency Limits =  $[z_{rtzl} \cdot n_{rtzl} - 10 \cdot n_{rtzl}; z_{rtzl} \cdot n_{rtzl} + 10 \cdot n_{rtzl}]$

Der Eingangsparameter „Frequency Resolution“ legt fest, mit welcher Auflösung die Frequenzen im Frequenzspektrum unterscheidbar sind, die Belegung mit 7Hz hat sich durch eine Iteration mit verschiedenen Belegungen der Frequenzen als am vielversprechendsten herausgestellt das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes aufzulösen. In den „Frequency Limits“ ist mit  $z_{rtzl}$  die Zähnezahl des Ritzels im modifizierten Getriebe bezeichnet. Die „Frequency Limits“ sind somit Harmonische der Drehfrequenz des Ritzels im modifizierten Getriebe  $n_{rtzl}$ . Der Wert  $n_{rtzl}$  wird nicht aus MR-Drehzahl-Encoder Signalen berechnet, sondern ist gleich der eingestellten Motordrehzahl. Während den Messungen hält die Regelung der Arbeitsmaschinen im Mittel die eingestellte Drehzahl mit sehr hoher Wahrscheinlichkeit. Der Zusammenhang  $z_{rtzl} \cdot n_{rtzl}$  entspricht der ZEF des Zahnradpaars des modifizierten Getriebes, siehe Gleichung (3) für die allgemeine Bestimmung der ZEF. Neben der ZEF werden jeweils zehn weitere Harmonische von  $n_{rtzl}$  betrachtet, da in diesem Bereich laut Koch [Vgl. Koch et al., 2022] eine zahnbedingte Amplitudenmodulation feststellbar ist.

### Schritt 4

Das generierte Frequenzspektrum wird drehzahlunabhängig gemacht, indem die „Frequenzachse“ mit  $n_{rtzl}$  normiert wird. Erkenntlich darin, dass in Abbildung 25 von Schritt 3 nach Schritt 4 die Y-Achse der Plots von einer „Frequenzskala“ in eine „Ordnungsskala“ übergeht.

Das Ergebnis ist ein Ordnungsspektrum von Ordnung 11 bis Ordnung 31, bei Ordnung 21 liegt die ZEF. Jede ganzzahlige Ordnung ist eine Harmonische der Drehfrequenz des Ritzels im modifizierten Getriebe  $n_{rtzl}$ , diese werden durch dieses Ritzel amplitudenmoduliert und sollen in der weiteren Analyse untersucht werden.

### Schritt 5

Da in den ganzzahligen Ordnungen der Einfluss des beschädigten Ritzels im modifizierten Getriebe ersichtlich ist, werden diese im nächsten Schritt aus dem gesamten Ordnungsspektrum ausgeschnitten. Ergebnis sind zwei Vektoren der Länge 21, einer trägt die Information der Ordnung  $v_{ord} = [11:1:31]$  und der andere die Information über die Schwingungsamplitude der jeweiligen Ordnung  $v_{amp} = [x_{11}, x_j, \dots, x_{31}]$ . Dabei stellt  $x_j$  die Schwingungsamplitude der  $j$ -ten Ordnung dar. Werden die beiden Vektoren mit der Matlab-Funktion „plot“ auf die folgende Weise  $plot(v_{ord}, v_{amp}, \text{Marker}=\text{“square“})$  geplottet, ist das Ergebnis der unterste Plot in Abbildung 25. Die Rechtecke in diesem Plot stellen den Zusammenhang zwischen den beiden Vektoren  $v_{ord}$  und  $v_{amp}$  dar und stellen die einzigen relevanten Punkte dar, welche für eine Untersuchung der Amplitudenmodulation durch das Ritzel im modifizierten Getriebe in dieser Arbeit relevant sind.

### Ergebnis

Das Ergebnis des beschriebenen Vorgehens ist ein Ausschnitt der Harmonischen von  $n_{rtzl}$  im Ordnungsspektrum und wird als AOS bezeichnet, siehe Abbildung 26.

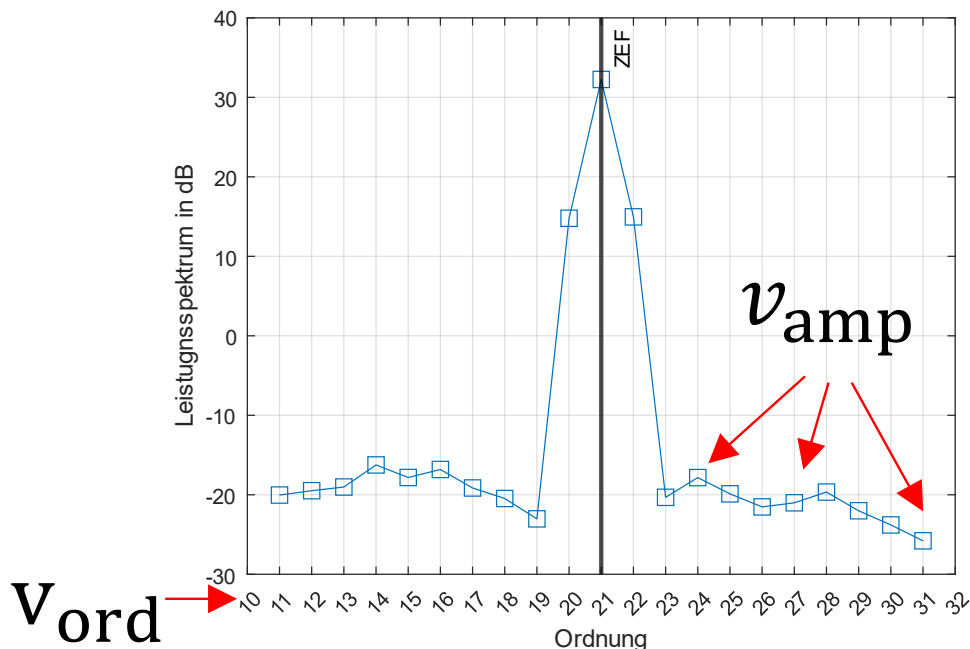


Abbildung 26: AOS einer Messdatenaufnahme

In  $v_{amp}$  sind durch das Ritzel amplitudenmodulierte Ordnungen zusammengefasst, durch Rechtecke in Abbildung 26 erkenntlich. Es reicht eine Analyse von  $v_{amp}$  aus, um festzustellen, ob sich das Schwingungsverhalten des Getriebes durch die Schädigung des Ritzels ändert. Wird

in dieser Arbeit beispielsweise von einem „AOS Ritzel 0 Schädigungsgrad 6“ gesprochen, werden die Schritte in Abbildung 25 für Ritzel 0 mit Schädigungsgrad 6 durchgeführt. Eine AOS beschreibt das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes.

### 3.3 Wahrer Mittelwert mehrerer Ordnungsspektren

Wie in Kapitel 3.2 erläutert ist für die Analyse der ritzelbedingten Änderung des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes nur ein Teil des Ordnungsspektrum relevant. Mit dem ausgeschnittenen Ordnungsspektrum (AOS) und dem Vektor  $v_{amp}$ , der durch das Ritzel amplitudenmodulierte Ordnungen zusammenfasst, werden weitere Analysen durchgeführt. Liegen mindestens zwei AOS vor, kann für diese der Bereich des wahren Mittelwerts bestimmt werden. In Abbildung 27 sind die dazu auszuführenden Schritte dargestellt, als Beispiel für zwei AOS es können aber auch mehr AOS verwendet werden. Die Plots in jedem Schritt sind mit Messdaten generiert und die Achsenbeschriftung besitzt Gültigkeit.

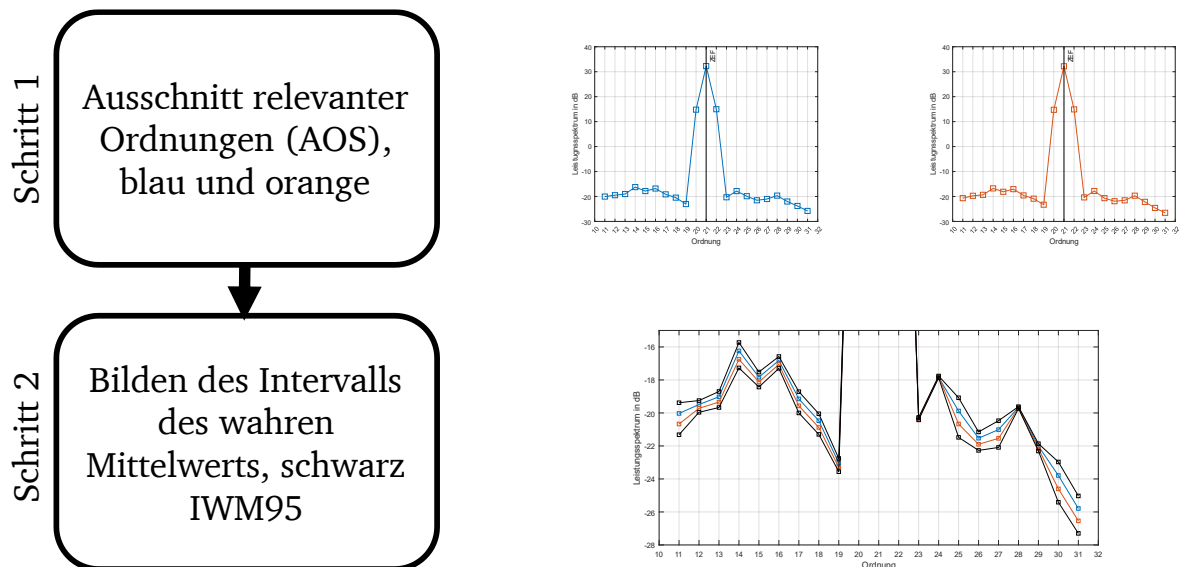


Abbildung 27: Schritte zur Bestimmung des Intervalls des wahren Mittelwerts 95% Konfidenzintervall

Die folgende Beschreibung der Schritte bezieht sich auf Abbildung 27:

#### Schritt 1

Es müssen mindestens zwei AOS generiert werden, indem mindestens zweimal die Schritte 1-5 aus Abschnitt 3.2 für zwei Messungen durchgeführt werden. Das Ergebnis sind die beiden oben abgebildeten AOS.

#### Schritt 2

Die beiden generierten AOS werden gemittelt. Grundlage dafür ist, dass angenommen wird, dass die Grundgesamtheit der AOS normalverteilt ist und die Varianz unbekannt ist. Mit dem festgelegten Konfidenzintervall von 95% kann das Intervall des wahren Mittelwerts mit Gleichung (12) für jede Ordnung bestimmt werden.

Im Folgenden bezeichnet die Laufvariable  $j$  immer eine der 21 Ordnungen und die Laufvariable  $i$  immer, welche AOS betrachtet wird. Für die Bestimmung der Lage des wahren Mittelwerts 95% Konfidenzintervall einer Ordnung wird als Merkmalswert die Schwingungsamplitude  $x_{i j}$  des  $i$ -ten AOS und  $j$ -ten Ordnung benötigt. Dafür wird die in Tabelle 7 zusammengefasste Substitution in Gleichung (12) durchgeführt und es wird die Lage des wahren Mittelwerts der Schwingungsamplitude der  $j$ -ten Ordnung  $\overline{x_{\alpha j}}$  berechnet.

Tabelle 7: Substitutionen für Bestimmung des wahren Mittelwerts 95% Konfidenzintervall für die  $j$ -te Ordnung

| Allgemeingültige Variable | Substituiert durch        | Bedeutung der Substitution                                    |
|---------------------------|---------------------------|---|
| $n_{stich}$               | $n_{amp}$                 | Anzahl der zu mittelnden AOS                                  |
| $x_i$                     | $x_{i j}$                 | Schwingungsamplitude des $i$ -ten AOS und $j$ -ten Ordnung    |
| $\bar{x}$                 | $\bar{x}_j$               | Mittelwert der $j$ -ten Ordnung                               |
| $s$                       | $s_j$                     | Standardabweichung der $j$ -ten Ordnung                       |
| $\overline{x_{\alpha}}$   | $\overline{x_{\alpha j}}$ | Wahrer Mittelwert 95% Konfidenzintervall der $j$ -ten Ordnung |

## Ergebnis

In Abbildung 28 ist ein beispielhaftes Ergebnis zusammengefasst für den wahren Mittelwert 95% Konfidenzintervall für zwei AOS, wenn Gleichung (12) für jede der 21 Ordnungen ausgeführt wird. Dies wird auch als IWM95 bezeichnet.

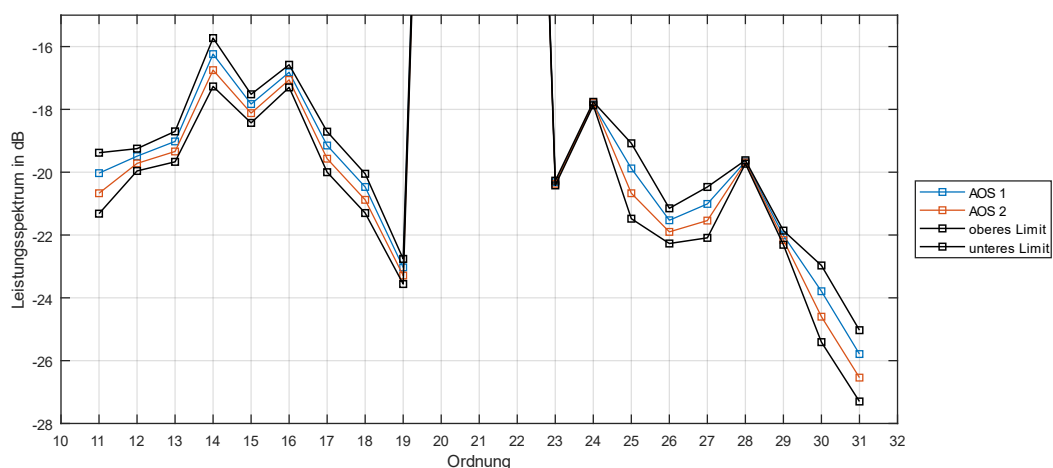


Abbildung 28: Bestimmen des wahren Mittelwerts (IWM95) von zwei AOS: blau AOS, orange AOS, schwarz Limits in welchen der wahre Mittelwert 95% Konfidenzintervall liegt

In Abbildung 28 sind zwei AOS, blaue und orangene Linie, dargestellt. Die Achsenskalierung und Benennung besitzt Gültigkeit, da dem Plot Messdaten zu Grunde liegen. Zwischen den

beiden schwarzen Linien liegt der wahre Mittelwert 95% Konfidenzintervall der beiden AOS. Das obere Limit entspricht  $\bar{x} + t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$  und das untere Limit  $\bar{x} - t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$ . Außerdem ist Ordnung 21 nicht dargestellt, da sonst der horizontale Abstand zwischen den schwarzen Linien nicht erkenntlich wäre. Als Hinweis ist zu geben, dass auch in dieser Darstellung nur Daten für die Rechtecke im Plot vorliegen,  $v_{ord}$  und  $v_{amp}$  besitzen Daten für ganzzahligen Ordnungen 11 bis 31.

Da die Darstellungsform in Abbildung 28 von Nachteil ist, Ordnung 21 ist nicht abgebildet, kann in dieser Arbeit auch eine andere Darstellungsform zur Anwendung kommen. Diese stellt die gleiche Information nur auf eine andere Weise dar. Grundlage dafür ist, dass das Intervall des wahren Mittelwerts aus zwei Summanden gebildet wird,  $\bar{x}_\alpha = \bar{x} \pm t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$ . Es kann also auch mit einer Angabe von  $\bar{x}$  und  $t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$  auf das Intervall des wahren Mittelwerts geschlossen werden, siehe Abbildung 29.

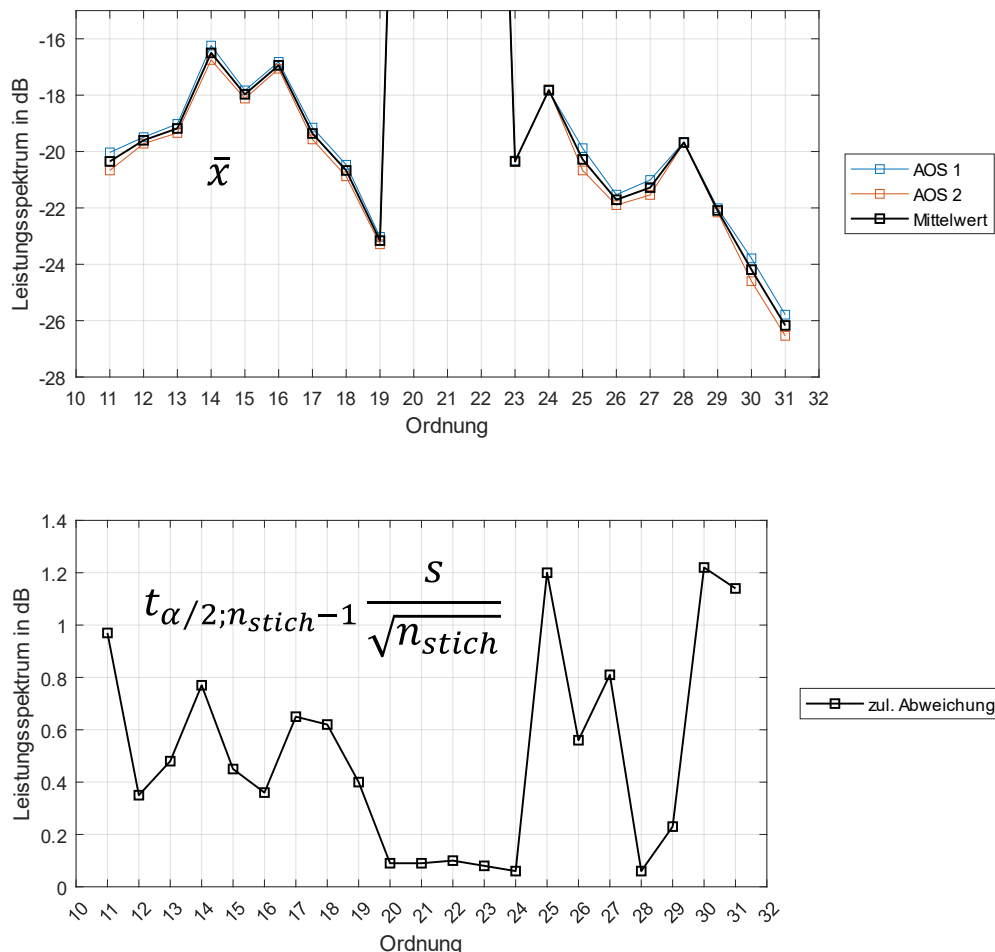


Abbildung 29: Darstellung des Intervalls des wahren Mittelwerts (IWM95) in Summanden: oben, blau AOS, orange AOS, schwarz Mittelwert aus AOS. Unten, schwarz zulässige Abweichung des wahren Mittelwerts vom empirischen Mittelwert 95% Konfidenzintervall.

In Abbildung 29 ist das Intervall des wahren Mittelwerts in Summanden dargestellt, im oberen Plot der empirische Mittelwert und im unteren Plot die zulässige Abweichung des wahren

---

Mittelwerts zum empirischen Mittelwert dargestellt und trägt den gleichen Informationsgehalt wie Abbildung 28. Die Gründe der Darstellung der beiden Summanden ist in Kapitel 1.4 Abschnitt „Statistische Kennwerte“ genauer beschrieben, hinsichtlich der Interpretation der zulässigen Abweichung als Unsicherheit. Als Hinweis ist zu geben, dass auch in dieser Darstellung nur Daten für die Rechtecke in den Plots vorliegen,  $v_{ord}$  und  $v_{amp}$  besitzen Daten für ganzzahlige Ordnungen 11 bis 31.

---

### 3.4 Vergleich & Unterscheidung von Ordnungsspektren

---

Ziel ist es eine Änderung in ausgeschnittenen Ordnungsspektren (AOS) bedingt durch Ritzelschäden nachzuweisen, dazu wird der amplitudenmodulierte Vektor  $v_{amp}$  untersucht. In  $v_{amp}$  sind durch das Ritzel amplitudenmodulierte Ordnungen zusammengefasst. Anderes Ziel ist es herauszufinden, wie sich das AOS verändert bedingt durch Montagefall 1 und Montagefall 2. Um Vergleiche zwischen den AOS durchzuführen, werden im Folgenden Analysemethoden vorgestellt, welche in der Auswertung der Messreihen in verschiedenen Umfängen durchgeführt werden.

---

#### 3.4.1 Vergleich von IWM95 mit AOS

---

In solchen Vergleichen steht von Interesse, ob sich das ausgeschnittene Ordnungsspektrum (AOS) einer Messung von dem Intervall des wahren Mittelwerts 95% Konfidenzintervall (IWM95) aus zwei anderen Messungen unterscheiden lässt. Das eben beschriebene Vorgehen ist in Abbildung 30 in drei Schritten zusammengefasst und zeigt wie beispielsweise das IWM95 aus zwei AOS mit einem dritten AOS in den Vergleich gesetzt wird. Die Plots in jedem Schritt sind mit Messdaten generiert und die Achsenbeschriftung besitzt Gültigkeit.

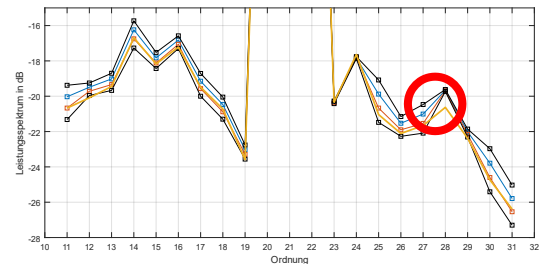
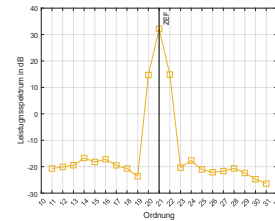
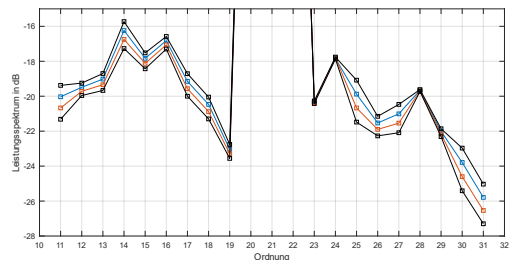
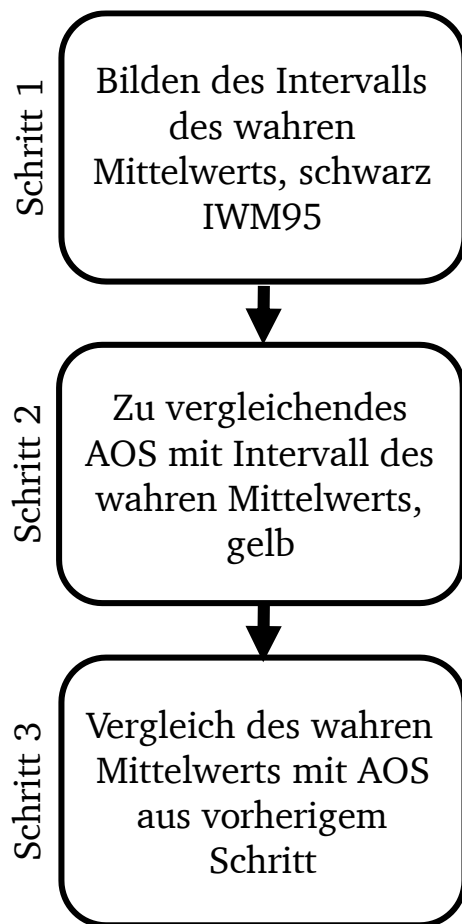


Abbildung 30: Schritte für den Vergleich von IWM95 mit AOS

Die folgende Beschreibung der Schritte bezieht sich auf Abbildung 30:

### Schritt 1

Zum Generieren eines IWM95 sind mindestens zwei Messungen nötig. Das IWM95 wird generiert, wie in Kapitel 3.3 beschrieben. Das IWM95 ist im obersten Plot durch die beiden schwarzen Linien repräsentiert und dient als Referenzgröße für den Vergleich.

