

# **Akustische Untersuchung fehlerhafter Verzahnungen bei Fahrzeuggetrieben**

Bakkalaureatsarbeit

durchgeführt von

**Johanna Kerber**

Institut für Signalverarbeitung und Sprachkommunikation  
der Technischen Universität Graz

Betreuer: Dipl.-Ing. Dr. Werner Magnes

Graz, im Juli 2015

**EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Ich möchte mich außerdem bei meinem Betreuer, Hrn. Dipl.-Ing. Dr. Magnes, sowie bei meinen Arbeitskollegen, insbesondere Hrn. Dipl.-Ing. Stocker und Hrn. Dipl.-Ing. Irnberger, und meinem Vorgesetzten, Hrn. Dipl.-Ing. Imler, für die Unterstützung und das zur Verfügung stellen der Messdaten bedanken.

Graz, am

16.07.2015

Johanna Kerber

Johanna Kerber

## Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der akustischen Untersuchung von Verzahnungen bei Fahrzeuggetrieben, insbesondere den auftretenden Fehler- und Schadensarten. Zu Beginn wird ein Überblick über die Schwingungsemissionen von Verzahnungen im fehlerfreien Fall sowie bei verschiedenen Fehler- und Schadensfällen gegeben. Die verschiedenen Verzahnungsfehler werden anschließend signalanalytisch betrachtet und die Auswirkungen auf das Schwingungssignal im Zeit- und Frequenzbereich diskutiert. Eine Simulation in Matlab unterstützt die signalanalytische Untersuchung.

Der Schwerpunkt der Arbeit liegt in der praktischen Untersuchung fehlerhafter Verzahnungen. Dazu wurden fünf fehlerhafte Getriebe ausführlich vermessen und analysiert. Auswertung und Vergleich der Messdaten ermöglichten eine detaillierte Zustandsdiagnose und ergaben hilfreiche Hinweise zur Fehlererkennung bei den getesteten Zahnradgetrieben.

## Abstract

This bachelor thesis deals with the acoustic characteristics of toothings in transfer cases and axle drives, especially with different kinds of damage. It starts with a theoretical overview of the vibrations of toothings and a summary of various kinds of gear wheel damage.

Subsequently, signal analysis of toothings in standard case and error case are discussed. A simulation of gear wheel damage in Matlab supported the theoretical studies.

The main goal of this thesis is the measurement based consideration of damaged four wheel drive systems, especially toothings. Five axle drives or transfer cases were tested. The measurements were analysed and compared in detail to find indications for different error cases and to improve error detection.

## Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung .....	3
Abstract.....	3
1 Einleitung und Aufgabenstellung.....	6
2 Mechanische Grundlagen .....	8
2.1 Schwingungsverhalten von Zahnrädern.....	8
2.1.1 Änderung der Verzahnungssteifigkeit .....	8
2.1.2 Stoßanregung .....	9
2.1.3 Weitere Erregerquellen.....	10
2.2 Verzahnungsfehler und -schäden .....	11
2.2.1 Fehlerbedingte Erregungen.....	11
2.2.2 Schadensbedingte Erregungen .....	11
3 Signalanalytische Grundlagen .....	15
3.1 Signalanalytische Betrachtung von Verzahnungsfehlern .....	15
3.1.1 Einfluss verteilter Fehler .....	15
3.1.2 Einfluss von Einzelfehlern und -schäden .....	18
3.2 Vereinfachte Simulation von Zahnschäden.....	21
3.2.1 Schaden an einem Zahn.....	21
3.2.2 Verlauf der Seitenbänder .....	23
3.2.3 Schaden an zwei Zähnen .....	26
3.2.4 Ungleichmäßiger Verschleiß .....	28
3.3 Methoden der Signalanalyse .....	31
3.3.1 Analysen im Frequenzbereich.....	31
3.3.2 Analysen im Zeit-Frequenz-Bereich .....	33
3.4 Fehlererkennung bei Zahnradgetrieben .....	34
4 Vermessung fehlerhafter Getriebeelemente .....	37
4.1 Beispiel 1: Pitting an einem Kegelradgetriebe ( $z = 11$ ) .....	37
4.1.1 Prüfgetriebe .....	37
4.1.2 Messbedingungen .....	37
4.1.3 Messergebnisse .....	38
4.1.4 Diskussion .....	39
4.1.5 Kontrollzerlegung .....	41