### Schritt 2

Für den Vergleich wird ein AOS benötigt, welches nicht für das Bilden des IWM95 verwendet wird. Dazu wird eine entsprechende Messung ausgewählt und die Schritte 1-5 aus Abschnitt 3.2 ausgeführt. Das führt zu dem Ergebnis von Schritt 2, die gelbe Linie im mittleren Plot und stellt die Vergleichsgröße dar.

### Schritt 3

Das im vorherigen Schritt generierte AOS wird mit dem in Schritt 1 gebildeten IWM95 in den Vergleich gesetzt. Graphisch ist dies zu interpretieren, ob im unteren Plot in Abbildung 30 die gelbe Linie außerhalb der schwarzen Limits des IWM95 liegt. Dies findet einmal bei Ordnung 28 statt und ist durch den roten Kreis im unteren Plot gekennzeichnet.

Das Entstehen des roten Kreises kann mathematisch wie folgt begründet werden:

Es sei  $x_{vgl\_j}$  die Schwingungsamplitude der j-ten Ordnung des AOS der Vergleichsgröße und  $\overline{x_{\alpha_j}}$  der Bereich des wahren Mittelwerts der Schwingungsamplitude der j-ten Ordnung der Referenzgröße. Mathematisch wird geprüft, ob die Schwingungsamplitude  $x_{vgl\_j}$  der j-ten Ordnung außerhalb von  $\overline{x_{\alpha_j}}$  liegt. Ist eine der beiden Ungleichungen (13)(14) erfüllt, ist  $x_{vgl\_j}$  von  $\overline{x_{\alpha_j}}$  zu unterscheiden, graphisch durch den roten Kreis in Abbildung 30 gekennzeichnet.

$$x_{vgl\_j} < \min(\overline{x_{\alpha_j}}) \quad (13)$$

$$x_{vgl\_j} > \max(\overline{x_{\alpha_j}}) \quad (14)$$

Die beiden Ungleichungen (13)(14) können in eine Ungleichung überführt werden. Ungleichung (15) prüft, ob die zulässige Abweichung des wahren Mittelwerts vom empirischen Mittelwert der j-ten Ordnung  $t_{\alpha/2;n_{amp}-1} \frac{s_j}{\sqrt{n_{amp}}}$  kleiner ist als die Differenz der Schwingungsamplitude  $x_{vgl\_j}$  und empirischer Standardabweichung  $\bar{x}_j$  der j-ten Ordnung.

$$\text{abs}(x_{vgl\_j} - \bar{x}_j) > t_{\alpha/2;n_{amp}-1} \frac{s_j}{\sqrt{n_{amp}}} \quad (15)$$

Wenn eine der Ungleichungen (13)(14)(15) erfüllt ist, ist die AOS der Vergleichsgröße in dieser Ordnung von dem IWM96 der Referenzgröße zu unterscheiden.

### Ergebnis

Das Überprüfen von Ungleichung (13)(14) ist im unteren Plot von Abbildung 30 dargestellt und untenstehend in Abbildung 31 vergrößert abgebildet. Die Beschreibung der Abbildung ist in diesem Kapitel schon im oberen Teil erfolgt.

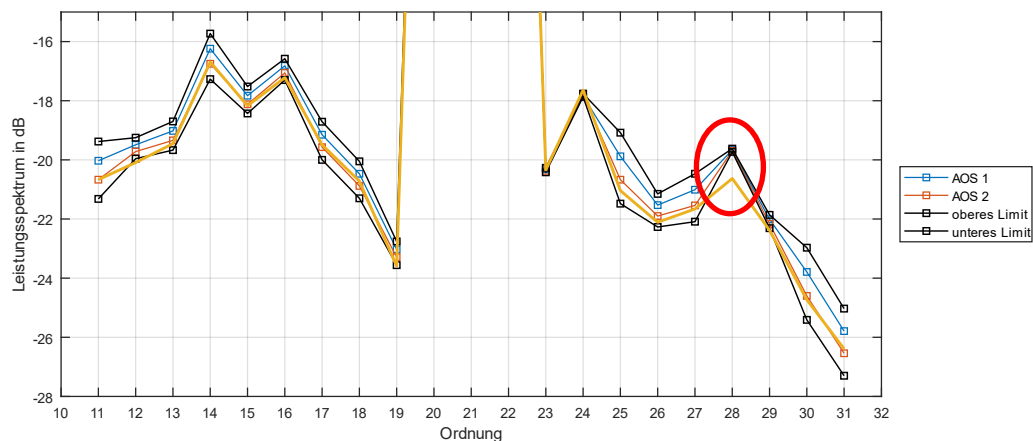


Abbildung 31: Vergleich einer AOS gelb mit IWM95 schwarz, aus AOS 1 blau und AOS 2 orange

Auf der folgenden Seite ist eine äquivalente Darstellung zu Abbildung 31 abgebildet, diese stellt den Vergleich von IWM95 und AOS in einer anderen Form dar.



In Abbildung 32 ist das Äquivalent zur Abbildung 31 dargestellt, das IWM95 ist in Summanden abgebildet. Im unteren Plot wird Ungleichung (15) überprüft, an Stellen, an welchen die gelbe Linie einen größeren y-Wert als die schwarze Linie besitzt, trifft diese zu, zum Beispiel bei Ordnung 28, durch den roten Kreis markiert. Im unteren Plot von Abbildung 32 ist die gelbe Linie gleich  $\text{abs}(x_{vgl,j} - \bar{x}_j)$  und die schwarze Linie gleich  $t_{\alpha/2;n_{amp}-1} \frac{s_j}{\sqrt{n_{amp}}}$ . Im oberen Plot ist der empirische Mittelwert von zwei AOS mit der schwarzen Linie gekennzeichnet, siehe Abbildung 32.

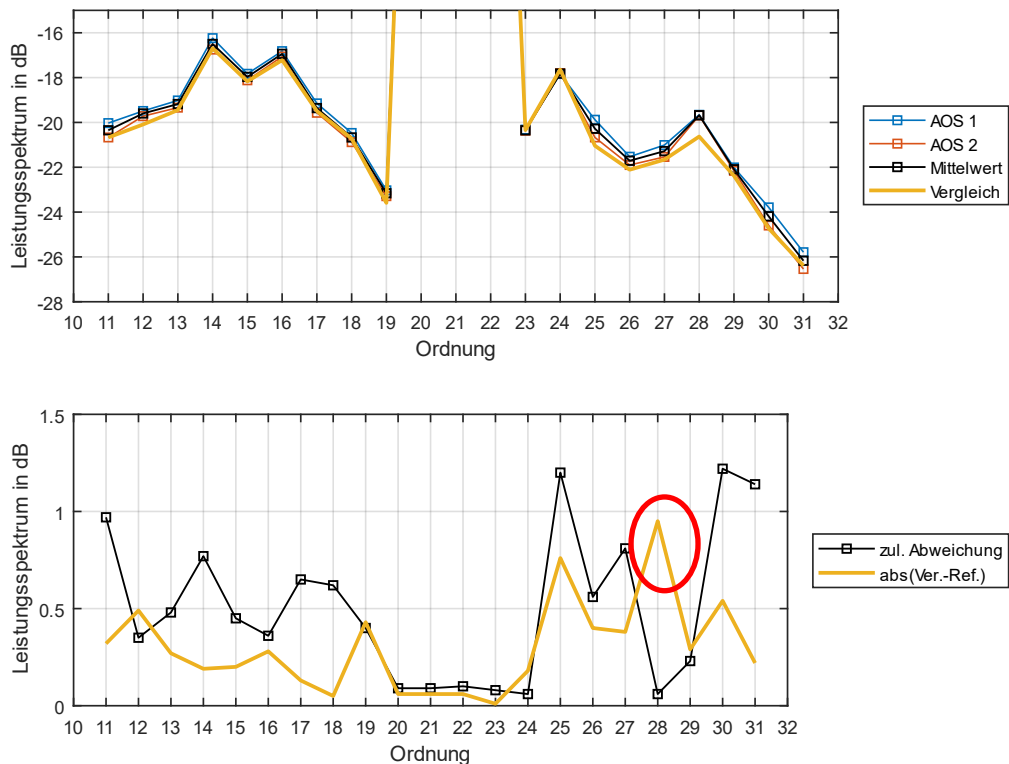


Abbildung 32: Vergleich der AOS gelb mit IWM95 in Summanden Darstellung schwarz

Zusammenfassend wird durch Ausführen der drei Schritte in Abbildung 30 geprüft, ob sich das AOS einer Messung von dem IWM95 zweier anderer Messungen unterscheiden lässt. Graphisch kann das Vorgehen in zwei Darstellungsformen überführt werden, siehe Abbildung 31 und Abbildung 32.

### 3.4.2 Vergleich von zwei AOS

Für diese Art von Vergleich werden zwei AOS benötigt. Eine AOS stellt die Referenzgröße dar und es soll ermittelt werden, wie groß die Differenz zur anderen AOS ist, genannt Vergleichsgröße. Dazu wird von der Vergleichsgröße die Referenzgröße subtrahiert und anschließend die Differenz als Anteil der Referenzgröße ausgedrückt. Das Vorgehen hierzu ist in Abbildung 33

in drei Schritte unterteilt. Die Plots in jedem Schritt sind mit Messdaten generiert und die Achsenbeschriftung besitzt Gültigkeit.

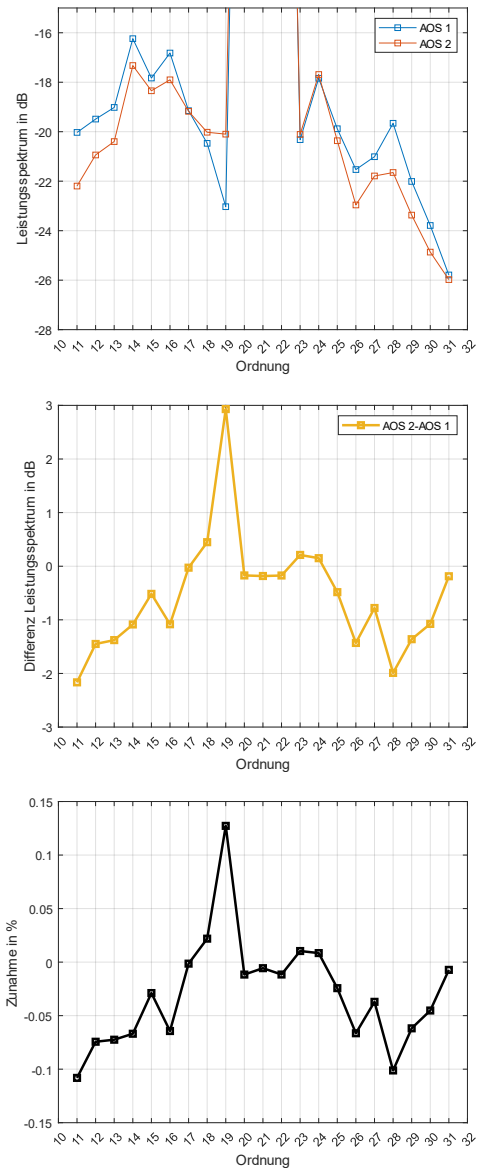
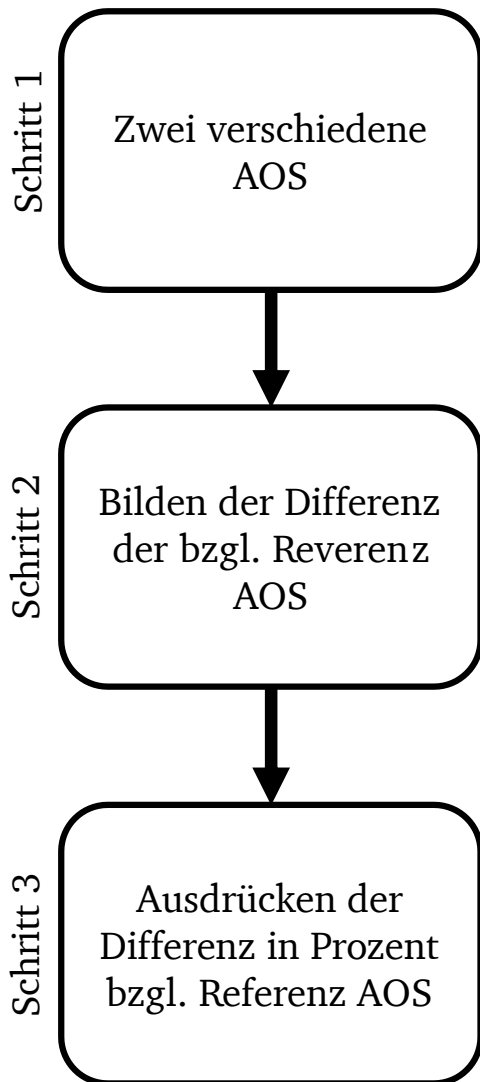


Abbildung 33: Vergleich von zwei AOS, AOS 1 = Referenzgröße, AOS 2 = Vergleichsgröße

Die folgende Beschreibung der Schritte bezieht sich auf Abbildung 33:

**Schritt 1**

Im ersten Schritt müssen für zwei Messungen die AOS nach Schritten 1-5 Kapitel 3.2 erzeugt werden. Die Schwingungsamplitude der 21 Ordnungen ist für zwei Messungen exemplarisch im oberen Plot dargestellt. Die blaue Linie entspricht der AOS der Referenzgröße und die orangene Linie entspricht der AOS der Vergleichsgröße.

**Schritt 2**

In diesem Schritt wird von Schwingungsamplituden Vektor der AOS der Vergleichsgröße  $v_{amp\_vgl}$  der Schwingungsamplituden Vektor der AOS der Referenzgröße  $v_{amp\_ref}$  subtrahiert

(16). Da für die Zustandsüberwachung nur die Amplitudenmodulation durch das Ritzel im modifizierten Getriebe untersucht wird, sind die Schwingungsamplituden Vektoren der AOS ausreichend, diese tragen die durch das Ritzel amplitudenmodulierte Ordnungen in sich.

$$\Delta v_{amp} = v_{amp\_vgl} - v_{amp\_ref} \quad (16)$$

Das Ergebnis von (16) ist zu interpretieren als ein Maß für die Änderung von  $v_{amp\_ref}$ .

### Schritt 3

Die berechnete Differenz  $\Delta v_{amp}$  kann auch als Vektor des prozentualen Anteils  $\%v_{amp}$  an  $v_{amp\_ref}$  ausgedrückt werden (3). Das Dividieren der beiden Vektoren in (3) ist als ein elementweises Dividieren der Vektorelemente zu verstehen.

$$\%v_{amp} = \frac{\Delta v_{amp}}{\text{abs}(v_{amp\_ref})} \quad (17)$$

### Ergebnis

In der folgenden Abbildung 34 ist das Ergebnis des Vorgehens dargestellt, die schwarze Linie gibt Aufschluss darüber, wie sehr die Schwingungsamplituden an den ganzzahligen Ordnungen zunehmen, wenn von der Referenzgröße in die Vergleichsgröße übergegangen werden soll. Die Y-Achsen Skalierung ist ratiometrisch zu verstehen  $1 = 100\%$ , dies bedeutet das in Ordnung 19 die Vergleichsgröße eine 12% größere Schwingungsamplitude besitzt als die der Referenzgröße.

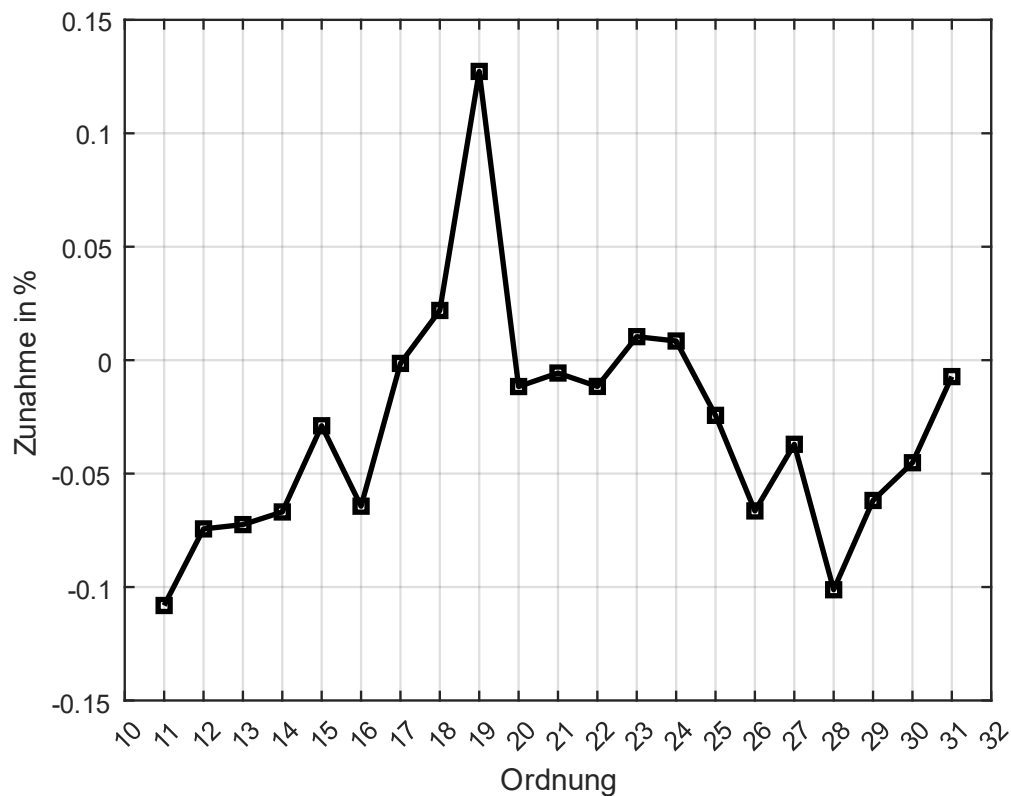


Abbildung 34: Ergebnis des Vergleichs von zwei AOS

## 4 Auswahl des präferierten Messsystems

Ziel dieses Kapitels ist es einen der vier MR-Drehzahl-Encoder auszuwählen, im Folgenden als Messsysteme bezeichnet, mit welchem das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS) am besten wiederholt werden kann und sich das AOS mit geschädigten Ritzeln von AOS mit unbeschädigten Ritzeln am besten unterscheiden lässt.

Dazu wird Messreihe 1 verwendet, zu dieser ist ein Paper veröffentlicht [Koch et al., 2022]. Dieses Paper bestätigt, dass eine Änderung des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes vorliegt, wenn im modifizierten Getriebe ein beschädigtes Ritzel im Betrieb ist. Zudem ist bestätigt, dass die im modifizierten Getriebe verbauten MR-Drehzahl-Encoder das geänderte Schwingungsverhalten auflösen können. Des Weiteren liegt ein fachgebietsinterner Bericht vor, welcher Messreihe 1 hinsichtlich der gleichen Thematik untersucht. Zitiert nach dem Bericht „Abschlussbericht\_Kooperationsprojekt Sensitec-LMT“, ist das geänderte Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes mit geschädigtem Ritzel in Quadranten eins und vier zuerkennen. Dies wird darauf zurückgeführt, dass in diesen Quadranten die geschädigten Zahnflanken des Ritzels im Eingriff sind. Außerdem sind an Ritzel 0 die Schädigungsgrade 2-4 in eine Klasse der leichten Beschädigung und die Schädigungsgrade 5-6 in eine Klasse der schweren Beschädigung eingeteilt. Die beiden Klassen verursachen unterscheidbare Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes.

Basierend auf dem vorherigen Absatz wird für die Auswahl des präferierten Messsystems nur ein Teil der Messaufnahmen aus Messreihe 1 verwendet. Tabelle 8 fasst zusammen, welche Messaufnahmen für die Auswahl des präferierten Messsystems verwendet werden.

Tabelle 8: Umfang der Messdatenaufnahmen - Auswahl des präferierten Messsystems

|  | Schädigungsgrad 0 | Schädigungsgrad 3 | Schädigungsgrad 6 |
|--|-------------------|-------------------|-------------------|
| Ritzel                                       | 0                 | 0                 | 0                 |
| Drehzahl in 1/min                            | 700, 2000         | 700, 2000         | 700, 2000         |
| Drehmoment in Nm                             | 35, 85            | 35, 85            | 35, 85            |
| Quadranten                                   | 1, 4              | 1, 4              | 1, 4              |
| WDH von Betriebspunkt                        | 2                 | 1                 | 1                 |
| Betrachtete MR-Drehzahl-Encoder              | alle              | alle              | alle              |
| Montagefall zwischen WDH von Betriebspunkten | Montagefall 1     | Montagefall 1     | Montagefall 1     |

---

## **4.1 Erstes Auswahlkriterium**

---

Die Auswahl des präferierten Messsystems wird basierend auf zwei Auswahlkriterien durchgeführt:

- Das erste Auswahlkriterium lautet: Welches der Messsysteme besitzt die geringste Unsicherheit das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes aufzulösen, wenn als Umfang die Spalte „Schädigungsgrad 0“ aus Tabelle 8 zugrunde gelegt wird?

Welche Analyseschritte dazu durchgeführt werden und auf was für ein Ergebnis geschlossen wird, ist im weiteren Verlauf des Kapitels thematisiert. Das zweite Auswahlkriterium wird in Kapitel 4.2 behandelt.

---

### **4.1.1 Analyseschritte für das erste Auswahlkriterium**

---

Für die Gesamtheit der Betriebspunkte in Spalte „Schädigungsgrad 0“ der Tabelle 8 wird eine Analyse durchgeführt. Ziel ist es einen Wert für die zu erwartete Unsicherheit zu ermitteln, das Schwingungsverhalten des Getriebes durch ein AOS darzustellen. Für dieses Auswahlkriterium wird das IWM95 in Summanden Darstellung genutzt, siehe Kapitel 3.3. Für jeden Sensor werden die gleichen Analyseschritte wiederholt. Wie ein einziger Wert für die Unsicherheit berechnet wird, das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes durch ein AOS darzustellen, kann an Abbildung 35 exemplarisch für den Speedsensor erklärt werden.