4.2	Beispiel 2: Pitting an einem Kegelradgetriebe ( $z = 13$ ) .....	43
4.2.1	Prüfgetriebe und Messbedingungen .....	43
4.2.2	Messergebnisse .....	43
4.2.3	Diskussion .....	44
4.2.4	Kontrollzerlegung .....	45
4.3	Beispiel 3: Pitting im Kugellagerbereich .....	46
4.3.1	Prüfgetriebe und Messbedingungen .....	46
4.3.2	Messergebnisse .....	46
4.3.3	Diskussion .....	48
4.3.4	Kontrollzerlegung .....	49
4.4	Beispiel 4: Whine Noise im Fahrzeug .....	51
4.4.1	Messbedingungen .....	51
4.4.2	Messergebnisse .....	51
4.4.3	Diskussion .....	52
4.5	Beispiel 5: Unwucht .....	54
4.5.1	Messergebnisse .....	54
4.5.2	Diskussion .....	55
5	Zusammenfassung und kritische Betrachtung .....	57
5.1	Erkenntnisse aus den Messungen .....	57
5.2	Erkenntnisse aus der Simulation .....	57
6	Ausblick .....	59
	Literaturverzeichnis .....	60

# 1 Einleitung und Aufgabenstellung

Der Straßenverkehr gilt als eine der bedeutendsten Lärmquellen der heutigen Zeit, die, bedingt durch das wachsende Verkehrsaufkommen, auch weiterhin ansteigt. Gleichzeitig nimmt das Bewusstsein der Öffentlichkeit bezüglich Lärmschutz als Teil des Umweltschutzes zu und verschärfte Vorschriften aus der Politik stellen neue Anforderungen an die Automobilindustrie. Diese ist außerdem an der Zufriedenstellung ihrer Kunden interessiert und bemüht, dem Kunden einen optimalen Fahrkomfort zu bieten. Die Optimierung der Geräuschemissionen des PKWs gewinnt erheblich an Bedeutung, eine akustische Betrachtung des Fahrzeuges wird unentbehrlich.

Häufig sind es verschiedene rotierende Bauteile, die Geräuschprobleme im Fahrzeug verursachen. Bei Fahrzeuggetrieben sind vor allem Verzahnungen, Ketten oder Lager für akustische Auffälligkeiten verantwortlich. Sind derartige Bauteile durch Verschleiß beeinträchtigt oder sogar beschädigt, stellen sie häufig ein akustisches Problem dar.

In der vorliegenden Arbeit wird genauer auf Verzahnungen eingegangen. Zu Beginn war eine ausführliche Literaturrecherche notwendig, um die Geräuscherzeugung bei Zahnradern im fehlerfreien Fall nachvollziehen zu können. Zum besseren Verständnis meiner Arbeit wurden die Erkenntnisse daraus in Kapitel 2 *Mechanische Grundlagen* zusammengefasst.

Der Schwerpunkt der Arbeit wurde auf die Untersuchung von Fehler- und Schadensfällen von Verzahnungen gelegt. Kapitel 2 gibt deshalb auch einen Überblick über die an Verzahnungen auftretenden Fehler- und Schadensarten.

Kapitel 3 *Signalanalytische Grundlagen* beschäftigt sich anschließend mit den Auswirkungen verschiedener Verzahnungsfehler auf das Schwingungssignal im Zeitbereich und im Frequenzspektrum.

Der Hauptteil meiner Arbeit sollte aber die praktische Untersuchung fehlerhafter Verzahnungen darstellen (Kapitel 4). Zahnradgetriebe werden im Allgemeinen auf Getriebeprüfständen oder im Fahrzeug auf ihre Schwingungsemissionen getestet, oft weisen sie nach langen Prüfläufen bereits leichten Verschleiß auf. Treten dabei jedoch markante Zahnfehler auf, müssen diese rechtzeitig erkannt und untersucht werden.

Im Zuge meiner Bakkalaureatsarbeit sollten einige Messungen von fehlerhaften Zahnradgetrieben ausgewertet und miteinander verglichen werden. Das Ziel der Arbeit war, Hinweise zu finden, um Fehler oder Schäden erkennen, unterscheiden und vielleicht sogar annähernd lokalisieren zu können.

Diese Arbeit basiert auf meiner zweijährigen werkstudentischen Tätigkeit bei der Firma Magna Powertrain. Magna Powertrain ist spezialisiert auf Konstruktion, Entwicklung, Prüfung und Herstellung von Antriebssystemen und beliefert weltweit Kunden der Automobilindustrie. Die NVH-Abteilung (Noise Vibration Harshness) ist u.a. damit beauftragt, die Geräuschemissionen von Verteiler- und Hinterachsgetrieben zu überprüfen und nach Möglichkeit zu optimieren.