Ritzel 0 | unbeschädigt | Sensor Speed | Demontage nur Deckel

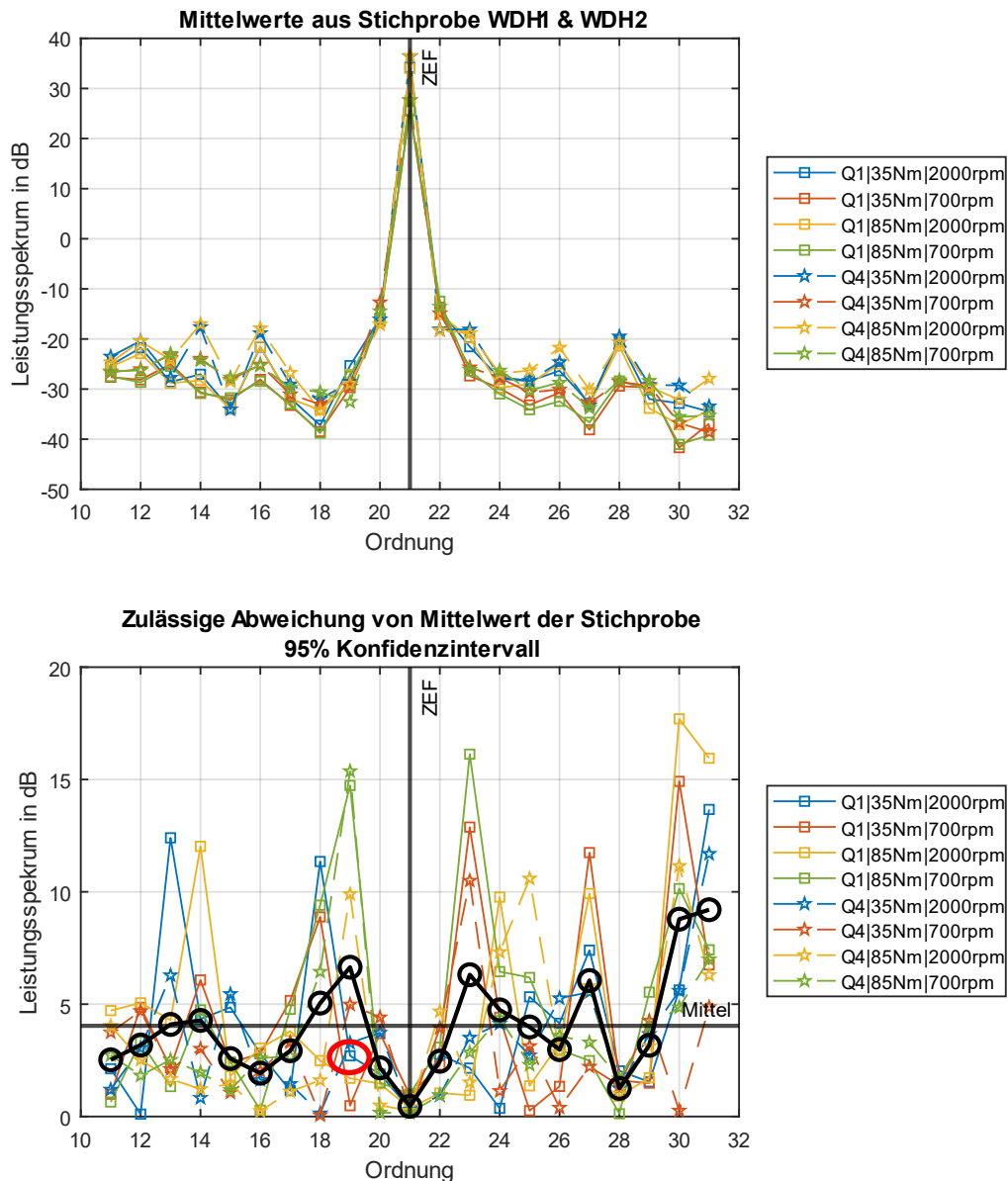


Abbildung 35: IWM95 in Summanden dargestellt. Beispiel für erstes Auswahlkriterium – Wahl des präferierten Messsystems

Alle folgenden Erklärungen beziehen sich auf Abbildung 35:

Das IWM95 ist in seinen Summanden dargestellt und beschreibt das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes für eine Auswahl an Betriebspunkten. In der Abbildung ist oben der Mittelwert  $\bar{x}$  der ausgewählten Betriebspunkte und unten die zulässige Abweichung des wahren Mittelwerts vom empirischen Mittelwert  $t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$  dargestellt. Jede Markierung in den Plots, Sterne und Rechtecke, entspricht einem Datenpunkt, insgesamt  $8 \cdot 21$  Werten pro Plot. Im unteren Plot stehen jeder Stern und Rechteck für eine zulässige Abweichung  $t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$  des wahren Mittelwerts vom empirischen Mittelwert. Wie in Abschnitt „Statistische Kennwerte“ Kapitel 1.4 beschrieben, ist die dargestellte zulässige Abweichung im unteren Plot kleiner, je

besser die Stichprobe die Grundgesamtheit abbildet. Je besser die Stichprobe die Grundgesamtheit abbilden kann, desto geringer ist die Unsicherheit. Für den Vergleich der vier MR-Drehzahl-Encoder können aus den gleichen Messdaten die  $8 \cdot 21$  Werte im unteren Plot  $t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$  berechnet werden. Mit einer einfachen Berechnung des empirischen Mittelwerts dieser  $8 \cdot 21$  Werte, des unteren Plots, kann ein Maß für die Unsicherheit des Messsystems bestimmt werden. Im unteren Plot ist der empirische Mittelwert durch die horizontale graue Linie mit der Beschriftung „Mittel“ dargestellt. Die schwarzen Kreise im unteren Plot stellen einen Anhaltspunkt für die erwartete Unsicherheit einer ganzzahligen Ordnung dar und geben zudem Aufschluss über die bestimmte Standardabweichung aller  $8 \cdot 21$  Werte vom bestimmten empirischen Mittelwert.

Zusammenfassend stellt die horizontale Linie im unteren Plot das Entscheidungskriterium dar und wird durch die Berechnung des empirischen Mittelwerts aller  $8 \cdot 21$  Werte des unteren Plots berechnet. Wie sehr die  $8 \cdot 21$  Werte um den empirischen Mittelwert streuen, ist durch eine Standardabweichung angegeben, diese kann durch die schwarzen Kreise symbolisiert werden. Dies wird für alle vier MR-Drehzahl-Encoder für die gleichen Messaufnahmen wiederholt.

#### 4.1.2 Ergebnis des ersten Auswahlkriteriums

Werden die Analyseschritte für das erste Auswahlkriterium, siehe Kapitel 4.1.1, für alle vier MR-Drehzahl-Encoder durchgeführt, kann basierend auf dem berechneten empirischen Mittelwert und der Standardabweichung der  $8 \cdot 21$  Werte für  $t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$  ein Messsystem ausgewählt werden. In Tabelle 9 sind die Ergebnisse zusammengefasst.

Tabelle 9: Ergebnisse erstes Auswahlkriterium – Wahl des präferierten Messsystems

| Sensor  | Mittelwert $t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$<br>aus $8 \cdot 21$ Werten in dB ( $\bar{k}_l$ ) | Standardabweichung des<br>Mittelwerts in dB, der linken<br>Spalte ( $s_{\bar{k}_l}$ ) |
|---------|--|---|
| Speed   | 4.04   | 2.30  |
| AL795   | 6.39   | 2.00  |
| TA903   | 7.27   | 1.67  |
| EBI7811 | 14.77  | 3.10  |

Basierend auf Tabelle 9 ist der Speedsensor am besten geeignet, um das erste Auswahlkriterium zu erfüllen.  $\bar{k}_l$  ist durch den Einsatz des Speedsensors am kleinsten. Auch wenn  $s_{\bar{k}_l}$  des AL795 und TA903 geringer sind als beim Speedsensor, trifft für den Speedsensor  $\bar{k}_l + s_{\bar{k}_l} < \bar{k}_l$  der restlichen Sensoren zu. Dies kann damit begründet werden, dass der Arbeitsabstand des Speedsensors nicht durch die Montagefälle beeinflusst wird, dies gilt auch für den AL795 und EBI7811. Der AL795 und EBI7811 sind auch nicht bezüglich des Ritzels ausgerichtet und haben mehr Impulse pro Umdrehung als der Speedsensor, siehe Tabelle 4. Trotzdem schließen die

beiden Sensoren schlechter ab, als der Speedsensor. Das schlechte Ergebnis des EBI7811 liegen darin begründet, dass das Geberrad auf die Radwelle schief aufgeschumpft ist und somit der Signalverlauf gestört ist. Warum der AL795 schlechter abschließt als der Speedsensor, kann an dem längeren Übertragungspfad von Zahneingriff bis Polring des AL795 liegen. Der TA903 besitzt mit nur einem Impuls pro Umdrehung die geringste Auflösung und ist durch die Montagfälle am einfachsten zu beeinflussen. Aus diesen beiden Gründen ist das Abschneiden des TA903 erklärlich. Als Fazit ist ein kurzer Übertragungspfad von Messstelle zu Zahneingriff empfehlenswert, sollen AOS aufgelöst werden. Der Speedsensor ist deshalb zu empfehlen.

---

## 4.2 Zweites Auswahlkriterium

---

Die Auswahl des präferierten Messsystems wird basierend auf zwei Auswahlkriterien durchgeführt:

- Das zweite Auswahlkriterium lautet: Welches der Messsysteme kann das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes unterscheiden, wenn Ritzel mit Schädigungsgrad sowie Ritzel ohne Schaden im Betrieb sind?

Welche Analyseschritte dazu durchgeführt werden und auf was für ein Ergebnis geschlossen wird, ist im weiteren Verlauf des Kapitels thematisiert. Das erste Auswahlkriterium wird in Kapitel 4.1 behandelt.

---

### 4.2.1 Analyseschritte für das zweite Auswahlkriterium

---

Für die Betriebspunkte der Schädigungsgrade 3&6 in Tabelle 8 soll geprüft werden, ob sich das ausgeschnittene Ordnungsspektrum (AOS) von dem Intervall des wahren Mittelwerts 95% Konfidenzintervall (IWM95) des Schädigungsgrad 0 unterscheiden lässt. In Tabelle 10 ist verdeutlicht, welche Messdaten für die Bestimmung des IWM95 und die Bestimmung des AOS genutzt werden.

Tabelle 10: Zusammenfassung welche Messungen für IWM95 verwendet werden und welche zur Bestimmung eines AOS – Kapitel 4.2.1

|                       | Messungen für IWM95 | Messungen für AOS |
|-----------------------|---------------------|-------------------|
| Schädigungsgrad       | 0                   | 3, 6              |
| WDH von Betriebspunkt | 2                   | 1                 |
| Betriebspunkte        | siehe Tabelle 8     | siehe Tabelle 8   |

Dazu werden die in Kapitel 3.4.1 eingeführten Analyseschritte durchgeführt. Exemplarisch ist das Ergebnis des Vergleichs von AOS für Schädigungsgrad 6 mit IWM95 Schädigungsgrad 0 für den Speedsensor in Abbildung 36 dargestellt. An diesem Beispiel werden die Analyseschritte



erklärt, welche auch für die anderen MR-Drehzahl-Encoder und Schädigungsgrad 3 zu wiederholen sind.

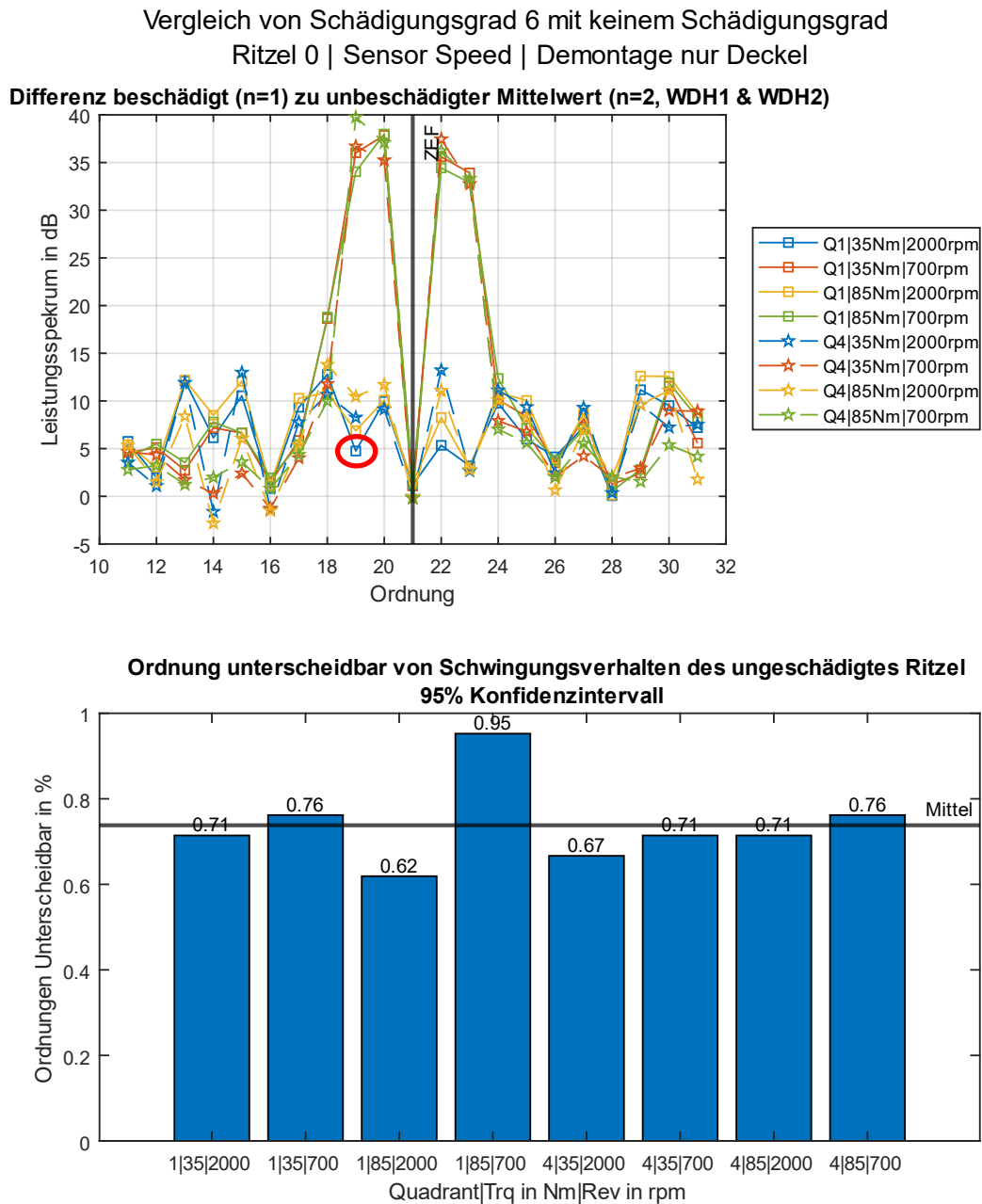


Abbildung 36: Vergleich von IWM95 mit AOS: Unten Prozent der Ordnungen der AOS welche von Ordnung des IWM95 zu unterscheiden sind. Beispiel für zweite Auswahlkriterium – Auswahl präferiertes Messsystem

Alle folgenden Erklärungen beziehen sich auf Abbildung 36, wenn nicht anders angegeben:

Im oberen Plot ist durch Sterne und Rechtecke der Zusammenhang  $abs(x_{vgl,j} - \bar{x}_j)$  aller ausgewählten Betriebspunkte und Ordnungen dargestellt, siehe Ungleichung (15) Kapitel 3.4.1. Für ganzzahlige Ordnungen wird anschließend die Differenz des AOS zum empirischen Mittelwert  $abs(x_{vgl,j} - \bar{x}_j)$  mit der zulässigen Abweichung des wahren Mittelwerts zum empirischen

Mittelwert  $t_{\alpha/2;n_{amp}-1} \frac{s_j}{\sqrt{n_{amp}}}$  in den Vergleich gesetzt. Es wird also geprüft, ob Ungleichung (15)  $\text{abs}(x_{vgl\_j} - \bar{x}_j) > t_{\alpha/2;n_{amp}-1} \frac{s_j}{\sqrt{n_{amp}}}$  zutrifft. Ist Ungleichung (15) erfüllt, ist die Schwingungsamplitude des AOS in dieser Ordnung von dem IWM95 zu unterscheiden. Das Überprüfen der Ungleichung kann mit den roten Kreisen in Abbildung 35 und Abbildung 36 beispielweise für einen Betriebspunkt und Ordnung durchgeführt werden. In diesem Fall ist die Differenz  $\text{abs}(x_{vgl\_19} - \bar{x}_{19})$  mit 5dB (Abbildung 36, oben) größer als die zulässige Abweichung  $t_{0.05/2;2-1} \frac{s_{19}}{\sqrt{2}}$  mit 3dB (Abbildung 35, unten), deshalb ist die Schwingungsamplitude der AOS in Ordnung 19 von dem IWM95 zu unterscheiden. Dieses Vorgehen wird für alle Sterne und Rechtecke wiederholt. Wie oft in einem Betriebspunkt die Ordnungen der AOS prozentual von dem IWM95 zu unterscheiden sind, ist durch jeweils einen blauen Balken im unteren Plot, Abbildung 36, dargestellt. Die Prozent-Angabe erfolgt ratiometrisch und bedeutet das 1 = 100%. Wie viel Prozent der 8\*21 Rechtecke und Sterne im oberen Plot, Abbildung 36, außerhalb des wahren Mittelwerts liegen ist im unteren Plot, Abbildung 36, durch die graue horizontale Linie mit der Beschriftung „Mittel“ angegeben. Dieser Mittelwert wird durch die Berechnung einer Standardabweichung ergänzt.

Zusammenfassend stellt die horizontale Linie, Abbildung 36, das Entscheidungskriterium dar. Der der horizontalen Linie entsprechende Mittelwert gibt Aufschluss darüber, wie viel Prozent der 8\*21 Schwingungsamplituden des Schädigungsgrades 6 außerhalb des IWM95 Schädigungsgrad 0 liegen. Ist der berechnete Mittelwert hoch, so kann das Messsystem das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes mit geschädigtem Ritzel vom Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes mit unbeschädigtem Ritzel unterscheiden. Dieses Vorgehen wird für alle MR-Drehzahl-Sensoren und Schädigungsgrad 3&6 wiederholt.

---

#### 4.2.2 Ergebnis des zweiten Auswahlkriteriums

---

Werden die Analyseschritte für das zweite Auswahlkriterium, Kapitel 4.2.1, für alle MR-Drehzahl-Encoder und Schädigungsgrade 3&6 ausgeführt, kann basierend auf den berechneten Mittelwerten  $\overline{\Delta ord}$  und Standardabweichungen  $s_{\overline{\Delta ord}}$  ein Messsystem ausgewählt werden. In Tabelle 11 sind die Ergebnisse für den Vergleich AOS Schädigungsgrad 3 und IWM95 Schädigungsgrad 0 zusammengefasst, der Mittelwert gibt an, wie viel Prozent der Schwingungsamplituden des Schädigungsgrad 3 außerhalb des IWM95 Schädigungsgrad 0 liegen.

Tabelle 11: Ergebnisse zweites Auswahlkriterium Schädigungsgrad 3 – Wahl des präferierten Messsystems

| Sensor  | Mittelwert zu unterscheidende Schwingungsamplitude von IWM95 in % ( $\overline{\Delta ord}$ ) | Standardabweichung des Mittelwerts in dB, der linken Spalte in % ( $s_{\overline{\Delta ord}}$ ) |
|---------|---|--|
| Speed   | 64.88   | 13.69  |
| AL795   | 50.50   | 7.61   |
| TA903   | 26.79   | 4.36   |
| EBI7811 | 41.07   | 37.66  |

Die gleichen Analyseschritte werden auch für den Vergleich AOS Schädigungsgrad 6 und IWM95 Schädigungsgrad 0 angewendet, Tabelle 12 stellt die Ergebnisse übersichtlich dar. Der Mittelwert gibt an, wie viel Prozent der Schwingungsamplituden des Schädigungsgrad 6 außerhalb des IWM95 Schädigungsgrad 0 liegen.

Tabelle 12: Ergebnisse zweites Auswahlkriterium Schädigungsgrad 6 – Wahl des präferierten Messsystems

| Sensor  | Mittelwert zu unterscheidende Schwingungsamplitude von IWM95 in % ( $\overline{\Delta ord}$ ) | Standardabweichung des Mittelwerts in dB, der linken Spalte in % ( $s_{\overline{\Delta ord}}$ ) |
|---------|---|--|
| Speed   | 73.81   | 9.86   |
| AL795   | 63.10   | 16.64  |
| TA903   | 39.29   | 10.72  |
| EBI7811 | 31.55   | 31.99  |

Basierend auf Tabelle 11 & Tabelle 12 erfüllt der Speedsensor am besten das zweite Auswahlkriterium. Vor allem in der Klasse der starken Schäden ist der Speedsensor den restlichen Sensoren überlegen. Dies liegt darin begründet, dass mit der höchsten Wahrscheinlichkeit von 73.81% Schwingungsamplituden des Schädigungsgrad 6 von Schwingungsamplituden des Schädigungsgrad 0 unterschieden werden können. Außerdem ist die Standardabweichung des Speedsensors in Tabelle 12 am geringsten. Warum der Speedsensor in Tabelle 11 eine  $s_{\overline{\Delta ord}}$  von 13.69% besitzt und der AL795 und TA903 weniger streuen ist nicht nachvollziehbar. Es kann durchaus vorkommen, dass Schädigungsgrad 3 die Übertragungsfunktion vom modifizierten Getriebe so verändert, dass zahnbedingte Torsionsschwingungen schwerer deterministisch aufzulösen sind. Diese Mutmaßung stellt trotzdem nicht außer Frage, dass der Speedsensor auch die Schwingungsamplituden Schädigungsgrad 3 vom IWM95 Schädigungsgrad 0 im Mittel

---

mit 64.88% (Tabelle 11) am besten unterscheiden kann. Sonst kann die gleiche Argumentation wie für das erste Auswahlkriterium angewendet werden, siehe Kapitel 4.1.2, warum der Speedsensor auch für das zweite Auswahlkriterium zu empfehlen ist. Ein kurzer Übertragungspfad zwischen Messstelle und Zahneingriff führt zu Vorteilen, soll das AOS eines geschädigten Ritzels von dem IWM95 eines unbeschädigten Ritzels unterschieden werden.

Der Speedsensor erfüllt beide Auswahlkriterien am besten und wird deshalb im weiteren Verlauf dieser Arbeit für Analysen verwendet.

## 5 Einfluss des Montageprozesses

Der Einfluss des Montagfalls zwischen den Wiederholungen der Betriebspunkte steht in diesem Kapitel im Fokus. Es soll herausgefunden werden, ob die Wiederholbarkeit des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes (AOS) durch die Montagefälle zu beeinflussen ist.

### 5.1 Montagefall 1 vs. Montagefall 2

In diesem Kapitel wird erarbeitet, in welchem Maß es einen Unterschied in der Wiederholbarkeit des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes (AOS) gibt, bedingt durch einen der beiden Montagefälle. Ob es einen Unterschied in der Wiederholbarkeit der AOS gibt, wird mit der durch das IWM95 begründeten Unsicherheit ( $t_{\alpha/2; n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$ ) untersucht. Der für diese Untersuchung relevante Umfang der Messdatenaufnahmen ist in Tabelle 13 zusammengefasst, die Messdatenaufnahmen stammen aus Messreihe 1 und Messreihe 2. Es werden nur unbeschädigte Ritzel in den Vergleich gesetzt. Jeder Betriebspunkt wird zweimal wiederholt, zwischen den Wiederholungen werden Montagefälle ausgeführt. Ritzel 1-3 werden zwischen den Wiederholungen von der Ritzelwelle demontiert und neu aufgeschrupft, Ritzel 0 wird nicht von der Ritzelwelle demontiert.

Tabelle 13: Umfang der Messdatenaufnahmen - Montagefall 1 vs. Montagefall 2

|  | Messreihe 1   | Messreihe 2   | Messreihe 2   | Messreihe 2   |
|--|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Ritzel                                       | 0             | 1             | 2             | 3             |
| Schädigungsgrad                              | 0             | 0             | 0             | 0             |
| Drehzahlen in 1/min                          | 700, 2000     | 700, 2000     | 700, 2000     | 700, 2000     |
| Drehmomente in Nm                            | 35, 85        | 36, 85        | 36, 85        | 36, 85        |
| Quadranten                                   | 1, 4          | 1, 4          | 1, 4          | 1, 4          |
| WDH von Betriebspunkt                        | 2             | 2             | 2             | 2             |
| Montagefall zwischen WDH von Betriebspunkten | Montagefall 1 | Montagefall 2 | Montagefall 2 | Montagefall 2 |
| Betrachtete MR-Drehzahl-Encoder              | Speedsensor   | Speedsensor   | Speedsensor   | Speedsensor   |

### 5.1.1 Schritte der Analyse

Die in diesem Kapitel anzuwendenden Analyseschritte sind identisch zu Kapitel 4.1.1. Der Unterschied liegt jetzt darin, dass nicht für verschiedene Sensoren die Analyseschritte durchgeführt werden, sondern für verschiedene Ritzel. Siehe Abbildung 37, welche die Ergebnisse der Analyseschritte für Ritzel 1 darstellt.

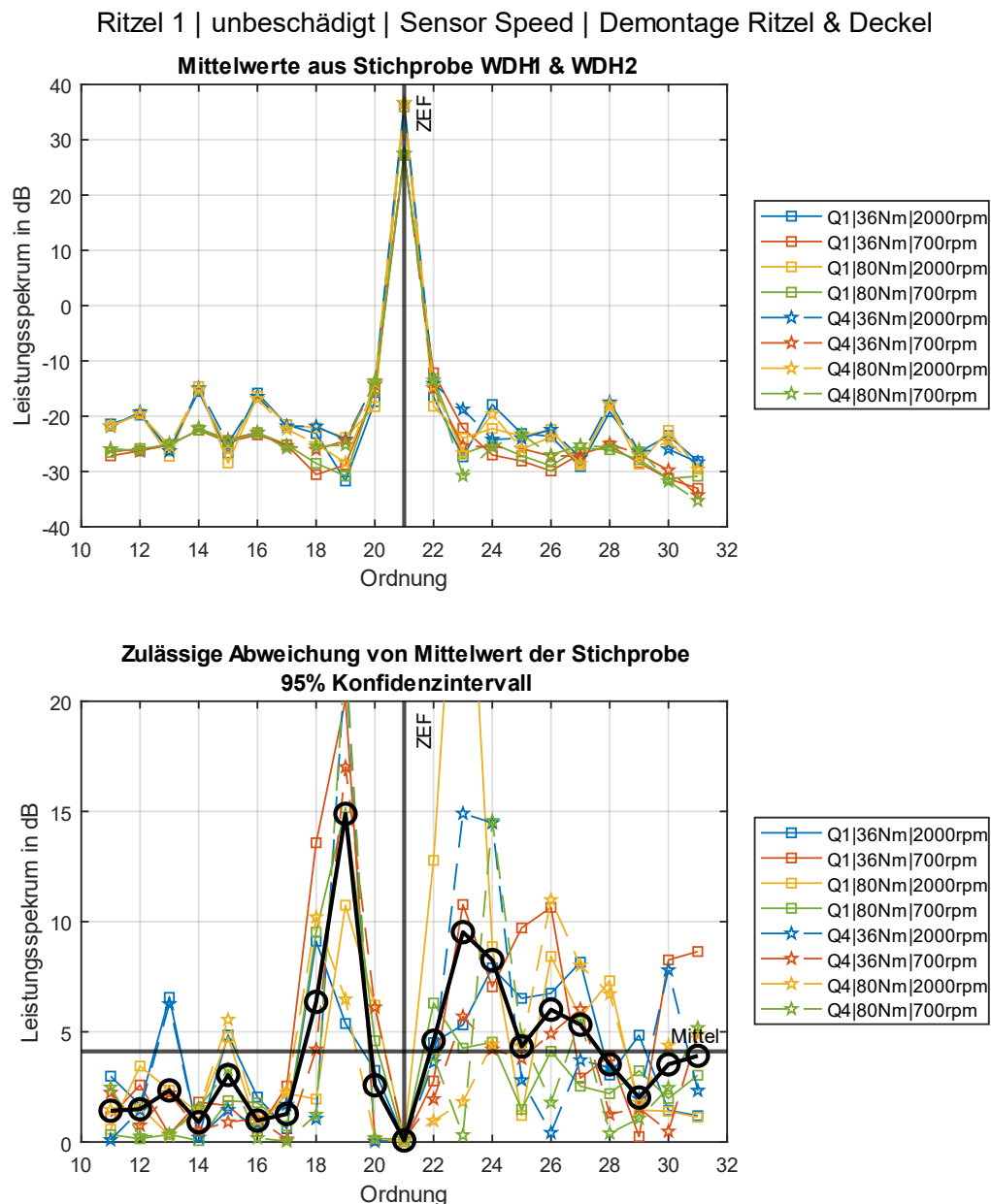


Abbildung 37: IWM95 in Summanden dargestellt – gleiche Darstellungsweise wie Abbildung 35

Dazu ist auf die Ähnlichkeit von Abbildung 35 und Abbildung 37 zu verweisen, diese ist in den gleichen Analyseschritten begründet. Für eine detaillierte Erklärung von Abbildung 37 wird auf die Erklärung von Abbildung 35 verwiesen. Das Vorgehen, welches zu Abbildung 37 führt, wird für insgesamt vier Ritzel wiederholt. Eine kurze Beschreibung der wichtigen Merkmale von Abbildung 37 liefert der folgende Absatz.

Basis für die horizontale Linie im unteren Plot, Abbildung 37, ist der empirische Mittelwert aller 8\*21 Rechtecke und Sterne, welche jeweils einen Wert für  $t_{\alpha/2;n_{stich}-1} \frac{s}{\sqrt{n_{stich}}}$  repräsentieren. Zusammengefasst ist die horizontale Linie im unteren Plot, Abbildung 37, mit der Beschriftung „Mittel“ ein Maß dafür, wie gut die Stichprobe die Grundgesamtheit abbildet. Je kleiner der Y-Wert der horizontalen Linie ist, desto geringer ist die Unsicherheit eine AOS zu wiederholen, da der wahre Mittelwert der Grundgesamtheit in einem kleineren Intervall liegt. Kann eine AOS nicht wiederholt werden, weist das modifizierte Getriebe ein anderes Schwingungsverhalten in den Wiederholungen der Betriebspunkte auf. Die schwarzen Kreise im unteren Plot, Abbildung 37, geben Aufschluss über die Unsicherheit die Schwingungsamplitude einer ganzzahligen Ordnung zu wiederholen. Basierend auf den berechneten Mittelwerten und Standardabweichung der 8\*21 Werte kann für jedes Ritzel eine Aussage getroffen werden, ob Montagefall 2 und Montagefall 1 das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes auf eine andere Weise beeinflussen.

### 5.1.2 Ergebnisse der Analyse

Werden die Analyseschritte aus Kapitel 5.1.1 für jedes Ritzel in Tabelle 13 ausgeführt, lässt sich das Ergebnis mit Tabelle 14 zusammenfassen. Der berechnete Mittelwert ist ein Maß dafür, wie sehr sich das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS) in den Wiederholungen der gleichen Betriebspunkte unterscheidet. Ist dieser klein, besteht kaum ein Unterschied im Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS), werden Betriebspunkte wiederholt.

Tabelle 14: Ergebnisse – Montagefall 1 vs. Montagefall 2

| Ritzel | Montagefall zwischen WDH von Betriebspunkten | Mittelwert für Unsicherheit das AOS zu wiederholen in dB ( $\bar{kl}$ ) | Standardabweichung des Mittelwerts in dB, der linken Spalte ( $s_{\bar{kl}}$ ) |
|--------|--|---|--|
| 0      | Montagefall 1                                | 4.04  | 2.30   |
| 1      | Montagefall 2                                | 4.11  | 3.49   |
| 2      | Montagefall 2                                | 4.73  | 3.49   |
| 3      | Montagefall 2                                | 3.03  | 2.38   |

Basierend auf Tabelle 14 ist die Wiederholbarkeit von AOS Ritzel 1&2 Montagefall 2 schlechter als bei Ritzel 3. Ritzel 0 Montagefall 1 schneidet vergleichbar mit Ritzel 3 Montagefall 2 ab. Für eine Analyse des Einflusses des Montagefalls auf die AOS sind mehr Aspekte notwendig als die in Tabelle 14 aufgeführten Kennwerte.

#### Grundlegende Vergleichbarkeit der Verläufe zwischen den Ritzeln

Es besteht eine grundlegende Vergleichbarkeit zwischen den AOS der Ritzel. Die Mittelwerte der Stichprobe weisen ritzelübergreifend ähnliche Verläufe und Absolutwerte auf, abgebildet

im oberen Plot Abbildung 35 & Abbildung 37. Dies bestätigt sich auch für Ritzel 2 Schädigungsgrad 0 und Ritzel 3 Schädigungsgrad 0.

### An welchen Ordnungen ist die Wiederholbarkeit beeinflusst

Um eine Aussage über den Einfluss des Montagefalls auf die Wiederholbarkeit von AOS zu machen, ist die Darstellung in Abbildung 38 hilfreich. Dargestellt ist in Abbildung 38 der untere Plot aus Abbildung 37 für jedes Ritzel, also die ritzelspezifische Unsicherheit eine AOS zu wiederholen. Der vertikale Abstand der schwarzen Kreise zur grauen horizontalen Linie spiegelt ein Maß für  $s_{\bar{k}l}$  wider, während  $\bar{k}l$  der horizontalen grauen Linie entspricht.

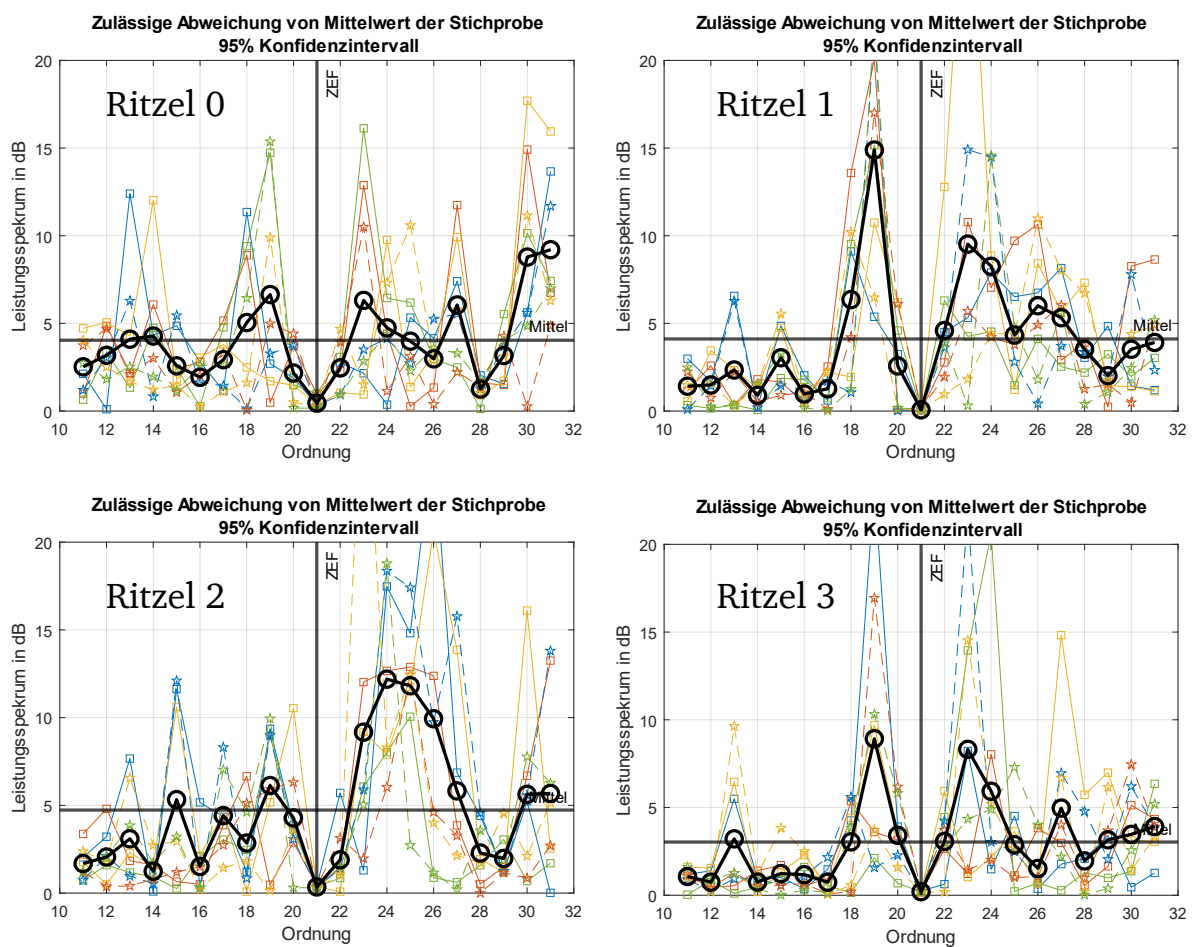


Abbildung 38: Zusammenfassung der Unsicherheit der Wiederholbarkeit von AOS – Montagefall 1 vs. Montagefall 2

Folgende Analyse bezieht sich auf Abbildung 38:

In der Analyse der Lage der schwarzen Kreise bezüglich der grauen horizontalen Linie wird klar, dass Montagefall 2 einen Einfluss in den Ordnungen 17 bis 26 hat. In diesem Bereich steigen in Montagefall 2 die zulässigen Abweichungen merklich an, im Vergleich zu Montagefall 1. Dieser Anstieg ist erkenntlich durch die erhöhten Y-Werte der farbigen Linien und der



---

schwarzen Kreise, für Ritzel 1-3 im Vergleich zur Ritzel 0. Ritzel 1-3 werden im Gegensatz zu Ritzel 0, zwischen den Wiederholungen der Betriebspunkte von der Ritzelwelle entfernt (Montagefall 2) und neu aufgeschlumpft.

Zur Ursache dieser Anstiege, von Ritzel 1-3 im Vergleich mit Ritzel 0, in Ordnungen 17 bis 26 können potenziell folgende Zusammenhänge verantwortlich gemacht werden:

- Durch das Aufpressen des Ritzels auf die Ritzelwelle wird das schwingungsfähige System in Abbildung 4 verstimmt und ruft deshalb zwischen den Wiederholungen der Betriebspunkte ein verschiedenes Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes hervor, was die erhöhte Unsicherheit in Montagefall 2 erklären kann.
- Der betrachtete Zeitraum in der Analyse von einer Sekunde stellt nicht sicher, dass immer zum gleichen Zeitpunkt innerhalb der Auswertesekunde genau die gleichen Zähne von Rad und Ritzel im Kontakt sind. Dies wäre ein Effekt, welcher jedem Zahn eine spezifische Steifigkeit und Dämpfung zuweist, welche stark von den anderen abweicht.
- Während der Versuche ist immer das gleiche Rad verbaut. Dies kann zwischen den Wiederholungen der Betriebspunkte unterschiedlich geschädigt werden.
- Zwischen den Wiederholungen der Betriebspunkte ändert sich die Verzahnungssteifigkeit des Zahnradpaars im modifizierten Getriebe.
- Zudem muss beachtet werden, dass der Stichprobenumfang mit zwei Wiederholungen der Betriebspunkte klein ist und statistische Kennwerte immer mit einer gewissen Vorsicht zu betrachten sind.

Endgültig ist nicht zu erklären, warum in Ordnungen 17 bis 26 die Unsicherheit bei Montagefall 2 zunimmt, Punkte 1 und 5 der oberen Aufzählung sollten jedoch im Projektfortschritt verstärkt untersucht werden. Es wird im Weiteren davon ausgegangen, dass durch Montagefall 2 das schwingungsfähige System des modifizierten Getriebes mehr verstimmt wird als durch Montagefall 1. Dies heißt im Umkehrschluss, dass nach dieser These das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes merklich verändert wird, sobald ein Ritzel neu auf die Ritzelwelle aufgedrückt wird. Deshalb wird im Folgenden für eine bessere Vergleichbarkeit der Daten Montagefall 1 vorausgesetzt.

## 5.2 Wiederholbarkeit des Schwingungsverhaltens Montagefall 1

In Messreihe 3 werden insgesamt drei baugleiche Ritzel vermessen. Für den Tausch zwischen den Ritzeln ist Montagefall 2 zwingend notwendig. Es soll herausgefunden werden, ob sich das Schwingungsverhalten von drei baugleichen Ritzeln unterscheidet, werden die Betriebspunkte dreimal wiederholt und dazwischen Montagefall 1 durchgeführt, also das Ritzel nicht von der Welle entfernt. In Tabelle 15 ist der dafür verwendete Umfang an Messdatenaufnahmen aufgelistet.

Tabelle 15: Umfang der Messdatenaufnahme – Wiederholbarkeit des Schwingungsverhaltens Montagefall 1

|  | Schädigungsgrad 0 | Schädigungsgrad 1 | Schädigungsgrad 2 | Schädigungsgrad 3 |
|--|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Ritzel                                       | 1, 2, 3           | 1, 2, 3           | 1, 2, 3           | 1, 2, 3           |
| Drehzahlen in 1/min                          | 300, 1300, 2000   | 300, 1300, 2000   | 300, 1300, 2000   | 300, 1300, 2000   |
| Drehmomente in Nm                            | 20, 55, 85        | 20, 55, 85        | 20, 55, 85        | 20, 55, 85        |
| Quadranten                                   | 1, 2, 3, 4        | 1, 2, 3, 4        | 1, 2, 3, 4        | 1, 2, 3, 4        |
| WDH von Betriebspunkt                        | 3                 | 3                 | 3                 | 3                 |
| Montagefall zwischen WDH von Betriebspunkten | Montagefall 1     | Montagefall 1     | Montagefall 1     | Montagefall 1     |
| Betrachtete MR-Drehzahl-Encoder              | Speedsensor       | Speedsensor       | Speedsensor       | Speedsensor       |
| Messreihe                                    | Messreihe 3       | Messreihe 3       | Messreihe 3       | Messreihe 3       |

---

## 5.2.1 Schritte der Analyse

---

Die Analyseschritte umfasst den Vergleich des Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS) mit dem Intervall des wahren Mittelwerts 95% Konfidenzintervall (IWM95). Das Vorgehen ist identisch zu Kapitel 4.2.1. Nur in diesem Fall wird nicht das AOS mit Schädigungsgrad und das IWM95 ohne Schädigungsgrad einem Vergleich unterzogen. In diesem Abschnitt ist es von Interesse zu untersuchen, ob drei Wiederholungen des Betriebspunkts unter gleichen Bedingungen unterschiedliche AOS hervorrufen. Ziel ist es einen prozentualen Wert zu generieren, welcher betitelt, wie sehr sich die AOS von drei Wiederholungen unter gleichen Bedingungen unterscheiden. Die Analyse wird am Beispiel für Ritzel 1 Schädigungsgrad 0 und Betrieb im ersten Quadranten erklärt und ist in Abbildung 39 verbildlicht. In Kapitel 4.2.1 ist im Detail erklärt, wie das Balkendiagramm in Abbildung 36 abgeleitet wird, auf die gleiche Art werden die Balkendiagramme in Abbildung 39 abgeleitet. Es werden nur andere Messdaten für das Generieren des IWM95 und des AOS verwendet. Für das Beispiel in Abbildung 39 werden die in Tabelle 16 zusammengefassten Daten für die einzelnen Balkendiagramme verwendet, jede Zeile stellt einen der drei durchführbaren Kreuzvergleiche dar.

Tabelle 16: Zusammenfassung welche Messungen für das IWM95 verwendet werden und welche zur Bestimmung der AOS – Kapitel 5.2.1

| Plot in Abbildung 39 | Jede Kombination aus Drehmoment und Drehzahl in Quadranten | Messungen für IWM95, WDH von Betriebspunkt | Messung für AOS, WDH von Betriebspunkt |
|----------------------|--|--|--|
| oberer               | 1  | 1, 2                                       | 3                                      |
| mittlerer            | 1  | 2, 3                                       | 1                                      |
| unterer              | 1  | 1, 3                                       | 2                                      |

Durch den Kreuzvergleich der drei Wiederholungen, werden immer zwei der Wiederholungen des gleichen Betriebspunkts in ein IWM95 überführt und aus der verbleibenden Wiederholung das AOS zum Vergleichen gebildet.