Da es für die Analyse und den Vergleich zielführend war, Beispielmessungen mit eindeutigen und auffälligen Fehlern zu verwenden, war es für mich nicht möglich, bei allen Messungen selbst beteiligt zu sein. Große Schäden sind Einzelfälle, weshalb die Messungen hier aus einer Datenbank aller Messungen der NVH-Abteilung ausgesucht wurden. Die Auswertungen der Messungen wurden im Rahmen der Bakkalaureatsarbeit durchgeführt.

Ein weiterer Punkt meiner Arbeit war es schließlich, mit vereinfachten Simulationen in Matlab, Erkenntnisse aus dem Kapitel 3 *Signalanalytische Grundlagen* nachzustellen und weiterzuführen. Die Ergebnisse werden in Kapitel 3.2 beschrieben.

## 2 Mechanische Grundlagen

### 2.1 Schwingungsverhalten von Zahnradern

Grundsätzlich erzeugt jedes Zahnradpaar, auch im fehlerlosen Fall, Schwingungen. Zwar sollte theoretisch das Abwälzen zweier Zahnräder bei rein geometrischer Betrachtung schlupffrei und ohne Stoß ablaufen, in der Praxis ist jedoch ein geräuschlose Zahnradbewegung nicht möglich.

Verantwortlich dafür sind dynamische Kräfte im Eingriff, die durch das mechanische Prinzip des Zahneingriffes entstehen. Diese treten zusätzlich zu der statischen Kraft auf, die durch das antriebsseitig eingeleitete Moment erzeugt wird und an die Abtriebsseite übertragen werden soll.<sup>1</sup>

Das Schwingungsverhalten von Verzahnungen im einwandfreien Zustand lässt sich nach [BA07], [NG02] und [HE12] durch verschiedene Quellen der inneren Erregung begründen, die im Folgenden nun näher erläutert werden.

#### 2.1.1 Änderung der Verzahnungssteifigkeit

Als Verzahnungssteifigkeit, manchmal auch Zahnfedersteifigkeit genannt, bezeichnet man den Quotient aus der am Zahn auftretende Kraft und der durch diese Zahnkraft entstehende Verformung des Zahns. Man erhält sie durch Superposition der einzelnen Steifigkeiten aller Zahnpaare, die sich gerade im Eingriff befinden.<sup>2</sup>

Beim Abwälzen eines Zahnradpaars ändert sich im Takt der Zahneingriffsfrequenz  $f_Z$  die Anzahl der im Eingriff befindlichen Zähne zwischen  $n$  und  $n+1$ . Dieser Wechsel zwischen Einzel- und Mehrfacheingriff führt dazu, dass zugleich auch die Belastung am einzelnen Zahn unterschiedlich groß wird. Es kommt zu einem Kraftabfall, jedes Mal wenn Einzel- in Mehrfacheingriff übergeht. Die Änderung der Verzahnungssteifigkeit tritt auch bei geometrisch fehlerfreien Verzahnungen auf und verursacht vor allem bei Geradverzahnungen den Großteil der Geräusch- und Schwingungsanregung.<sup>3</sup>

Dabei ist besonders die Überdeckung eines Zahnradpaars aussagekräftig.<sup>4</sup> Die Profilüberdeckung wird bei Geradverzahnungen meist zwischen 1,1 und 1,5 gewählt und beschreibt den zeitlichen Mittelwert der Anzahl der Zahnradpaare im Eingriff.<sup>5</sup> Die Gesamtüberdeckung ergibt sich aus der Summe von Profilüberdeckung und