Ritzel 1 | Quadrant 1 | Schaden 0 | Sensor Speed | Demontage nur Deckel

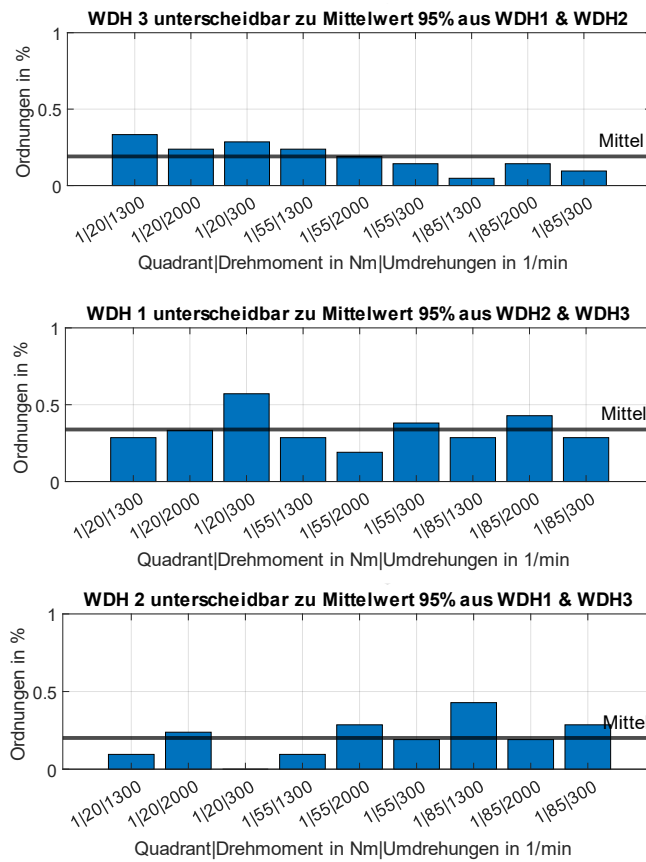


Abbildung 39: Vergleich von IWM95 mit AOS. Ritzel 1, Schädigungsgrad 0, Quadrant 1– Änderung des Schwingungsverhalten Montagefall 1

Der folgende Absatz beschreibt Abbildung 39. Wie in Abschnitt 4.2.1 beschrieben ist die horizontale Linie mit der Beschriftung „Mittel“ für das jeweilige Balkendiagramm beschreibend dafür, wie viel Prozent der Ordnungen einer AOS von dem IWM95 unterschieden werden können. Die horizontale Linie wird erzeugt, indem der empirische Mittelwert aus den Balken eines Plots gebildet wird. Der empirische Mittelwert wird zur weiteren Analyse verwendet.

Jedes Ritzel in einem Schädigungsgrad wird in allen vier Quadranten betrieben. Wird das gleiche Vorgehen wie für Abbildung 39 für alle Quadranten angewendet, führt dies zu Abbildung 40. In Abbildung 40 ist ein Ritzel in einem Schadensfall und allen Betriebspunkten untersucht.

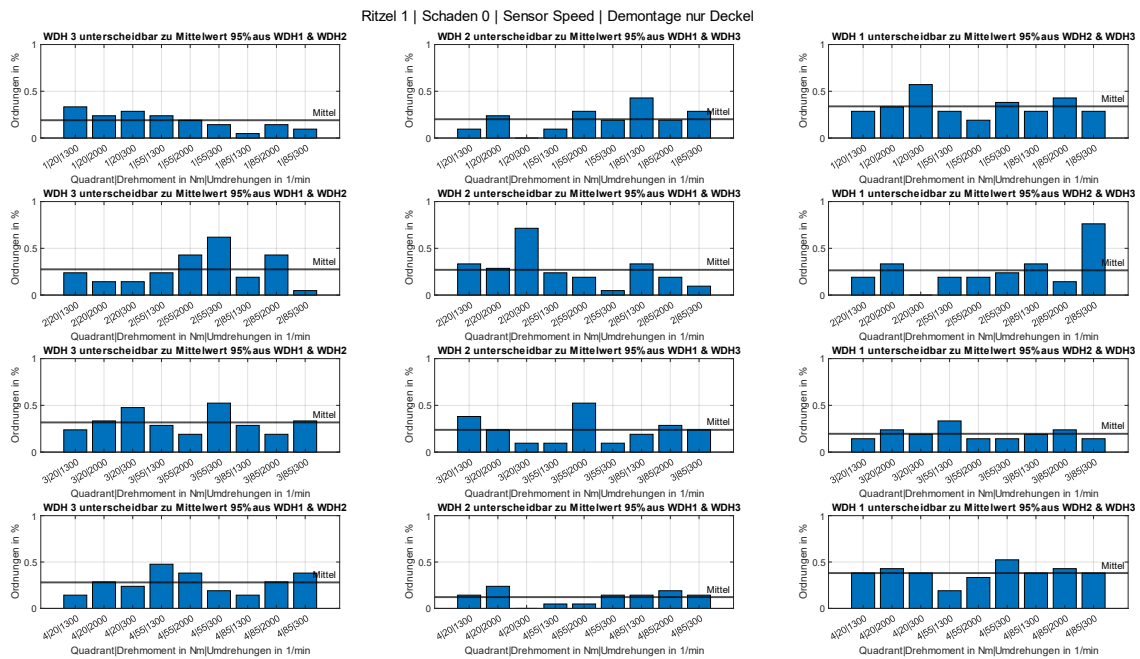


Abbildung 40: Vergleich von IWM95 mit AOS. Ritzel 1, Schädigungsgrad 0, alle Quadranten – Änderung des Schwingungsverhalten Montagefall 1

Aus Abbildung 40 wird zur vereinfachten Darstellung nur noch der Y-Wert der horizontalen Linie in Tabelle 17 festgehalten, da dieser zur Beurteilung der Wiederholbarkeit einer AOS unter gleichen Bedingungen ausreichend ist.

Tabelle 17: Vergleich von IWM95 mit AOS. Ritzel 1, Schädigungsgrad 0, Quadranten 1-4 – Prozentuale Unterscheidbarkeit der Ordnungen der AOS von IWM95

| Prozentuale Unterscheidbarkeit AOS zu IWM95 | Ritzel 1 Schädigungsgrad 0 |                   |                   |
|---|----------------------------|-------------------|-------------------|
|   | WDH 1&2 vs. WDH 3          | WDH 1&3 vs. WDH 2 | WDH 2&3 vs. WDH 1 |
| Quadrant 1                                  | 0.190                      | 0.201             | 0.339             |
| Quadrant 2                                  | 0.275                      | 0.270             | 0.265             |
| Quadrant 3                                  | 0.317                      | 0.238             | 0.196             |
| Quadrant 4                                  | 0.280                      | 0.122             | 0.381             |

Die 12 Mittelwerte in Tabelle 17 weisen kein bestimmtes Muster auf und liegen in einem vergleichbaren Wertebereich, deshalb ist es zulässig den Mittelwert aus den 12 Zellen zu bilden. Dieser Mittelwert beschreibt für ein Ritzel in einem Schädigungsgrad, wie viel Prozent der Ordnungen sich in einem AOS unterscheiden lassen, werden diese aus Daten basierend auf gleichen Aufnahme-Bedingungen abgeleitet und das Ritzel nicht von der Ritzelwelle entfernt.

Das Ableiten von Tabelle 17 ist für den definierte Umfang in Tabelle 15 genau 12-mal möglich. Der Mittelwert aus den 12 Zellen der oberen Tabelle kann somit auch 12-mal berechnet werden. In Tabelle 18 ist der Mittelwert dargestellt, welcher einen Anhaltspunkt gibt, wie viel Prozent der 21 Ordnungen sich unterscheiden, wird das AOS für gleiche Bedingungen wiederholt und das Ritzel nicht von der Ritzelwelle entfernt.

Tabelle 18: Ergebnis: Vergleich von IWM95 mit AOS. Ritzel 1-3, Schädigungsgrad 0-3, Quadranten 1-4 – Prozentuale Unterscheidbarkeit der Ordnungen der AOS von IWM95

| Prozentuale Unterscheidbarkeit AOS zu IWM95 | Schädigungsgrad 0 | Schädigungsgrad 1 | Schädigungsgrad 2 | Schädigungsgrad 3 |
|---|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Ritzel 1                                    | 0.256             | 0.246             | 0.251             | 0.253             |
| Ritzel 2                                    | 0.251             | 0.254             | 0.257             | 0.239             |
| Ritzel 3                                    | 0.246             | 0.250             | 0.253             | 0.247             |

Eine Interpretation von Tabelle 18 ist in Kapitel 5.2.2 durchgeführt.

### 5.2.2 Ergebnisse der Analyse

Das Ergebnis der Analyse aus Kapitel 5.2.1 ist in Tabelle 18 zusammengefasst und kann wie folgt interpretiert werden und ist für alle Daten aus Messreihe 3 gültig:

- Wird ein Ritzel zwischen Wiederholungen der Betriebspunkte nicht von der Welle entfernt, sondern nur der Getriebedeckel demontiert (Montagefall 1), ist das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS) an 25% der 21 Ordnungen verschieden. Dies gilt für den Speedsensor.
- Die obere Aussage ist unabhängig von Ritzel und Schädigungsgrad. Das bedeutet, dass der Speedsensor das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS) mit geschädigtem und unbeschädigtem Ritzel gleich gut auflösen kann, für jedes vermessene Ritzel.
- Es ist zulässig den empirischen Mittelwert des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes (AOS) aus mehreren Wiederholungen zu bestimmen, wenn zwischen den Wiederholungen Montagefall 1 angewendet wird. Dabei muss beachtet werden, dass sich 25% der Ordnungen unterscheiden können.
- Ein Einfluss des Montagefalls 1 auf das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes ist nicht auszuschließen, da bei einem 95% Konfidenzintervall nicht 5% der Ordnungen verschieden sind, sondern 25% der Ordnungen.

Eine Wiederholbarkeit des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes (AOS) liegt ritzelintern in Messreihe 3 vor, da zwischen den ritzelinternen Wiederholungen das Ritzel nicht

demontiert wird. Zudem ist es zulässig die ritzelinternen AOS mit geschädigtem und mit unbeschädigtem Ritzel zu vergleichen, da der Speedsensor die AOS gleich gut auflösen kann unabhängig des Schädigungsgrads. Von einem ritzelübergreifenden Vergleich wird abgeraten, da hier mindestens einmal das Ritzel von der Welle entfernt werden muss und ein anderes Ritzel aufgeschraubt wird, was nach Abschnitt 5.1.2 zu einer Verstimmung des schwingungsfähigen Systems modifiziertes Getriebe führt.

Was unter einem ritzelinternen Vergleich und ritzelübergreifenden Vergleich verstanden wird ist exemplarisch in Tabelle 19 ausgeführt. Es sind nur Vergleiche von AOS desselben Ritzels zulässig, wird es nicht von der Ritzelwelle demontiert.

Tabelle 19: Beispiel für Arten von zulässigen Vergleichen – ritzelintern und ritzelübergreifend

|                             | Ritzelinterner Vergleich                                       | Ritzelübergreifend Vergleich   |
|-----------------------------|--|--|
| Bsp. AOS 1                  | Ritzel 1/Schädigungsgrad 0                                     | Ritzel 1 Schädigungsgrad 0   |
| Bsp. AOS 2                  | Ritzel 1/Schädigungsgrad 3                                     | Ritzel 0 oder Ritzel 2 oder Ritzel 3 Schädigungsgrad 3                 |
| Zulässigkeit des Vergleichs | ja, solange nur ein Montagefall 1 zwischen den Messungen liegt | nein, da ein Montagefall 2 für den Wechsel der Ritzel stattfinden muss |

## 6 Identifikation von Schäden im Ordnungsspektrum

Nach den Voruntersuchungen widmet sich dieses Kapitel den ritzelinternen Vergleichen der Änderung des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes, welches feststellbar ist, wenn ein beschädigtes Ritzel im Betrieb ist. Dazu wird im ersten Schritt eine Eingrenzung der betrachteten Ordnungen und Betriebspunkte durchgeführt. Im Anschluss wird für Messreihe 3 erarbeitet, wie sehr sich das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes im Betrieb mit geschädigten Ritzeln verändert. Eine ähnliche Analyse wird auch für Messreihe 1 durchgeführt.

### 6.1 Eingrenzung der Ordnungen & Betriebspunkte

Die AOS wird genutzt, um das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes zu beschreiben. Mit dem in Abschnitt 3.4.2 vorgestellten Vorgehen lässt sich durch Differenzbildung von zwei AOS der Unterschied in diesen verdeutlichen. Nach Anwenden des Vorgehens aus Abschnitt 3.4.2 auf Daten in Messreihe 3 können Ordnungen identifiziert werden, welche bei Betrieb des modifizierten Getriebes mit geschädigtem Ritzel verstärkt amplitudenmoduliert werden. Abbildung 41 zeigt das eben beschriebene Vorgehen graphisch.

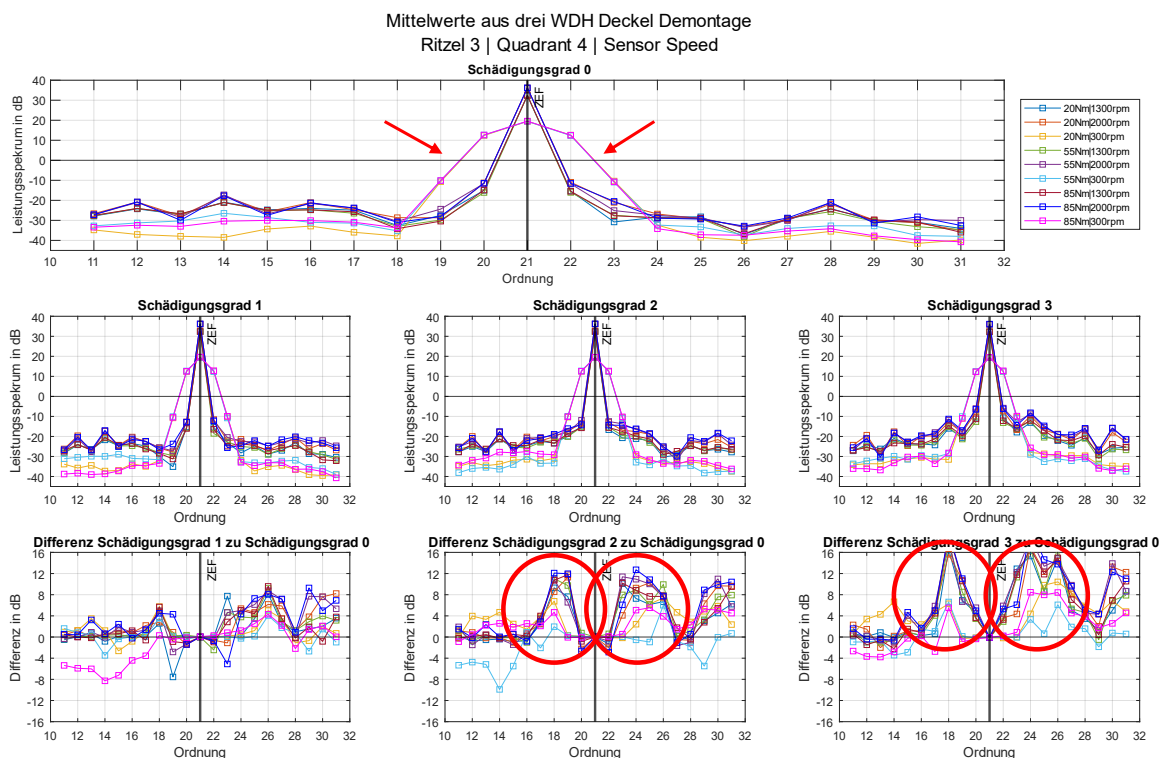


Abbildung 41: Vergleich von zwei AOS: Referenzgröße Schädigungsgrad 0, Vergleichsgröße Schädigungsgrad 1-3

In Abbildung 41 sind gemittelte AOS aus drei Wiederholungen der Betriebspunkte dargestellt, für Ritzel 3 in Betriebspunkten des vierten Quadranten. In Messreihe 3 wird ein Betriebspunkt dreimal wiederholt, der empirische Mittelwert der AOS der drei Wiederholung eines



---

Betriebspunkts ist in Abbildung 41 dargestellt und damit die Differenz bestimmt. Im oberen Plot ist die Referenzgröße abgebildet, das AOS für Schädigungsgrad 0. In den mittleren Plots sind die Vergleichsgrößen dargestellt, die AOS für Schädigungsgrad 1-3. In den unteren Plots ist von der Vergleichsgröße jeweils die Referenzgröße subtrahiert. Wie durch die roten Kreise markiert, ist eine merkliche Erhöhung in der Schwingungsamplitude des modifizierten Getriebes in den Ordnungen 16 bis 26 festzustellen, ist ein Ritzel mit Schaden im Betrieb. Zudem ist die Amplitudenmodulation bei der ZEF vernachlässigbar klein, werden geschädigte Ritzel im modifizierten Getriebe betrieben. Bei der ZEF ist keine Differenz der Schwingungsamplitude zwischen Betrieb mit geschädigtem Ritzel und Betrieb mit unbeschädigtem Ritzel feststellbar, in den unteren Plots ist der Y-Wert immer Null bei Ordnung 21.

Eine zweite Erkenntnis ist auch, dass der Verlauf der AOS mit Drehzahlen von 300 1/min (pinke, gelbe, hellblaue Linien) von den Verläufen der AOS mit Drehzahlen größer 1300 1/min abweicht. Dies ist durch die roten Pfeile im oberen Plot markiert, der pinke Verlauf ist von den restlichen zu unterscheiden. Dieses Phänomen ist auch feststellbar in den Schädigungsgraden 1-3, mittlere Zeile Abbildung 41. Zudem ist kaum ein systematischer Unterschied zwischen den AOS mit einer Drehzahl von 1300 1/min und einer Drehzahl von 2000 1/min feststellbar. Auch hat das Drehmoment keinen systematischen Einfluss.

Wird Abbildung 41 für weitere Ritzel und Betriebspunkte aus Messreihe 3 gebildet, sind die oben genannten Effekte auch dort feststellbar.

Auf Grund der in allen Messungen der Messreihe 3 auftretenden genannten Auffälligkeiten werden für Kapitel 6 folgende Einschränkungen getroffen:

- Das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS) wird nur noch an den Ordnungen 16, 17, 18, 19, 20, 22, 23, 24, 25, 26 betrachtet. An der Bestimmung der AOS ändert sich nichts zum definierten Vorgehen in Kapitel 3.2, es werden in Plots lediglich nicht mehr alle ganzzahligen Ordnungen zwischen 11 und 31 dargestellt.
- Da der Verlauf der AOS mit Drehzahlen von 300 1/min stark von AOS mit Drehzahlen größer 1300 1/min abweicht, werden diese in Kapitel 6 von der Betrachtung ausgeschlossen.
- Es wird in Kapitel 6 kein Unterschied zwischen den Drehzahlen 1300-2000 1/min und Drehmomenten 20-85Nm gemacht. Dies liegt darin begründet, dass den Änderungen der Betriebspunkte keine systematischen Änderungen der AOS zuzuweisen sind.

Werden die oberen Punkte in einer Analyse beachtet, ist für den Einfluss auf die AOS nur das Ritzel, der Schädigungsgrad und der Quadrant zu beachten. Dies ist gültig, werden nur Betriebspunkte mit Drehzahlen größer 300 1/min und Drehmomenten von 20-85Nm für die Analyse herangezogen. Die gemachten Einschränkungen helfen dabei, mit dem geringen Stichprobenumfang eine erste allgemeingültige Aussage für die Änderung des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes durch Betrieb mit geschädigten Ritzeln zu machen. Die formulierten Einschränkungen sind basierend auf der Analyse mehrerer Plots entstanden und dürfen zu anderen Auswertungszwecken verändert werden. Im Kapitel 8 wird eine Empfehlung gegeben, wie die AOS mit Drehzahlen von 300 1/min an die anderen Verläufe angepasst werden kann.

---

## 6.2 Messreihe 3

---

Grundsätzlich stellt Messreihe 3 eine gute Grundlage dar, die Änderungen des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes (AOS) durch Zahnschäden zu untersuchen. Jede Kombination aus Ritzel/Schädigungsgrad/Betriebspunkt wird immer dreimal wiederholt. Zwischen den Wiederholungen des Betriebspunkts wird Montagefall 1 ausgeführt, also das Ritzel nicht von der Ritzelwelle entfernt. In diesem Kapitel wird eine Antwort auf die Frage „Gibt es ein ritzelspezifisches Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS)?“ gefunden. Außerdem wird eine durch den Vergleich von zwei gemittelten AOS dargestellt, wie sich das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes durch Betrieb mit Ritzelschäden verändert.

---

### 6.2.1 Schritte der Analyse

---

Werden die Einschränkungen aus Kapitel 6.1 beachtet, ist für diese Analyse nur noch eine Unterscheidung zwischen folgenden Merkmalen nötig, welche einen Einfluss auf das AOS haben:

- Ritzel
- Schädigungsgrad
- Quadrant

Tabelle 20 verdeutlicht, wie viele Fälle zu unterscheiden sind, welche ein einzigartiges AOS erzeugen, wenn der Merkmalswert Ritzel konstant gehalten bleibt. Für jedes der drei Ritzel aus Messreihe 3 kann eine solche Tabelle abgeleitet werden.

Tabelle 20: Anzahl der Fälle, wenn Merkmal Ritzel konstant gehalten wird – Messreihe 3 Identifikation von Zahnschäden im Ordnungsspektrum

|         | Ritzel | Schädigungs-<br>grad | Quadrant | Betriebs-<br>punkte,<br>Drehzahl ><br>300 1/min<br>und Dreh-<br>moment 20-<br>85Nm | WDH des Be-<br>triebspunkts |
|---------|--------|----------------------|----------|--|-----------------------------|
| Fall 1  | 1      | 0                    | 1        | 6  | 3                           |
| Fall 2  | 1      | 1                    | 1        | 6  | 3                           |
| Fall 3  | 1      | 2                    | 1        | 6  | 3                           |
| Fall 4  | 1      | 3                    | 1        | 6  | 3                           |
| Fall 5  | 1      | 0                    | 2        | 6  | 3                           |
| Fall 6  | 1      | 1                    | 2        | 6  | 3                           |
| Fall 7  | 1      | 2                    | 2        | 6  | 3                           |
| Fall 8  | 1      | 3                    | 2        | 6  | 3                           |
| Fall 9  | 1      | 0                    | 3        | 6  | 3                           |
| Fall 10 | 1      | 1                    | 3        | 6  | 3                           |
| Fall 11 | 1      | 2                    | 3        | 6  | 3                           |
| Fall 12 | 1      | 3                    | 3        | 6  | 3                           |
| Fall 13 | 1      | 0                    | 4        | 6  | 3                           |
| Fall 14 | 1      | 1                    | 4        | 6  | 3                           |
| Fall 15 | 1      | 2                    | 4        | 6  | 3                           |
| Fall 16 | 1      | 3                    | 4        | 6  | 3                           |

Jeder Fall in Tabelle 20 führt zu einem potenziell anderen Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS). Abbildung 42 zeigt drei Schritte auf, welche durchgeführt werden um eine repräsentative AOS für einen Fall aus Tabelle 20 zu generieren und mit anderen repräsentativen AOS für einen Fall zu vergleichen. Eine für jeden Fall repräsentative AOS wird unter den gemachten Einschränkungen in Kapitel 6.1 berechnet. Das bedeutet, dass aus Messreihe 3 immer 18 Messungen mit Drehzahlen größer 300 1/min und mit Drehmomenten zwischen 20-85Nm verwendet werden, um eine repräsentative AOS für jeden Fall zu bestimmen. Auch wird zwischen diesen verwendeten Messungen keine Unterscheidung gemacht, da den

Ausprägungen von Drehmoment und Drehzahl in dieser Größenordnung keine systematische Änderung des AOS nachzuweisen ist.

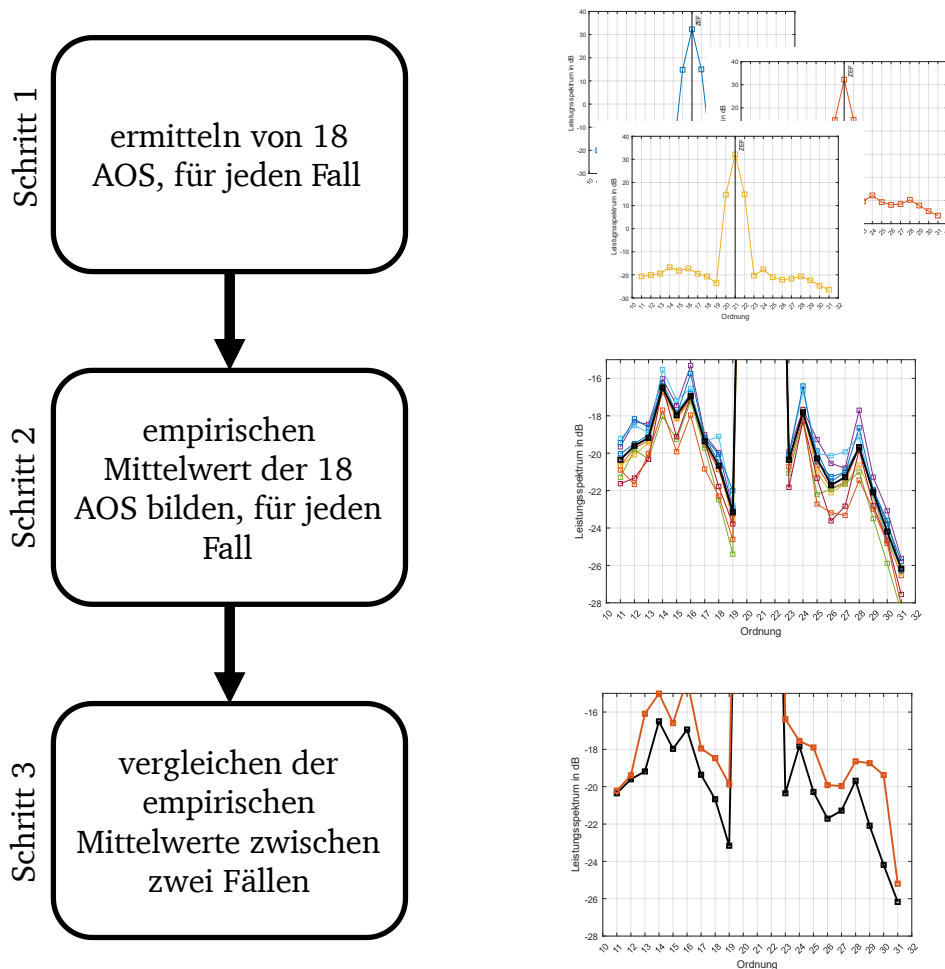


Abbildung 42: Mittelung von 18 AOS – Kapitel 6.2

Die Beschreibung der folgenden Schritte bezieht sich auf Abbildung 42, die Achsenskalierung der Plots besitzt keine Gültigkeit:

### Schritt 1

Für jeden Fall treffen 18 Messungen aus Messreihe 3 auf die gemachten Einschränkungen von Drehzahl und Drehmoment zu, aus diesen wird jeweils eine AOS nach Kapitel 3.2 erzeugt. Hinweis: Die oberen drei Plots stehen symbolisch für 18 AOS eines Falls.

### Schritt 2

Der empirische Mittelwert der 18 generierten AOS aus Schritt 1, beschreibt das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes für jeden Fall. Die so generierte repräsentative AOS eines jeden Falls wird für den Vergleich genutzt. Hinweis: Im mittleren Plot steht die schwarze Linie für den Mittelwert aus 18 AOS, welcher repräsentativ für das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS) eines Falls steht.

### Schritt 3

Schritt 2 kann für jeden Fall aus Tabelle 20 angewendet werden. Zwei in Schritt 2 gemittelte AOS können wie in Abschnitt 3.4.2 beschrieben einem Vergleich unterzogen werden. Hierbei wird als Referenzgröße immer ein Fall mit Schädigungsgrad 0 gewählt und als Vergleichsgröße ein Fall mit Schädigungsgrad 1-3. Dabei werden nur ritzelinterne Vergleiche durchgeführt. Am Ende des Vergleichs kann durch die Angabe des prozentualen Unterschieds die Referenzgröße in die Vergleichsgröße überführt werden, was der Änderung des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes durch den Betrieb mit Ritzelschaden entspricht. Hinweis: Im unteren Plot sind zwei fallbeschreibende AOS abgebildet, diese werden nach Abschnitt 3.4.2 einem Vergleich unterzogen.

#### 6.2.2 Ergebnisse der Analyse

Dieses Kapitel führt für jedes Ritzel 1-3 aus Messreihe 3 die Ergebnisse auf, wenn Analyse-schritte aus Kapitel 6.2.1 angewendet werden. In Abbildung 43 wird die Referenzgröße für den durchzuführenden Vergleich eingeführt. Die Referenzgröße stellt immer das gemittelte Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS) aus 18 Messungen dar, im Betrieb ohne Ritzelschaden. Eine solche Referenzgröße kann jeweils für Ritzel 1-3 bestimmt werden.

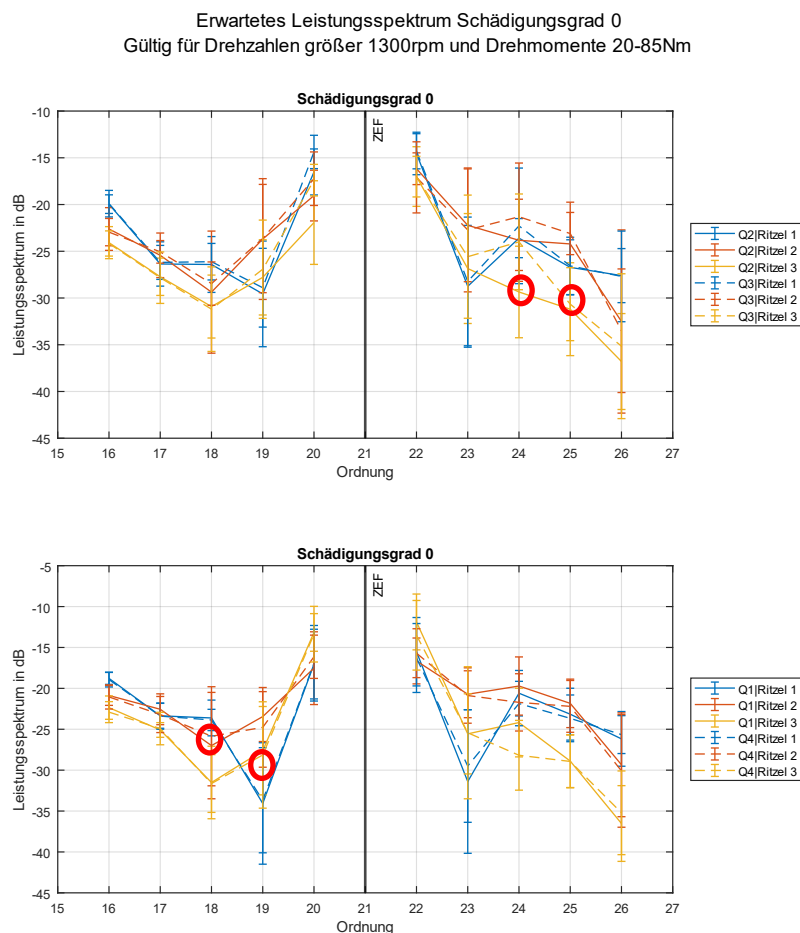


Abbildung 43: Erwartetes AOS für Ritzel 1-3 Schädigungsgrad 0 – Messreihe 3

---

Die folgenden Punkte beziehen sich auf Abbildung 43:

- Generell sind die repräsentativen AOS aller Fälle mit Schädigungsgrad 0 dargestellt. Diese sind an den Ordnungen 16, 17, 18, 19, 20, 22, 23, 24, 25, 26 dargestellt, Grund dafür sind die Erkenntnisse aus Abschnitt 6.1.
- Im unteren Plot sind nur Betriebspunkte des ersten und vierten Quadranten abgebildet und im oberen Plot nur Betriebspunkte des zweiten und dritten Quadranten. Dies hat den Grund, dass ein drehmomentrichtungsabhängiges Verhalten der AOS festgestellt werden kann. Zum Beispiel ist für das Ritzel 1 an der Ordnung 23 im oberen und unteren Plot eine verschiedene zu erwartende Schwingungsamplitude abzulesen. Innerhalb der Quadranten mit gleicher Drehmomenten-Richtung ist ein ähnliches Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS) zu erwarten.
- Es sind ritzelabhängige Unterschiede in dem zu erwartenden Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS) festzustellen. Die Verläufe der AOS von Ritzel 1-3 sind zwar im Grundsatz vergleichbar, weisen aber an gewissen Ordnungen Unterschiede auf. Dies wird durch die vertikalen Linien einer an jeder ganzzahligen Ordnungen unterstrichen und stehen für das IWM95 der jeweiligen Ordnung. Es gibt an mehreren Ordnungen den Fall, dass das IWM95 eines Ritzels außerhalb der AOS eines anderen Ritzels liegt. Zum Beispiel an Ordnungen 24 und 25 im oberen Plot.

Auf die Frage „Gibt es ein ritzelspezifisches Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS)?“ kann mit dem letzten Punkt der oberen Aufzählung eine Antwort gefunden werden. Die Ritzel haben einen Einfluss auf das AOS. Wenn eine AOS eines Ritzels nicht im IWM95 eines anderen Ritzels liegt, ist dies eine knappe Entscheidung, die AOS liegt nicht in großen Größenordnungen außerhalb des IWM95. Wird auch der moderate Stichprobenumfang von 18 Messungen beachtet, kann nicht ausgeschlossen werden, dass durch die Montage eines Ritzels ein charakteristisches Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes generiert wird. Also bestätigt Abbildung 43, dass nur ritzelinterne Vergleiche zulässig sind.

Die prozentuale Zunahme, welche die Referenzgrößen der AOS in Abbildung 43, durch den Betrieb des modifizierten Getriebes mit Ritzeln verschiedenem Schädigungsgrads erfahren, ist in Abbildung 44 dargestellt.

Erwartete Zunahme ausgewählter Ordnungen Referenz Schädigungsgrad 0  
Gültig für Drehzahlen größer 1300rpm und Drehmomente 20-85Nm

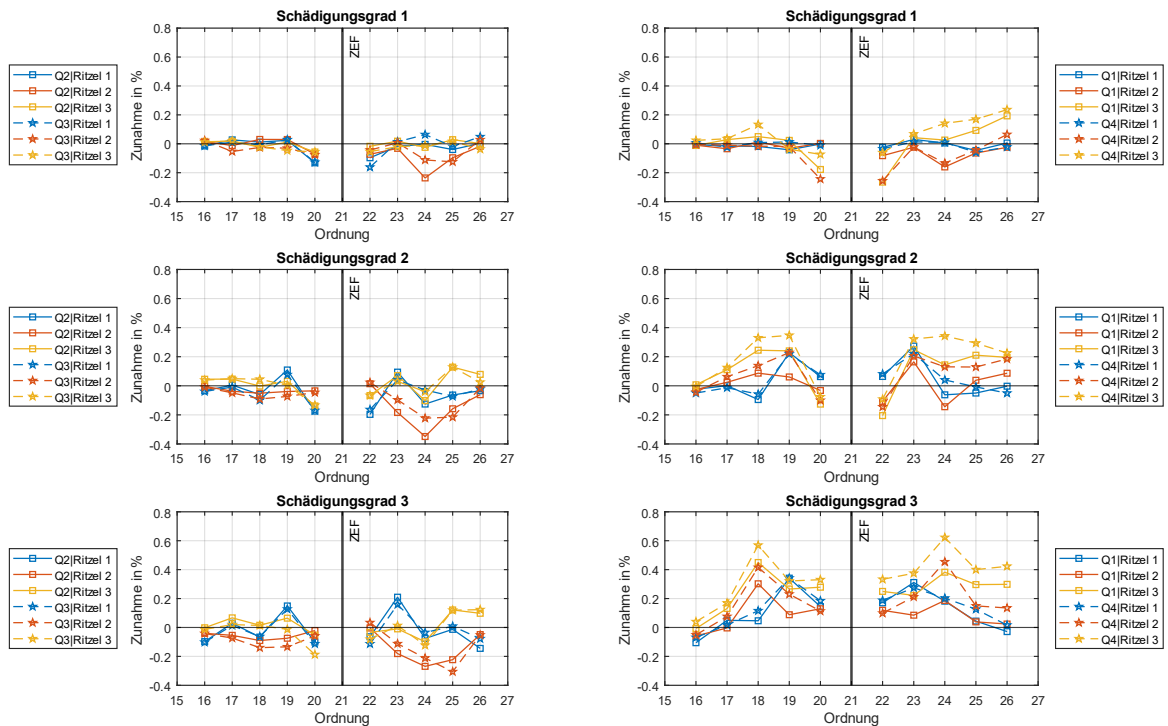


Abbildung 44: Prozentuale Zunahme der AOS ohne Ritzelschaden, wenn ein Ritzelschaden im Betrieb ist – Messreihe 3

In Abbildung 44 sind die Y-Achsen Skalierungen als ratiometrische Prozent zu verstehen, das bedeutet 1=100%. Die folgenden Punkte beziehen sich auf Abbildung 44 und sind nur gültig für das modifizierte Getriebe:

- Generell ist die prozentuale Zunahme der repräsentativen AOS aller Fälle mit Schädigungsgrad 0 dargestellt, wird das modifizierte Getriebe mit Ritzelschäden betrieben. Diese sind an den Ordnungen 16, 17, 18, 19, 20, 22, 23, 24, 25, 26 dargestellt, Grund dafür sind die Erkenntnisse aus Abschnitt 6.1.
- In der linken Spalte sind Betriebspunkte im Quadranten zwei und drei abgebildet und in der rechten Spalte Betriebspunkte im Quadranten eins und vier.
- Die Verläufe der Linien in den linken Plots ist ritzelspezifisch, keine ritzelübergreifende Systematik ist zu erkennen. Die Verläufe der Linien in den rechten Plots liefert ein anderes Bild. Vor allem die Verläufe von Ritzel 2 und Ritzel 3 sind sich sehr ähnlich, es ist immer an derselben Ordnung ein Maximum der Amplitudenmodulation festzustellen. Beispielsweise in Schädigungsgrad 2 ist bei Ordnung 23 das Maximum der Amplitudenmodulation.
- Die Zunahme der Schwingungsamplitude durch Ritzelschäden ist in Quadranten eins und vier, der rechten Spalte besser festzustellen als in der linken Spalte. Dies folgt den Erkenntnissen aus dem Bericht „Abschlussbericht\_Kooperationsprojekt Sensitec-LMT“,

---

siehe Kapitel 4. Auch in Messreihe 3 sind die Ritzelschäden an der Zahnflanke eingebracht, welche im Kontakt ist, wird der Prüfstand in Quadranten eins oder vier betrieben. **In den Quadranten zwei und drei wird keine weitere Analyse ausgeführt.**

- Eine Detektion von Schädigungsgrad 1 ist auch in Quadranten eins und vier nur schwer möglich. Dies kann an der Schrägverzahnung des modifizierten Getriebes liegen, die Schäden an einer Zahnflanke werden durch die anderen Teile der intakten Zahnflanken im Kontakt kompensiert. In einem schrägverzahnten Getriebe ist zu keinem Zeitpunkt im Betrieb nur eine Zahnflanke im Kontakt.

#### **Detektion von Schädigungsgrad 2 und Schädigungsgrad 3 - Quadranten 1 und 4**

- Die Detektion von Schädigungsgrad 2 ist für alle Ritzel am besten an Ordnung 19 und 23 zu erkennen, mittlerer Plot rechte Spalte. In dieser Ordnung ist mit der größten Amplitudenmodulation zu rechnen, nur Ritzel 2 Quadrant 1 hat in dieser Ordnung nicht die maximale Amplitudenmodulation. Wird Ritzel 2 Quadrant 1 ausgeschlossen, ist in **Ordnung 19 und 23 für alle Ritzel mit einer Erhöhung der Schwingungsamplitude von 20%** durch Schädigungsgrad 2 im Vergleich zu Schädigungsgrad 0 zu rechnen. Die Amplitudenmodulation ist um die ZEF in Schädigungsgrad zwei nicht symmetrisch, siehe orange Linien in mittlerem Plot rechte Spalte.
- Die Detektion von Schädigungsgrad 3 ist für Ritzel 2 und Ritzel 3 am besten an Ordnungen 18 und 24 zu erkennen, unterer Plot rechte Spalte. Für Ritzel 1 ist der Schädigungsgrad 3 in Ordnungen 19 und 23 zu erkennen. An den genannten Ordnungen ist mit der größten Amplitudenmodulation zu rechnen. **Für Ritzel 2 und Ritzel 3 ist in den Ordnungen 18 und 24 mit einer Amplitudenmodulation von 40%** durch Schädigungsgrad 3 bezüglich des Schädigungsgrad 0 zu rechnen.

Doch können Schädigungsgrad 2 und Schädigungsgrad 3 voneinander unterschieden werden, obwohl die absolute größte Amplitudenmodulation bei Ritzel 1 nicht von Schädigungsgrad 2 oder Schädigungsgrad 3 abhängig ist. Ritzel 1 besitzt für Schädigungsgrad 2 und Schädigungsgrad 3 bei Ordnungen 19 und 23 die gleiche maximale Amplitudenmodulation. Für die Unterscheidung der beiden Schädigungsgrade ist die relative Zunahme einzelner Ordnungen entscheidender als die absolut größte Amplitudenmodulation. Dies kann mit Abbildung 45 erklärt werden, die beiden Plots stellen den Ausschnitt der beiden unteren Plots der rechten Spalte von Abbildung 44 dar.



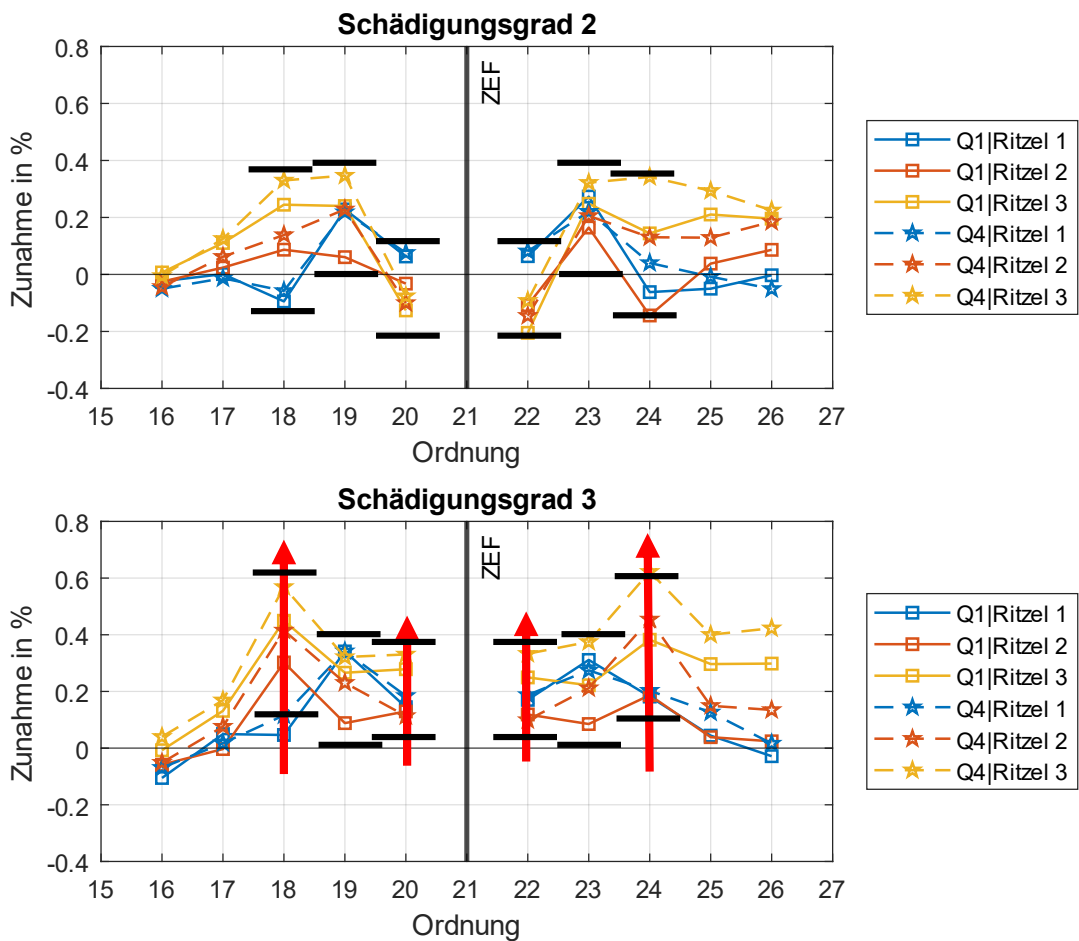


Abbildung 45: Unterscheidung von Schädigungsgrad 2 und Schädigungsgrad 3 - relative Zunahme der Ordnungen Messreihe 3

Dieser Absatz bezieht sich auf Abbildung 45. Die schwarzen horizontalen Linien haben in den Ordnungen immer den gleichen Abstand, im oberen und unteren Plot und schließen alle Y-Werte des Plots (Rechtecke und Sterne) an diesen Ordnungen ein. Das bedeutet, dass wenn sich die horizontalen Linien im unteren Plot nach oben verschieben und noch immer alle Y-Werte des Plots eingeschlossen sind, dort eine gleiche relative Änderung zwischen den beiden Plots zu erkennen ist. Werden die vier roten vertikalen Pfeile an Ordnung 18, 20, 22 und 24 betrachtet, ist erkenntlich, dass sich Schädigungsgrad 2 und Schädigungsgrad 3 an diesen Ordnungen unterscheiden lassen. Die schwarzen horizontalen Linien bewegen sich an diesen vier Ordnungen im unteren Plot nach oben, der Abstand bleibt gleich und noch immer liegen die Rechtecke und Sterne innerhalb der schwarzen horizontalen Linien. Dies spricht für eine gleiche relative Amplitudenmodulation an diesen Ordnungen für Ritzel 1-3, wird von Schädigungsgrad 2 in Schädigungsgrad 3 übergegangen.