---

<sup>1</sup> [BA07], S. 9

<sup>2</sup> [BA07], S. 11; [NG02], S. 8

<sup>3</sup> [BA07], S. 10, 11; [NG02], S. 7, 8; [HE12], S. 10

<sup>4</sup> [HE12], S. 9

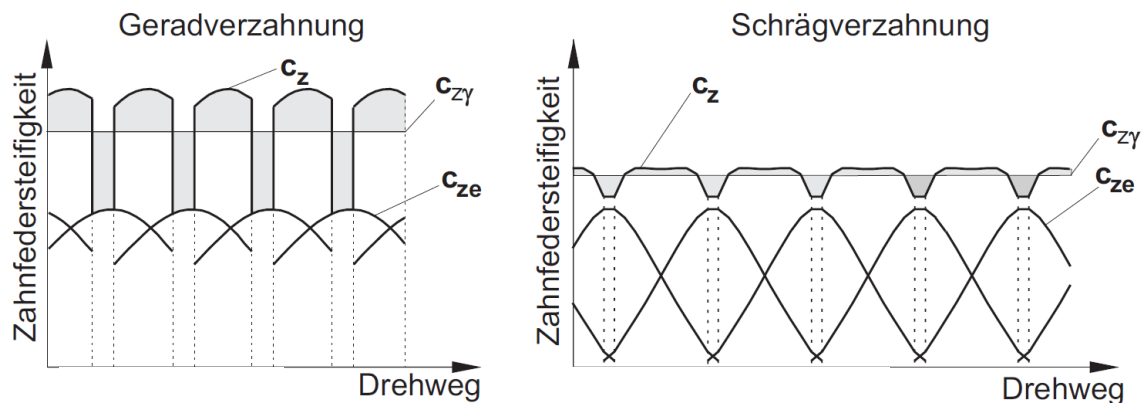
<sup>5</sup> [MA84], S. 563



Sprungüberdeckung, wobei die Sprungüberdeckung vom Schrägungswinkel der Schrägverzahnung abhängt und bei Geradverzahnungen immer gleich null ist.<sup>6</sup>

Die Schwankungen der Verzahnungssteifigkeit sind bei hoher Gesamtüberdeckung deutlich geringer, weshalb Schrägverzahnungen im fehlerlosen Zustand auch weniger Anregung als Geradverzahnungen aufweisen.<sup>7</sup>

In Abbildung 1 werden die Verläufe der Verzahnungssteifigkeit einer Geradverzahnung und einer Schrägverzahnung gegenübergestellt. Die Verzahnungssteifigkeit wird hier als Zahnfedersteifigkeit  $c_z$  bezeichnet. Ihr zeitlicher Mittelwert ist die mittlere Verzahnungssteifigkeit  $c_{zy}$ . Die Verzahnungssteifigkeit  $c_z$  ergibt sich aus den einzelnen Zahnpaarsteifigkeiten  $c_{ze}$ , die sich bei Gerad- bzw. Schrägverzahnung unterschiedlich weit überlappen. Es ergibt sich dadurch ein unterschiedlicher Verlauf der Verzahnungssteifigkeit sowie ein differenter zeitlicher Mittelwert.



**Abbildung 1:** Steifigkeitsverlauf einer Gerad- bzw. Schrägverzahnung, wobei  $c_z$  die Verzahnungssteifigkeit darstellt, die sich aus den einzelnen Zahnpaarsteifigkeiten  $c_{ze}$  zusammensetzt.  $c_{zy}$  bezeichnet die mittlere Verzahnungssteifigkeit.<sup>8</sup>

## 2.1.2 Stoßanregung

Durch die Kraftübertragung einerseits und die Elastizität der Zähne andererseits verbiegen sich die belasteten Zähne im Eingriff, eine elastische Zahnverformung findet statt. Diese bewirkt infolge eine Verlagerung der Zahnflanken, wobei die Flanke des getriebenen Rades auf die Flanke des Antriebsrades stößt. Der Eingriffsstoß passiert also aufgrund der Zahnverformungen und -verlagerungen unter Last, die wiederum auf die Elastizität der Zähne gegeneinander zurückzuführen sind.<sup>9</sup>

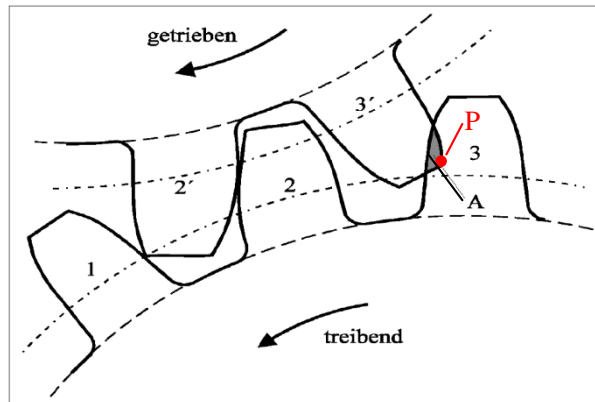
<sup>6</sup> [MA84], S. 605

<sup>7</sup> [NG02], S. 8; [HE12], S. 9

<sup>8</sup> [HE12], S. 32

<sup>9</sup> [BA07], S. 13; [NG02], S. 12

In Abbildung 2 ist das Prinzip des Eingriffsstoßes grafisch dargestellt. Beim Zahneingriff berührt die Fußflanke des Zahnes 3 des treibenden Rades den Zahn 3' des getriebenen Rades nicht, wie in der Theorie vorgesehen, im Punkt P, sondern kurz davor. Die theoretische Überschneidungsfläche A muss in der Praxis durch Zahnverformungen aufgrund der Druckkräfte ausgeglichen werden. Hier kommt es zum Eingriffsstoß.