Also ist in einer Zustandsüberwachung, welche Zahnschäden untersuchen soll, nicht nur auf die absolut größte Amplitudenmodulation zu achten, sondern auch auf die relative Zunahme der Schwingungsamplitude von bestimmten Ordnungen. Generell kann durch die Analyse zu dem Schluss gekommen werden, obwohl es ritzelspezifische Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes gibt, dass es an den gleichen Ordnungen ritzelübergreifend zu

---

Amplitudenmodulationen kommen kann. Dies ist eine entscheidende Erkenntnis für die Zustandsüberwachung von Zahnschäden. Denn wären amplitudenmodulierte Ordnungen ritzelabhängig, ist mit den klassischen Ansätzen der Zustandsüberwachung eine deterministische Erkennung der Amplitudenmodulation nicht möglich.

Zahnschäden sind leichter zu erkennen, sind diese im Zahneingriff des Zahnradpaars. Mit der durchgeführten Analyse kann auf Zahnschäden geschlossen werden, indem Amplitudenmodulationen an Harmonischen der Ritzelwellendrehfrequenz nachgewiesen werden. Mit der angewendeten Methode werden Schäden nicht nur erkannt, sondern können auch voneinander unterschieden werden.

---

### **6.3 Messreihe 1**

---

Messreihe 1 unterscheidet sich im Umfang sehr von Messreihe 3. Dennoch ist ein ähnlicher Vergleich, wie in Kapitel 6.2 durchgeführt, möglich. Denn in Messreihe 1 wird nur der Montagefall 1 genutzt, also das Ritzel nicht von der Ritzelwelle entfernt. In diesem Kapitel werden Vergleiche zwischen dem Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes im Betrieb mit Zahnschäden und im Betrieb ohne Zahnschäden gemacht.

---

#### **6.3.1 Schritte der Analyse**

---

An dieser Stelle ist nochmals auf den Umfang von Messreihe 1 hinzuweisen, hier ist besonders wichtig, wie oft die Betriebspunkte wiederholt werden. Es gelten auch für diese Analyse die in Kapitel 6.1 gemachten Einschränkungen. Generell werden die gleichen Betriebspunkte wie in Kapitel 6.2 beachtet. Mit der Ausnahme, dass Betriebspunkte in Quadranten zwei und drei nicht dargestellt werden, da in diesen keine ritzelbedingte Änderung der AOS feststellbar ist. Die Fälle, in welchen für Messreihe 1 ein verschiedenes Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes (AOS) erwartet wird, lassen sich wie in Tabelle 21 zusammenfassen. Diese ist in Anlehnung an Tabelle 20 in Kapitel 6.2 generiert. Es sind nicht alle Schädigungsgrade dargestellt, da für Schädigungsgrad 2 kaum ein Unterschied zu Schädigungsgrad 3 zu erwarten ist für Ritzel 0. Für dieses Kapitel ist die relevante Anzahl an zu betrachtenden Fällen, welche eine verschiedene AOS generieren, komplett in tabellarischer Form dargestellt und nicht nur für einen Ausschnitt wie in Kapitel 6.2. Die Analyseschritte müssen leicht abgewandelt werden zu Kapitel 6.2, bleiben im Grundsatz aber erhalten.

Tabelle 21: Fälle welche in Messreihe 1 ein unterschiedliches Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes hervorrufen

|         | Ritzel | Schädigungsgrad | Quadrant | Betriebspunkte, Drehzahl > 300 1/min und Drehmoment 20-85Nm | WDH des Betriebspunkts |
|---------|--------|-----------------|----------|---|------------------------|
| Fall 1  | 0      | 0               | 1        | 6   | 2                      |
| Fall 2  | 0      | 3               | 1        | 6   | 1                      |
| Fall 3  | 0      | 4               | 1        | 6   | 1                      |
| Fall 4  | 0      | 5               | 1        | 6   | 1                      |
| Fall 5  | 0      | 6               | 1        | 6   | 1                      |
| Fall 6  | 0      | 0               | 4        | 6   | 2                      |
| Fall 7  | 0      | 3               | 4        | 6   | 1                      |
| Fall 8  | 0      | 4               | 4        | 6   | 1                      |
| Fall 9  | 0      | 5               | 4        | 6   | 1                      |
| Fall 10 | 0      | 6               | 4        | 6   | 1                      |

An dieser Stelle ist darauf verwiesen, die Analyseschritte in Kapitel 6.2 nachvollzogen zu haben und im Folgenden werden nur Unterschiede im Vorgehen zu Kapitel 6.2 dargestellt. Zum Bilden der Referenzgröße stehen in Messreihe 1 nur zwei Wiederholungen und nicht drei Wiederholungen des Betriebspunkts von Fällen mit Schädigungsgrad 0 zur Verfügung. Zum Bilden der Referenzgröße werden also 12 Messungen verwendet. Diese werden in 12 AOS überführt und eine anschließende Mittelung führt zu den repräsentativen AOS der Fälle mit Schädigungsgrad 0. Auch die Vergleichsgröße kann für Messreihe 1 nicht mit drei Wiederholungen der Betriebspunkte gebildet werden, es stehen in den Fällen mit Zahnschaden nur 6 Messungen aus Messreihe 1 bereit. Diese 6 Messungen werden in AOS überführt und das gemittelte Ergebnis wird als Vergleichsgröße für den Vergleich genutzt.

Hinweis: Die hier erzeugten prozentualen Zunahmen des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes (AOS) durch Betrieb mit Ritzelschäden besitzen weniger statistische Sicherheit als die in Kapitel 6.2 durchgeführte Analyse.

### 6.3.2 Ergebnisse der Analyse

Die erzielten Ergebnisse aus den eingeführten Analyseschritten in Kapitel 6.3.1 werden im Laufe des Kapitels beschrieben. Die abgebildeten Plots in diesem Kapitel sind ähnlich zu Abbildung 43 und Abbildung 44, das Verständnis der beiden Plots muss vorhanden sein und kann auf die in diesem Kapitel dargestellten Abbildungen übertragen werden. Abbildungen in diesem Kapitel werden nicht ausführlich diskutiert, da ihnen nicht die gleiche statistische Sicherheit wie Abbildung 43 und Abbildung 44 zugrunde liegt, nur ein Vergleich in Anlehnung ist zulässig. Die Referenzgrößen für den Vergleich in diesem Kapitel, die repräsentative AOS eines Falls mit Schädigungsgrad 0 basierend auf 12 Messungen, ist durch Abbildung 46 dargestellt.

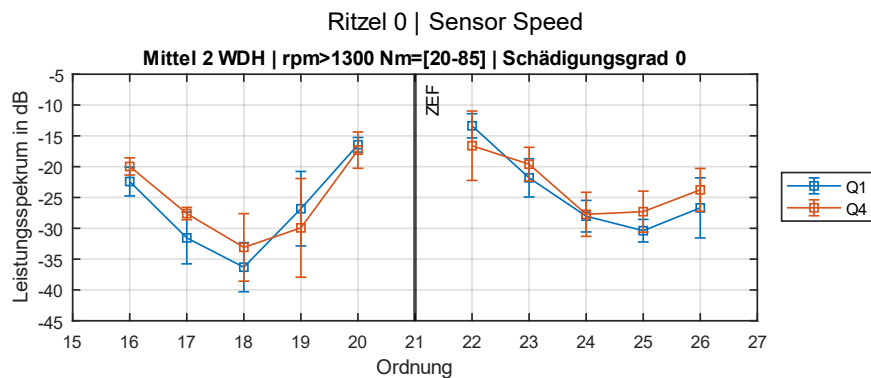


Abbildung 46: Erwartetes Ordnungsspektrum für Ritzel 0 Schädigungsgrad 0 – Messreihe 1

Von einer ausführlichen Interpretation von Abbildung 46 wird abgesehen, da der Stichprobenumfang geringer ist als bei Messreihe 3. Es sind keine direkten Vergleiche mit Abbildung 43 möglich. Dennoch ist der grundlegende Verlauf der AOS von Ritzel 0 (Abbildung 46) eine Wiederholung des Verlaufs der AOS von Ritzel 1-3 (Abbildung 43). Wie sehr das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes durch Zahnschäden an Ritzel 0 beeinflusst wird, ist in Abbildung 47 abgebildet.

Ritzel 0 | Sensor Speed  
 Zunahme Referenz Schaden 0 | rpm>1300 Nm=[20-85]

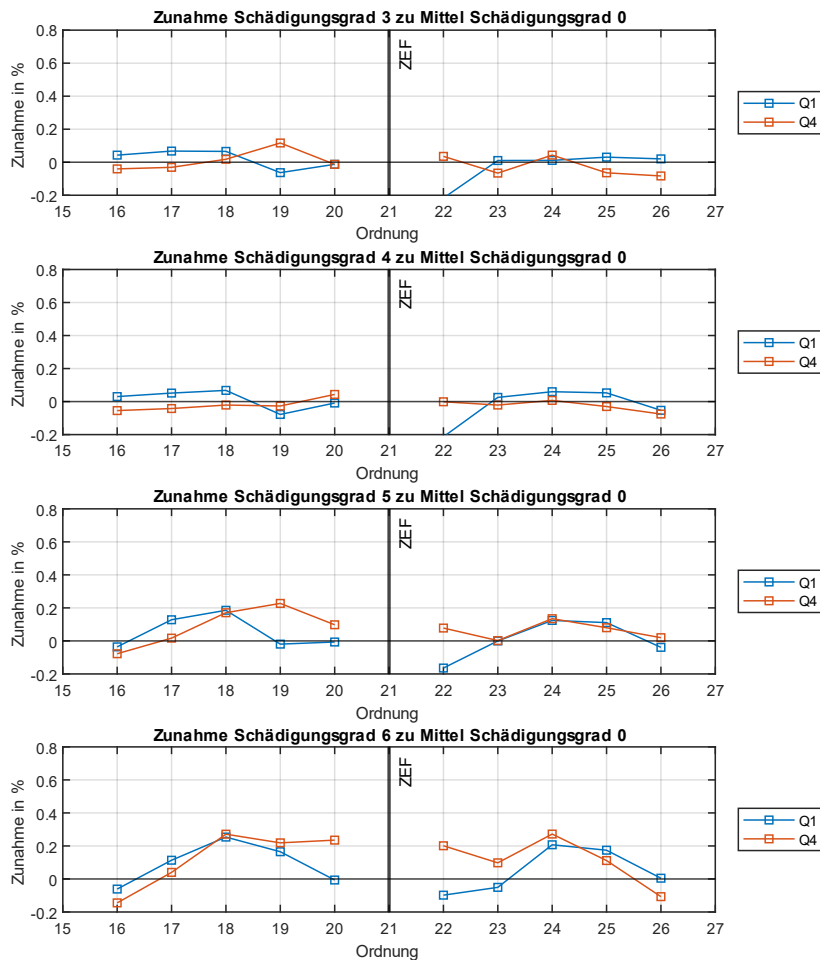


Abbildung 47: Prozentuale Zunahme der AOS ohne Ritzelschaden, wenn ein Ritzelschaden im Betrieb ist – Messreihe 1

Von einer ausführlichen Interpretation von Abbildung 47 wird abgesehen, da die Aussagen nicht auf die gleiche Weise wie für Messreihe 3 belegt werden können. Ein direkter Vergleich mit Abbildung 44 ist somit nicht möglich. Abbildung 47 gibt lediglich einen Anhaltspunkt darüber, welche Ordnungen verstärkt amplitudenmoduliert werden. In Abbildung 47 ist von oben nach unten eine verstärkte Amplitudenmodulation zu erkennen. Schädigungsgrad 6 in Ritzel 0 verursacht potenziell eine um 20% erhöhte Schwingungsamplitude in Ordnungen 18 und 24. Erst ab Schädigungsgrad 5 ist potenziell eine merkliche Amplitudenmodulation feststellbar. Ritzel 0 ist in Schädigungsgrad 6 ungefähr gleich geschädigt wie Ritzel 1-3 Schädigungsgrad 2. Warum verschiedene Ordnungen verschieden stark amplitudenmoduliert werden ist nicht eindeutig zu beantworten, da zum Ableiten der Amplitudenmodulation verschieden Messumfänge genutzt werden und die Schädigungsgrade in Ritzel 0 und Ritzel 1-3 im Detail doch verschieden sein können. Hinweis: Ritzel 0 und Ritzel 1-3 unterscheiden sich in der Schadenseinbringung.

Dennoch lässt sich mit der Analyse in diesem Kapitel zeigen, dass auch für weniger Messungen Zahnschäden in der AOS erkannt werden und verschiedene Schädigungsgrade auseinandergehalten werden können.

---

## 7 Zusammenfassung der Ergebnisse

---

In dieser Arbeit wurden grundlegende Fragestellungen für die Umsetzung einer Zustandsüberwachung für Zahnschäden in Getrieben gestellt und beantwortet. Dazu wurden drei Messreihen genutzt, welche an einem Getriebe-Schwingungs-Prüfstand durchgeführt wurden. Zwei der Messreihen wurden im Rahmen dieser Arbeit vorbereitet und durchgeführt.

Auf die Frage, welcher der MR-Drehzahl-Encoder im modifizierten Getriebe am besten für den Einsatz zur Zustandsüberwachung geeignet ist, wurde eine Antwort gefunden. Basierend auf einer Analyse der Unsicherheiten der MR-Drehzahl-Encoder, das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes aufzulösen, wurde einer der vier MR-Drehzahl-Encoder ausgewählt. Der Speedsensor hat in der Analyse durch die geringste Unsicherheit überzeugt, wofür auch der kurze Übertragungsweg von Zahneingriff zu Messstelle des Speedsensors verantwortlich gemacht wird.

Um am Ritzel des modifizierten Getriebes weitere Schadensbilder einzubringen, bei welchen das Ritzel nicht auf der Ritzelwelle montiert sein muss, wurden weitere Analysen in Messdaten aus Messreihe 2 durchgeführt. Dafür ist in Messreihe 2 zwischen jeder Wiederholung eines Betriebspunktes, das Ritzel von der Ritzelwelle demontiert worden. Endgültig ist eine Erhöhung von Schwingungsamplituden in Ordnungen neben der ZEF festgestellt worden, welche durch das Entfernen des Ritzels von der Ritzelwelle zu begründen sein kann. Danach werden nur Analysen in Messdaten durchgeführt, wenn für diese Messdaten das Ritzel nicht von der Ritzelwelle entfernt wurde.

Weiterhin war von Interesse, ob sich das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes wiederholen lässt. Dazu wurden Messungen in Messreihe 3 durchgeführt, bei der das Ritzel zwischen Wiederholungen nicht von der Ritzelwelle entfernt wird, sondern nur der Getriebedeckel neu montiert wird. Durch das Bilden von statistischen Kennwerten und dem Durchführen eines Kreuzvergleichs konnte geschlussfolgert werden, dass erwartet wird, dass 25% der 21 betrachteten Ordnungen durch die reine Deckelmontage beeinflusst werden.

Nach diesen Grundlagenuntersuchungen konnte sich dem Einfluss von Zahnschäden auf das Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes gewidmet werden. Eine Untersuchung der Amplitudenmodulation an Harmonischen der Ritzelwellendrehfrequenz hat sich als Mittel bewiesen Ritzelschäden zu identifizieren. Ritzelschäden können mit den vorgestellten Methoden erkannt und unterschieden werden für Drehzahlbereiche größer 1300 1/min und Drehmomenten im Bereich von 20-85Nm. Es wurde erarbeitet, dass neben den Ordnungen der größten Amplitudenmodulation, auch Ordnungen wichtig sind, an welchen eine kleinere Amplitudenmodulation auftritt. An diesen Ordnungen lassen sich potenziell Schädigungsgrade unterscheiden. Wichtig ist auch, dass trotz ritzelspezifischem Schwingungsverhalten des modifizierten Getriebes ritzelschadenbedingte Amplitudenmodulation an gleichen Ordnungen auftritt.

Diese Arbeit liefert Grund dafür, dass auch MR-Drehzahl-Encoder zur Detektion von Zahnschäden in Stirnradgetrieben eingesetzt werden können und in der Zustandsüberwachung zur Identifikation von Zahnschäden nicht nur auf optische Drehzahl-Encoder vertraut werden muss. Wie die präsentierten Methoden weiter verbessert werden können, ist in Kapitel 8 aufgezeigt.

---

## 8 Ausblick

---

Dieser Teil der Arbeit zielt darauf ab, basierend auf den präsentierten Ergebnissen weitere Bearbeitungsschritte einzuleiten. Als weiteren Analyseschritt der Messreihe 3 ist die Vermessung der eingebrachten Schäden an den Ritzeln zu empfehlen. Dies kann einen Weg darstellen die Unterschiede des Schwingungsverhaltens des modifizierten Getriebes unterschiedlichen Ritzelbeschaffenheiten zuzuordnen. Generell müssen für die Zukunft Methoden erarbeitet werden, welche die Ritzelschäden quantifizieren.

Die gewählten Analyse-Methoden und festgelegten Parameter in der vorliegenden Arbeit sind durch mehrere Iterationen entstanden. Deshalb kann durch eine Untersuchung der Belegung von Parametern in der Auswertung die Detektion von Zahnschäden möglicherweise verbessert werden. Es hat sich als vielversprechend herausgestellt, die Kennwerte der Eingangsgrößen (Kapitel 3.1) für die Analyse drehzahlabhängig zu gestalten. Dazu wurde eine Voruntersuchung durchgeführt, welche sich an Order Tracking im Post-Processing orientiert. In Kapitel 1.4 unter „Drehzahlabhängige Betrachtung“ ist das Prinzip von Order Tracking andiskutiert. Durch das Abtasten einer Wellenumdrehung durch immer gleich viele Punkte sollen die zahnradpaarbedingten Torsionsschwingungen besser aufgenommen werden. Das bedeutet, dass die Abtastfrequenz von der Wellendrehzahl abhängig sein muss, repräsentiert durch Gleichung (8). Ein weiterer Parameter, welcher von der Drehzahl abhängig gemacht werden kann, ist in der „spectrum“ die „Frequency Resolution“. Die in der Arbeit präsentierten Ordnungsspektren besitzen alle dieselbe X-Achsenkalierung, doch werden diese in Frequenzspektren umgewandelt, besitzen diese unterschiedliche Wertebereiche der Frequenzlimits, siehe Tabelle 22.

Tabelle 22: Unterschied des Wertebereichs der Frequenzen durch Drehzahl

| Drehzahl                    | 300 1/min = 5 1/s | 1300 1/min = 22 1/s |
|-----------------------------|-------------------|---------------------|
| Wertebereich der Ordnungen  | 11 bis 31         | 11 bis 31           |
| Wertebereich der Frequenzen | 55Hz bis 155Hz    | 242Hz bis 682Hz     |

Wird für alle Drehzahlen mit einer konstanten „Frequency Resolution“ gearbeitet, bedeutet das, dass in der Generierung von Frequenzspektren Drehzahl-Effekte auftreten. Um dies zu unterbinden, wird eine Art des Order Tracking nach (8) und eine drehzahlabhängige „Frequency Resolution“ verwendet, um den Verlauf der AOS bei 300 1/min an den Verlauf der AOS größer 1300 1/min anzupassen. Dafür werden Messungen aus Messreihe 3 verwendet. Die vorgenommenen Änderungen der Kennwerte der Eingangsparameter sind in Abbildung 48 zusammengefasst und basiert auf der Einführung eines Skalierungsfaktors, welcher die Drehzahl-Effekte eliminiert. Durch den Skalierungsfaktor werden die Messungen mit einer Drehzahl von 300 1/min an gleich vielen Punkten, wie Messungen mit einer Drehzahl von 1300 1/min, abgetastet. Dies äußert sich in einem längeren Betrachtungszeitraum. Die „Frequency Resolution“ wird mit dem Skalierungsfaktor normiert. Der Skalierungsfaktor von 1300/300 wird auf 4 gerundet, damit einfaches „downsampling“ angewendet werden kann.

Skalierungsfaktor =  $1300/300 \approx 4$

Abtastfrequenz = 20/4kHz



Betrachtungszeitraum = 0 bis 4s  
→ 20000 Datenpunkte ausgeschnitten

Frequency Resolution = 7/4Hz

Abbildung 48: Kennwerte der Eingangsparameter für eine drehzahlunabhängige Betrachtung

Werden die gleichen Daten mit dem Vorgehen aus den vorherigen Kapiteln in eine AOS überführt, ergibt sich der obere Plot in Abbildung 49. Der untere Plot in Abbildung 49 ergibt sich, wenn in das Vorgehen der vorherigen Kapitel die Änderungen aus Abbildung 48 einfließen.

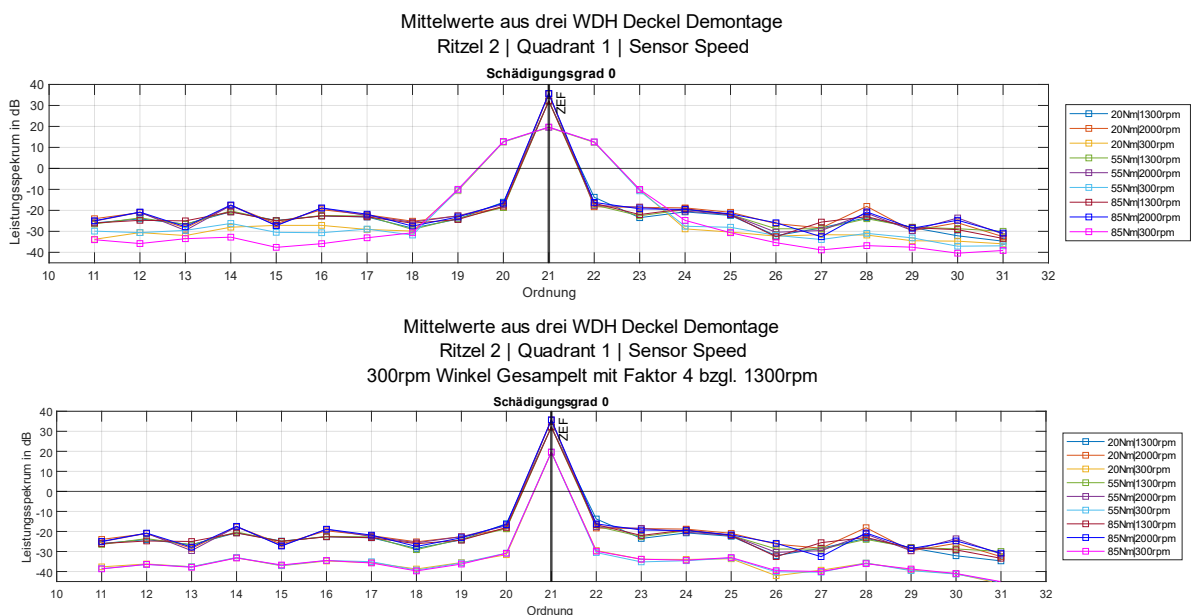


Abbildung 49: Ergebnis des Order Trackings – Einfluss auf AOS

Der Effekt des geänderten Vorgehens ist in Abbildung 49 klar erkenntlich, im unteren Plot ist keine Drehzahlabhängigkeit der Verläufe zu verzeichnen. Die AOS mit Drehzahlen von 300 1/min (pinke, gelbe und hellblaue Linie) weisen allerdings andere Absolutwerte auf, als AOS mit Drehzahlen größer 1300 1/min.

Der Effekt des Order Trackings ist auch in der Analyse der Amplitudenmodulation durch Ritzelschäden erkenntlich. Dies stellt Abbildung 50 dar, welche mit den gleichen Messaufnahmen generiert wird. Der obere Plot, Abbildung 50, ist mit der unveränderten Vorgehensweise generiert und der untere Plot wurde generiert mit der Anwendung der Änderungen aus Abbildung 48.



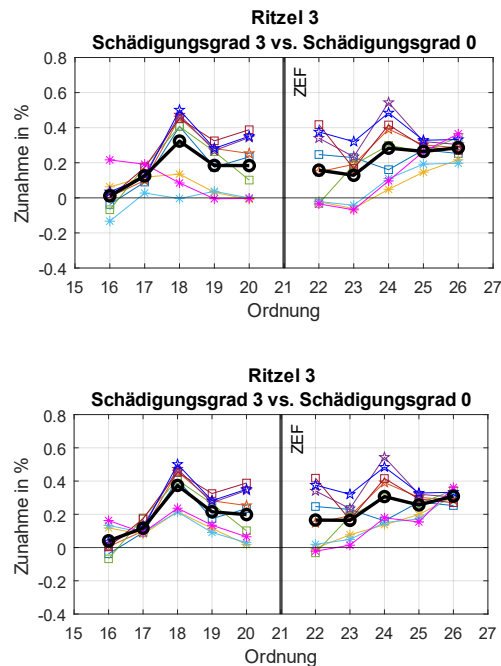


Abbildung 50: Ergebnis des Order Trackings - Amplitudenmodulation

In Abbildung 50 ist die schwarze Linie mit den Kreisen als Markierung wichtig, diese spiegelt die zu erwartende ritzelschadenbedingte Amplitudenmodulation für Drehzahlen größer 1300 1/min wider. Wie im oberen Plot zu sehen, weichen die pinke, gelbe und hellblaue Linie stark vom Verlauf der schwarzen Linie ab. Die aufgezählten Linienfarben entsprechen Messungen, welche mit 300 1/min aufgenommen sind. Im unteren Plot, Abbildung 50, sind die Änderungen aus Abbildung 48 auf das Vorgehen angewendet. Die pinke, gelbe und hellblaue Linie (300 1/min Messung) folgen dem Verlauf der schwarzen Linie und es können die gleichen Ordnungen zur Identifikation von ritzelschadenbedingter Amplitudenmodulation wie für Messungen mit Drehzahlen größer 1300 1/min angewendet werden. Das ist vorher nicht möglich gewesen.

In weiteren Arbeitsschritten im Zusammenhang mit Order Tracking und einer drehzahlabhängigen „Frequency Resolution“ muss folgendes untersucht werden:

- Wie viele Abtastpunkte pro Umdrehung sind nötig?
- Wie groß ist der Einfluss der Drehzahl/Drehmoments auf die Absolutwerte der AOS?
- Gibt es eine Drehzahlgrenze, ab welcher vom Order Tracking abgewichen werden kann?

Werden neue Versuche geplant, sollte beachtet werden, dass mit einer hohen Abtastfrequenz aufgenommen wird. Sonst kann Order Tracking nicht bei hohen Drehzahlen angewendet werden. Zudem sollte in neuen Versuchen die Messdauer gesteigert werden, weil Order Tracking bei niedrigen Drehzahlen mehr Zeit zwischen den verwendeten Abtastzeitpunkten benötigt. Außerdem sollten neue Versuchen mit einer größeren Stichprobenanzahl durchgeführt werden, um die Aussagekraft der Statistik zu erhöhen.

Wünschenswert ist auch ein Dauerversuch am modifizierten Getriebe, um die gemachten Aussagen mit realen Schäden zu überprüfen.

---

## Literaturverzeichnis

---

- Bas, E. (2020):** *Einführung in Wahrscheinlichkeitsrechnung, Statistik und Stochastische Prozesse*. Springer Fachmedien Wiesbaden. <https://doi.org/10.1007/978-3-658-32120-8>
- Bender, B. & Göhlich, D. (2020):** *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 2: Anwendungen*. Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-59713-2>
- Chin, J. (2022):** *Condition monitoring of gears using transmission error*, Dissertation, Sidney
- Coats, M. D. & Randall, R. B. (2014):** Single and multi-stage phase demodulation based order-tracking. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 44(1-2), 86–117. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2013.09.016>
- Felkaoui, A., Chaari, F. & Haddar, M. (2019):** *Rotating Machinery and Signal Processing* (Bd. 12). Springer International Publishing. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-96181-1>
- Hao, W., Guangming, D., Jin, C., Xugang, H. & Zhibing, Z. (2022):** A sparse feature extraction method based on the shiftinvariable dictionary applied in the diagnosis of gearbox with multiple faults. *Journal of Physics: Conference Series*, 2184(1), 12004. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2184/1/012004>
- Hauser, H., Kloibhofer, R., Stangl, G., Fallmann, W., Aigner, P. & Hochreiter, J. (1998):** Magneto-resistive Sensoren. *e & i Elektrotechnik und Informationstechnik*, 115(7-8), 382–390. <https://doi.org/10.1007/BF03159608>
- Klocke, F. & Brecher, C. (2017):** *Zahnrad- und Getriebetechnik: Auslegung – Herstellung – Untersuchung – Simulation*. Hanser eLibrary. Carl Hanser Verlag. <http://www.hanser-elibrary.com/doi/book/10.3139/9783446431409> <https://doi.org/10.3139/9783446431409>
- Koch, Y., Martin, G., Kirchner, E., Quirnheim Pais, D. & Slatter, R. (2022):** Feasibility study of measuring instantaneous angular speed of helical gears with magneto-resistive sensors. *Forschung im Ingenieurwesen*, 86(3), 451–459. <https://doi.org/10.1007/s10010-022-00590-2>
- Křivánek, V. (2017):** *6th International Conference on Military Technologies: ICMT 2017 : conference handbook : May 31 to June 2, 2017, Brno, Czech Republic* (First edition). IEEE. <http://ieeexplore.ieee.org/servlet/opac?punumber=7980362>
- Liang, L., Liu, F., Kong, X., Li, M. & Xu, G. (2019):** Application of Instantaneous Rotational Speed to Detect Gearbox Faults Based on Double Encoders. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 32(1). <https://doi.org/10.1186/s10033-019-0324-z>
- Pahl, G. & Beitz, W. (2007):** *Konstruktionslehre: Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung ; Methoden und Anwendung* (7. Aufl.). Springer-Lehrbuch. Springer.
- Randall, R. B. (2011):** *Vibration-based condition monitoring: Industrial, aerospace, and automotive applications*. Wiley.
- Rémond, D., Antoni, J. & Randall, R. B. (2014):** Instantaneous Angular Speed (IAS) processing and related angular applications. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 45(1), 24–27. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2013.10.015>
- Rémond, D. (1997):** Practical performances of high-speed measurement of gear transmission error or torsional vibrations with optical encoders, 1997.

- 
- Roy, S. K., Mohanty, A. R. & Kumar, C. S. (2015):** Amplitude Demodulation of Instantaneous Angular Speed for Fault Detection in Multistage Gearbox. In J. K. Sinha (Hrsg.), *Mechanisms and Machine Science. Vibration Engineering and Technology of Machinery* (Bd. 23, S. 951–961). Springer International Publishing. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-09918-7\\_84](https://doi.org/10.1007/978-3-319-09918-7_84)
- Roy, S. K., Mohanty, A. R. & Kumar, C. S. (2016):** Fault detection in a multistage gearbox by time synchronous averaging of the instantaneous angular speed. *Journal of Vibration and Control*, 22(2), 468–480. <https://doi.org/10.1177/1077546314533582>
- Sanchez-Brea, L. M. & Morlanes, T. (2008):** Metrological errors in optical encoders. *Measurement Science and Technology*, 19(11), 115104. <https://doi.org/10.1088/0957-0233/19/11/115104>
- Shao, Y., Su, D., Al-Habaibeh, A. & Yu, W. (2016):** A new fault diagnosis algorithm for helical gears rotating at low speed using an optical encoder. *Measurement*, 93, 449–459. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2016.07.013>
- Stander, C. J. & Heyns, P. S. (2005):** Instantaneous angular speed monitoring of gearboxes under non-cyclic stationary load conditions. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(4), 817–835. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2004.10.006>
- Tamminana, V. K., Kahraman, A. & Vijayakar, S. (2005):** A Study of the Relationship Between the Dynamic Factor and the Dynamic Transmission Error of Spur Gear Pairs. In *Volume 5b: Power Transmission and Gearing Conference* (S. 917–927). ASME. <https://doi.org/10.1115/DETC2005-85309>

---

## Anhang

---

### A.1 Downsampling

Downsampling wird im Rahmen dieser Arbeit nur angewendet, wenn die Ziel- und Ist-Samplerate ganzzahlige Vielfache sind. Ist die Ziel-Samplerate um z.B. vier kleiner als die Ist-Samplerate, dann wird im Rahmen dieser Arbeit nur jeder vierter Datenpunkt beachtet für die weitere Auswertung.

```
function [y,ty] = simpleDownsample(x,tx,newSampleRate)

%Downsampling of signal x, without FIR Filter
% x = signal sampled over time
% tx = time signal associated with x in Seconds
% newSampleRate = Sample Rate in Hz

oldSampleTime=tx(2,1)-tx(1,1); % sampletime of signal x in s
newSampleTime=1/newSampleRate; % new sampletime of signal x in s
if newSampleTime/oldSampleTime>1 &&
round(newSampleTime/oldSampleTime,0)==newSampleTime/oldSampleTime
    step=newSampleTime/oldSampleTime;
    idx=[1:step:size(x,1)].';
    y=zeros(size(idx)); % downsampled signal x
    ty=y; % downsampled time tx
    cntIn=0; %counter for-loop
    for ww=idx.'
        cntIn=cntIn+1;
        y(cntIn,1)=x(ww,1);
        ty(cntIn,1)=tx(ww,1);
    end
elseif newSampleTime/oldSampleTime==1
    y=x;
    ty=tx;
    disp("Ziel SampleRate gleich der Ist SampleRate, kein Downsampling stattgefunden")
elseif round(newSampleTime/oldSampleTime,0)~=newSampleTime/oldSampleTime
    error("Samplerates required to be a integer multiple")
end
```

*[Published with MATLAB® R2022b](#)*

## A.2 Student-T Verteilungsparameter

Tabelle 23: Student-T Verteilungsparameter [Bas, 2020, S. 440]

### t-Tabelle

$t_{\alpha;n}$

| $n$      | $\alpha = 0,10$ | $\alpha = 0,05$ | $\alpha = 0,025$ | $\alpha = 0,01$ | $\alpha = 0,005$ | $\alpha = 0,001$ | $\alpha = 0,0005$ |
|----------|-----------------|-----------------|------------------|-----------------|------------------|------------------|-------------------|
| 1        | 3,078           | 6,314           | 12,706           | 31,821          | 63,657           | 318,31           | 636,62            |
| 2        | 1,886           | 2,920           | 4,303            | 6,965           | 9,925            | 22,326           | 31,598            |
| 3        | 1,638           | 2,353           | 3,182            | 4,541           | 5,841            | 10,213           | 12,924            |
| 4        | 1,533           | 2,132           | 2,776            | 3,747           | 4,604            | 7,173            | 8,610             |
| 5        | 1,476           | 2,015           | 2,571            | 3,365           | 4,032            | 5,893            | 6,869             |
| 6        | 1,440           | 1,943           | 2,447            | 3,143           | 3,707            | 5,208            | 5,959             |
| 7        | 1,415           | 1,895           | 2,365            | 2,998           | 3,499            | 4,785            | 5,408             |
| 8        | 1,397           | 1,860           | 2,306            | 2,896           | 3,355            | 4,501            | 5,041             |
| 9        | 1,383           | 1,833           | 2,262            | 2,821           | 3,250            | 4,297            | 4,781             |
| 10       | 1,372           | 1,812           | 2,228            | 2,764           | 3,169            | 4,144            | 4,587             |
| 11       | 1,363           | 1,796           | 2,201            | 2,718           | 3,106            | 4,025            | 4,437             |
| 12       | 1,356           | 1,782           | 2,179            | 2,681           | 3,055            | 3,930            | 4,318             |
| 13       | 1,350           | 1,771           | 2,160            | 2,650           | 3,012            | 3,852            | 4,221             |
| 14       | 1,345           | 1,761           | 2,145            | 2,624           | 2,977            | 3,787            | 4,140             |
| 15       | 1,341           | 1,753           | 2,131            | 2,602           | 2,947            | 3,733            | 4,073             |
| 16       | 1,337           | 1,746           | 2,120            | 2,583           | 2,921            | 3,686            | 4,015             |
| 17       | 1,333           | 1,740           | 2,110            | 2,567           | 2,898            | 3,646            | 3,965             |
| 18       | 1,330           | 1,734           | 2,101            | 2,552           | 2,878            | 3,610            | 3,922             |
| 19       | 1,328           | 1,729           | 2,093            | 2,539           | 2,861            | 3,579            | 3,883             |
| 20       | 1,325           | 1,725           | 2,086            | 2,528           | 2,845            | 3,552            | 3,850             |
| 21       | 1,323           | 1,721           | 2,080            | 2,518           | 2,831            | 3,527            | 3,819             |
| 22       | 1,321           | 1,717           | 2,074            | 2,508           | 2,819            | 3,505            | 3,792             |
| 23       | 1,319           | 1,714           | 2,069            | 2,500           | 2,807            | 3,485            | 3,767             |
| 24       | 1,318           | 1,711           | 2,064            | 2,492           | 2,797            | 3,467            | 3,745             |
| 25       | 1,316           | 1,708           | 2,060            | 2,485           | 2,787            | 3,450            | 3,725             |
| 26       | 1,315           | 1,706           | 2,056            | 2,479           | 2,779            | 3,435            | 3,707             |
| 27       | 1,314           | 1,703           | 2,052            | 2,473           | 2,771            | 3,421            | 3,690             |
| 28       | 1,313           | 1,701           | 2,048            | 2,467           | 2,763            | 3,408            | 3,674             |
| 29       | 1,311           | 1,699           | 2,045            | 2,462           | 2,756            | 3,396            | 3,659             |
| 30       | 1,310           | 1,697           | 2,042            | 2,457           | 2,750            | 3,385            | 3,646             |
| $\infty$ | 1,282           | 1,645           | 1,960            | 2,326           | 2,576            | 3,090            | 3,291             |

### A.3 Vorauslegung GSP

Auszug aus dem fachgebietsinternen Bericht „Abschlussbericht\_Kooperationsprojekt Sensitec-LMT“.

Tabelle 24: Maximales axiales Wellenspiel im Betrieb des modifizierten Getriebes

| Welle         | $s_{axmax}[\mu\text{m}]$ |
|---------------|--------------------------|
| Ritzelwelle   | 117.10                   |
| Stirnradwelle | 120.05                   |

Tabelle 25: Zu erwartende radiale Veränderung des Arbeitsabstands der MR-Drehzahl-Encoder

|                                       | TA903 | (Speedsensor) | EBI7811 | AL795 |
|---------------------------------------|-------|---------------|---------|-------|
| Radiale Verlagerung [ $\mu\text{m}$ ] | 105   | 44            | 54      | 34    |

Tabelle 26: Zu erwartende Lagerfrequenzen der Antriebswelle bei 120 1/min

| Lager                                      | BPFO [Hz] | BPMF [Hz] | BSF [Hz] |
|--|-----------|-----------|----------|
| Zylinderrollenlager NJ 308 (Antriebswelle) | 9,45      | 14,5      | 9        |
| Rillenkugellager 6308 (Antriebswelle)      | 6,14      | 9,85      | 4,07     |
| Rillenkugellager 6308 (Abtriebswelle)      | 2,52      | 4,05      | 1,68     |
| Rillenkugellager 6306 (Abtriebswelle)      | 2,51      | 4,07      | 1,64     |

## A.4 Datenerfassung - Anschluss der Sensoren

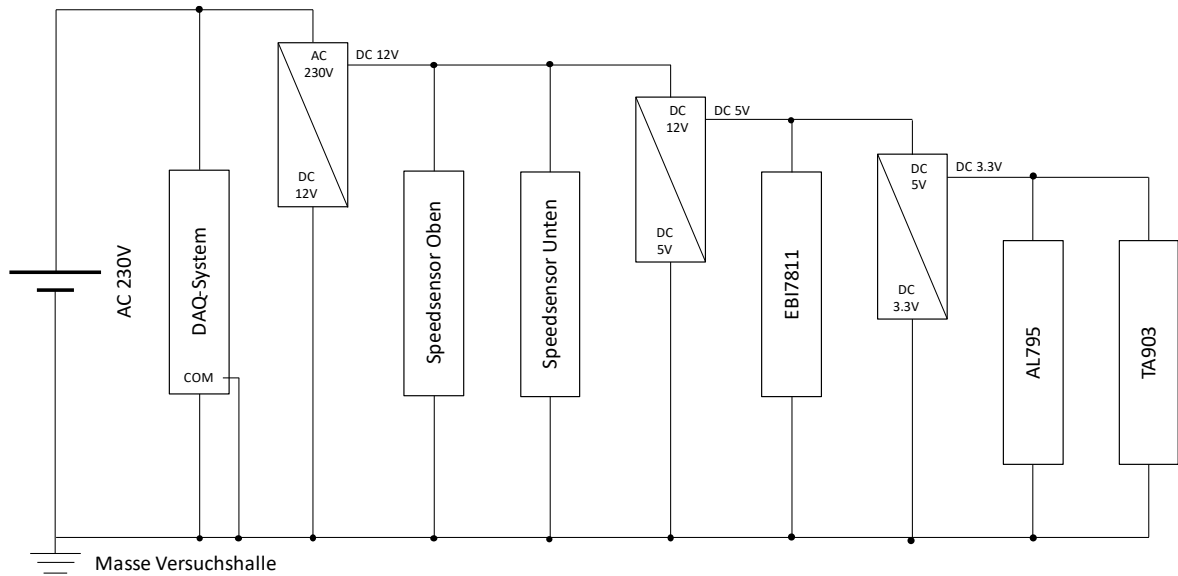


Abbildung 51: Anschluss des Messsystems und der MR-Drehzahl-Encoder an die Spannungsversorgung

Tabelle 27: Pinbelegung der Messkarten für Anschluss der Messtechnik des modifizierten Getriebes

| Messkarte                   | Kanal     | Pin | Sensor  | Signal | Farbe Kabel | Anmerkung                 |
|-----------------------------|-----------|-----|---------|--------|-------------|---------------------------|
| NI9205 (Slot 7 in cDAQ9187) | AIO0      |     | AL795   | Sin+   | Gelb        | 5-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9205 (Slot 7 in cDAQ9187) | AIO8      |     | AL795   | Sin-   | Blau        | 5-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9205 (Slot 7 in cDAQ9187) | AIO1      |     | AL795   | Cos+   | Grün        | 5-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9205 (Slot 7 in cDAQ9187) | AIO9      |     | AL795   | Cos-   | Weiß        | 5-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9205 (Slot 7 in cDAQ9187) | AIO2      |     | TA903   | Sin+   | Gelb        | 5-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9205 (Slot 7 in cDAQ9187) | AIO10     |     | TA903   | Sin-   | Blau        | 5-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9205 (Slot 7 in cDAQ9187) | AIO3      |     | TA903   | Cos+   | Grün        | 5-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9205 (Slot 7 in cDAQ9187) | AIO11     |     | TA903   | Cos-   | Weiß        | 5-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9205 (Slot 7 in cDAQ9187) | AIO4      |     | EBI7811 | Sin+   | Gelb        | 5-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9205 (Slot 7 in cDAQ9187) | AIO12     |     | EBI7811 | Sin-   | Blau        | 5-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9205 (Slot 7 in cDAQ9187) | AIO5      |     | EBI7811 | Cos+   | Grün        | 5-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9205 (Slot 7 in cDAQ9187) | AIO13     |     | EBI7811 | Cos-   | Weiß        | 5-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9401 (Slot 6 in cDAQ9187) | DIO0/PFI0 | 14  | TA903   | A+     | Orange      | 12-adrige Kabel an Sensor |
| NI9401 (Slot 6 in cDAQ9187) | DIO2/PFI2 | 17  | TA903   | B+     | Grün        | 12-adrige Kabel an Sensor |
| NI9401 (Slot 6 in cDAQ9187) | DIO4/PFI4 | 20  | AL795   | A+     | Orange      | 12-adrige Kabel an Sensor |
| NI9401 (Slot 6 in cDAQ9187) | DIO6/PFI6 | 23  | AL795   | B+     | Grün        | 12-adrige Kabel an Sensor |

| Messkarte                   | Kanal | Sensor                 | Signal | Farbe Kabel | Anmerkung   |
|-----------------------------|-------|------------------------|--------|-------------|---|
| NI9215 (Slot 8 in cDAQ9187) | 0     | Speedsensor Oben       | Sin    | Blau        | 6-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9215 (Slot 8 in cDAQ9187) | 1     | Speedsensor Unten      | Sin    | Blau        | 6-adrige Kabel an Sensor  |
| NI9234 (Slot 5 in cDAQ9187) | 0     | PCB353C03 Oben Beschl  | Acc    | -           | Blau ummanteltes Kabel NI9235 stellt Versorgungsspannung bereit   |
| NI9234 (Slot 5 in cDAQ9187) | 1     | PCB353C33 Seite Beschl | Acc    | -           | Blau ummanteltes Kabel NI9235 stellt Versorgungsspannung bereit   |
| NI9219 (Slot 4 in cDAQ9187) | 0     | PT1000                 | Temp   | -           | Orange ummanteltes Kabel NI9... stellt Versorgungsspannung bereit |

---

## A.5 Berechnung der Drehzahl

Code für die Berechnung der Drehzahl mit Analogsignalen der MR-Drehzahl-Encoder.

```
%Drehzahl-Berechnung für Analogsignale
% sin=Sinus Signal der MR-Sensoren
% cos=Cosinus Signal der MR-Sensoren
% dt=Samplezeit in Sekunden
% nofPolepairs=Anzahl der Polpaare
% --> Output der Funktion ist die Drehzahl in "1/min"
function n = DrehzahlAnalog(sin, cos, dt, nofPolepairs)
    y = unwrap(atan2(sin, cos));
    n = (diff(y)/dt)/(2*pi()*nofPolepairs)*60;
end
```

[Published with MATLAB® R2022b](#)