**Abbildung 2:** Durch Zahn deformation unter Lasteinfluss kommt es zum Eingriffsstoß.<sup>10</sup>

Die Intensität des Stoßes ist von Belastung und Drehgeschwindigkeit abhängig. Wie zu erwarten wird der Stoßimpuls unter zunehmender Last stärker. Außerdem beeinflussen Fertigungsfehler die Stoßanregung maßgeblich. Durch gezielte Profilkorrekturen kann der Eingriffsstoß deshalb merklich reduziert werden. Er ist heutzutage bei fehlerfreien Verzahnungen energiearm.<sup>11</sup>

Von geringer Bedeutung ist der sogenannte Austrittsstoß oder Austrittsimpuls. Er tritt auf, wenn beim Austritt eines Zahnes der darauffolgende Zahn die gesamte Last übertragen bekommt. Im Vergleich zum Eingriffsstoß hat der Austrittsimpuls bei der Geräuschanregung nur minimalen Einfluss.<sup>12</sup>

### 2.1.3 Weitere Erregerquellen

Einige weitere Erregerquellen beeinflussen die Schwingungsanregung von Verzahnungen in vergleichsweise geringerem Ausmaß:

Der sogenannte Reibwechselimpuls entsteht im Wälzpunkt der Zahnflanken, wenn Gleitreibung in Rollreibung übergeht. Er tritt ebenso im Takt der Zahneingriffsfrequenz auf. Das Gleiten der Zahnflanken beschreibt eine Gleitbewegung, die sich der Wälzbewegung der Zahnräder überlagert. Bestimmte Frequenzen treten jedoch nicht hervor.<sup>13</sup>

Ferner spielen noch Oberflächenstruktur und Rauheit der Zahnflanken eine Rolle.<sup>14</sup>

<sup>10</sup> [BA07], S. 13

<sup>11</sup> [BA07], S. 14; [NG02], S. 12

<sup>12</sup> [BA07], S. 14

<sup>13</sup> [BA07], S. 10

<sup>14</sup> [HE12], S. 9

## 2.2 Verzahnungsfehler und -schäden

Die Betrachtung des Schwingungsverhaltens im fehlerfreien Fall ist allein nicht ausreichend, denn in der praktischen Anwendung kommt es unvermeidlich zu Abweichungen im Zahneingriff. Kleine Verzahnungskorrekturen und Flankenformänderungen, wie zum Beispiel eine Konturabweichung von der idealen Evolventengeometrie, sind zum Teil beabsichtigt, um die nötige Tragfähigkeit zu gewährleisten. Zusätzlich entstehen durch Fertigung und Montage aber auch Fehler oder sogar Zahnschäden, die sich auf die Schwingungsemissionen maßgeblich auswirken können. Zum besseren Verständnis ist vorerst eine Separation der Begriffe „Fehler“ und „Schäden“ sinnvoll. Im Anschluss wird ein Überblick über Fehlerarten bei Verzahnungen gegeben.<sup>15</sup>

### 2.2.1 Fehlerbedingte Erregungen

Bei Verzahnungsfehlern unterscheidet man grundsätzlich Fertigungsfehler und Montagefehler. Fertigungsfehler, die bereits vor der Montage entstehen, sind beispielsweise Flankenform- und Flankenlinienabweichungen, Teilungsabweichungen und Eingriffswinkelfehler. Zu Montagefehlern zählt man hauptsächlich Rundlauf- und Ausrichtungsfehler, fehlerhafte Achsenlage.<sup>16</sup>

### 2.2.2 Schadensbedingte Erregungen

Daniel Bader definiert in *Eine flexible akustische Messmethode zur Detektierung von verzahnungstechnischen Problemen* einen Schaden grundsätzlich als „eine Veränderung an einem Bauteil, durch die seine Funktion beeinträchtigt oder unmöglich gemacht wird“.<sup>17</sup> Schäden bei Verzahnungen können durch Fertigung oder Montage entstehen, wie zum Beispiel Kratzer, Schlagstellen und Grate. Die meisten sind jedoch betrieblich bedingt, sie werden während der Lebensdauer der Verzahnung durch Überlastung oder Materialermüdung hervorgerufen.<sup>18</sup>

#### 2.2.2.1 Pitting

Starke Beanspruchung kann bei Verzahnungen zu Verformung der Zahnflanken führen, dabei entstehen in Gleitrichtung Zungen, die aufgrund der in Gegenrichtung erfolgenden Wälzbewegung leicht abbrechen. Bei Pitting, auch Grübchenbildung genannt, handelt es sich also um Ermüdungsschäden, die hauptsächlich an den Fußflanken vorkommen, da dort die

---

<sup>15</sup> [HE12], S. 9, 10, 12

<sup>16</sup> [BA07], S. 14; [NG02], S. 13

<sup>17</sup> [BA07], S. 13

<sup>18</sup> [BA07], S. 14; [NG02], S. 13

Gleitgeschwindigkeit ihr Maximum erreicht. Kleine, flache Grübchen sind dagegen meistens auf nachteilige Oberflächengüte und Schmierungszustand zurückzuführen.<sup>19</sup>



**Abbildung 3:** Kleine Grübchen, zurückzuführen auf Überlastung, werden als Pitting bezeichnet.<sup>20</sup>

#### 2.2.2.2 Abplatzer

Abplatzer sind sprödebrüchige Ausbrüche aus der Zahnflanke, jedoch großflächiger als Pitting. Die Entstehung kann durch Werkstofffehler, Eigenspannungen im Zahn sowie durch Wärmebehandlungsmängel begrundet sein.<sup>21</sup>



**Abbildung 4:** Abplatzer, großflächiger als Pitting<sup>22</sup>

#### 2.2.2.3 Zahnrisse

Risse an Zähnen entstehen durch Mängel in der Herstellung. Meistens sind Werkstofffehler, wie z. B. eine scharfe Kerbe, dafür verantwortlich, auch können sich Schleifrisse durch inkorrekte Schleifstellungen aufgrund nicht zulässiger Wärmebehandlungen ausbilden. Entstehen Risse am Zahnfuß, können diese zu einem Zahnbruch führen.<sup>23</sup>

<sup>19</sup> [BA07], S. 15; [NG02], S. 13, 14

<sup>20</sup> <http://www.novexa.com/en/engrenage-defaults.php>, am 05.12.2014

<sup>21</sup> [BA07], S. 15; [NG02], S. 15

<sup>22</sup> <http://www.novexa.com/en/engrenage-defaults.php>, am 05.12.2014

<sup>23</sup> [BA07], S. 15; [NG02], S. 15

#### 2.2.2.4 Zahnbruch

Unter Zahnbruch versteht man das Herausbrechen ganzer Zähne oder großer Zahnteile. Eine Unterscheidung zwischen Gewaltbruch und Dauerbruch (Ermüdungsbruch) ist üblich. Man spricht von einem Gewaltbruch, wenn der Bruch aufgrund falschen Einsatzes erfolgt oder das Blockieren anderer Bauteile Kräfte hervorruft, die zur Überbeanspruchung des Materials und damit in weiterer Folge zu einem Bruch führen. Ein Dauerbruch dagegen passiert nach längerer Laufzeit, wenn Verzahnungen oberhalb der Dauerfestigkeit des Zahnes betrieben werden. Häufig sind andere Fehler, wie Kerben oder Risse, mitverantwortlich, da sie die Dauerfestigkeit des Zahns verringern können. Der Dauerbruch tritt ein, wenn die Belastung nicht mehr von der Querschnittsfläche übertragen werden kann.<sup>24</sup>



**Abbildung 5:** Zahnbruch<sup>25</sup>

#### 2.2.2.5 Warmfressen

Warmfressen, auch als Fresser bezeichnet, entsteht nahe des Zahnkopfes oder -fußes z. B. durch hohe Gleitgeschwindigkeiten. Durch Überschreiten der Grenztemperatur kann es zur kurzzeitigen Verschweißung der Zahnflanken kommen, die durch die sofortige Trennung zu Materialausbrüchen führt. Optisch sind Fresser porige Streifen, man zählt sie jedoch zu den eher selten vorkommenden Zahnschäden.<sup>26</sup>

<sup>24</sup> [BA07], S. 15; [NG02], S. 15

<sup>25</sup> [http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/7c/Tooth\\_Interior\\_Fatigue\\_Fracture\\_1.jpg](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/7c/Tooth_Interior_Fatigue_Fracture_1.jpg), am 03.11.2014

<sup>26</sup> [NG02], S. 14



**Abbildung 6:** Warmfressen lässt sich optisch als porige Streifen beschreiben.<sup>27</sup>

#### 2.2.2.6 Verschleiß

Verschleiß ist fortschreitender Materialverlust an der Oberfläche. Er entsteht durch die Relativbewegung der Flanken zueinander und tritt zuerst Kopf- bzw. Fußflanke auf, da dort die Gleitgeschwindigkeit am größten ist. Im ersten Stadium spricht man von Einlaufverschleiß, nach Inbetriebnahme lässt sich ein Abtragen der Rauigkeitsspitzen beobachten. Werden diese Materialteilchen nicht ausgefiltert sondern bleiben im Schmiermedium enthalten, wird der Verschleiß weiterhin begünstigt. In späteren Verschleißstadien kann die Geometrie der Zahnflanken verändert werden, wodurch die Lebensdauer der Zahnräder herabgesetzt wird.<sup>28</sup>

---

<sup>27</sup> <http://www.novexa.com/en/engrenage-defaults.php>, am 05.12.2014

<sup>28</sup> [NG02], S. 15

### 3 Signalanalytische Grundlagen

#### 3.1 Signalanalytische Betrachtung von Verzahnungsfehlern

Jede auftretende Fehler- bzw. Schadensart hat einen verändernden Einfluss auf die Schwingungsemissionen einer Verzahnung.<sup>29</sup>

Aus signalanalytischer Betrachtungsweise ist es üblich, Fehler und Schäden von Verzahnungen folgendermaßen zu kategorisieren:

- Man spricht von verteilten Schäden, wenn diese gleichmäßig über den Radumfang verteilt auftreten, also sich an jedem Zahn des Zahnrads äußern. Dazu zählen Rundlauffehler, Flankenform- und Flankenlinienabweichungen, Teilungsabweichungen, Eingriffswinkelfehler sowie gleichmäßiger Verschleiß aller Zahnflanken.<sup>30</sup>
- Einzelfehler dagegen sind lokal begrenzt. Sie treten an einem oder auch mehreren Zähnen auf, jedoch nicht in einem periodischen Zusammenhang. Es gehören dazu in erster Linie betriebsbedingte Schäden, wie Zahnrisse, -brüche etc.<sup>31</sup>

Verteilte Fehler und Einzelfehler wirken sich unterschiedlich auf das Schwingungssignal aus.

##### 3.1.1 Einfluss verteilter Fehler

Theoretisch betrachtet hätte eine gleichmäßige Veränderung der Flankengestalt aller Zähne im Frequenzspektrum eine veränderte Amplitude der Zahneingriffsfrequenz und ihrer Harmonischen zur Folge. Doch in der Praxis tritt auch gleichmäßig verteilter Verschleiß nie an jeder Zahnflanke exakt gleich auf. Die Amplitudenänderungen treten, beeinflusst durch die Drehfrequenz des betreffenden Zahnrads, deshalb periodisch auf.<sup>32</sup>

Man stelle sich vereinfacht ein Sinussignal der Form  $x_Z(t) = A_Z \cdot \cos(2\pi f_Z t)$  als Zahneingriffssignal vor, wobei  $A_Z$  die Amplitude und  $f_Z$  die Eingriffsfrequenz seien. Eine weitere Schwingung  $x_F(t) = A_F \cdot \cos(2\pi f_F t)$  mit anderer Frequenz und Amplitude beschreibt den Zahnfehler.<sup>33</sup>

Die resultierende Schwingung gleicht einer Amplitudenmodulation mit einem sinusförmigen Modulationssignal:  $x_{mod}(t) = A_Z \left(1 + \frac{x_F(t)}{A_Z}\right) \cdot \cos(2\pi f_Z t)$ <sup>34</sup>

<sup>29</sup> [BA07], S. 15

<sup>30</sup> [BA07], S. 14; [NG02], S. 15

<sup>31</sup> [BA07], S. 15; [NG02], S. 16

<sup>32</sup> [NG02], S. 17

<sup>33</sup> [BA07], S. 15

<sup>34</sup> [BA07], S. 15; [NG02], S. 19

Durch Einsetzen und Umformen erhält man:

$$x_{mod}(t) = A_Z \left( 1 + \frac{A_F}{A_Z} \cos(2\pi f_F t) \right) * \cos(2\pi f_Z t)$$

$$x_{mod}(t) = A_Z * \cos(2\pi f_Z t) + \frac{A_F}{2} (\cos(2\pi(f_Z + f_F)t) + \cos(2\pi(f_Z - f_F)t))^{35}$$

Es bilden sich also die bei einer Amplitudenmodulation zu erwartenden Seitenbänder  $f_Z + f_F$  und  $f_Z - f_F$  aus.<sup>36</sup>

Dieses simple Modell einer rein sinusförmigen Amplitudenänderung kann tatsächlich bei Unwucht oder Exzentrizität, begründet durch Verlagerung des Eingriffspunktes auf den Zahnflanken, auftreten. Man spricht dabei von harmonisch verteilten Fehlern.<sup>37</sup>

Prinzipiell sind Modulationen der Zahneingriffsschwingungen bei verteilten Fehlern zwar periodisch, aber nicht sinusförmig. Im Frequenzspektrum prägen sich deshalb deutlich mehr Seitenbänder aus, deren Amplituden durch die Schallintensität oder den Betrag der Abweichung beeinflusst sind (siehe Abbildung 7 unten). Sie treten im Abstand von ganzzahligen Vielfachen der Modulationsfrequenz links und rechts der Trägerfrequenz auf und sind kennzeichnend für verteilte Verzahnungsfehler.<sup>38</sup>

---

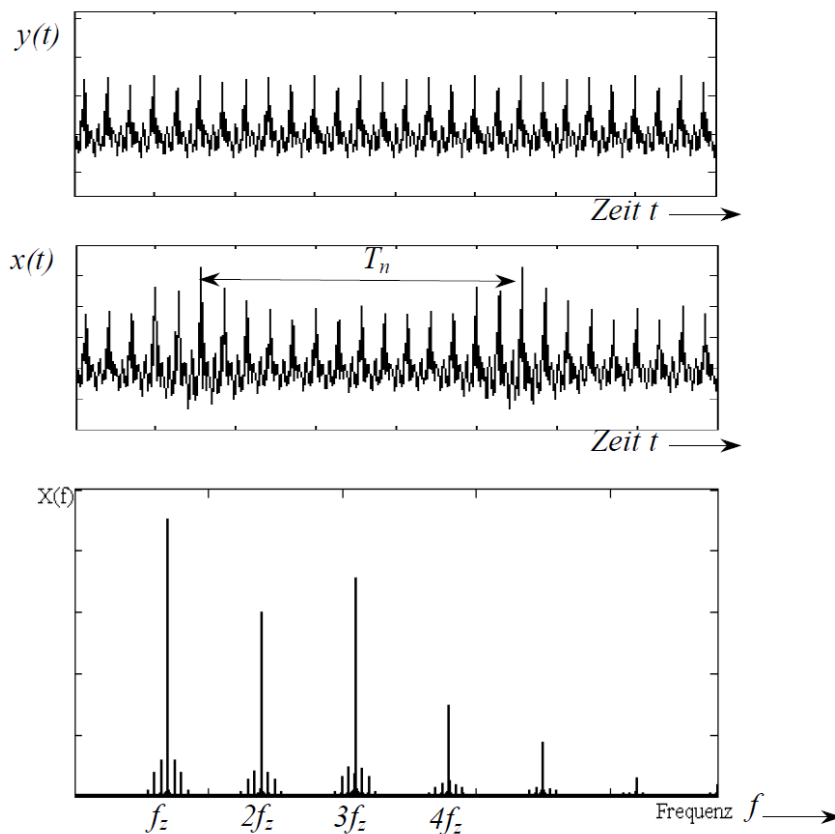
<sup>35</sup> [BA07], S. 16

<sup>36</sup> [BA07], S. 16

<sup>37</sup> [NG02], S. 19

<sup>38</sup> [BA07], S. 16; [NG02], S. 18





**Abbildung 7:** Ein Schwingungssignal einer fehlerfreien Verzahnung (oben) wird einem Schwingungssignal mit verteiltem Verzahnungsfehler gegenübergestellt (Mitte). Es handelt sich dabei um einen ungleichmäßig verteilten, nicht harmonischen Verzahnungsfehler.  $T_n$  bezeichnet die Periodendauer.

Im Frequenzspektrum des Schwingungssignals mit verteiltem Fehler prägen sich Seitenbänder um die Zahneingriffsfrequenz  $f_z$  und ihre Harmonische aus (unten).<sup>39</sup>

Teilungsabweichungen sind ebenfalls verteilte Fehler, die außerdem starke Auswirkungen im Resonanzgebiet aufzeigen. Flankenformabweichungen verursachen einen höheren Geräuschpegel mit zunehmender Abweichung der Flankenwinkels. Profilabweichungen oder Flankenwelligkeit haben nach [NG02] dagegen im Bezug auf Schwingungsanregung eine geringe Bedeutung.<sup>40</sup>

Treten im Spektrum unbekannte Frequenzen hervor, die man nicht durch den Zahneingriffsmechanismus erklären kann, liegt die Ursache möglicherweise in der Zahnfertigung, z.B. beim Wälzfräsen. Dabei werden Teilungsfehler des Referenzrades während dem Fertigungsprozess auf die Teilung des gefertigten Zahnrads übertragen. Diese sogenannten Geisterfrequenzen haben ihren Namen aus der Vergangenheit, da die Gründe für ihre Entstehung lange nicht bekannt waren. Sie sind im Spektrum in Form einer Frequenzlinie mit Vielfachen sichtbar, die sich aus dem Produkt der Anzahl der Zähne des Referenzrades

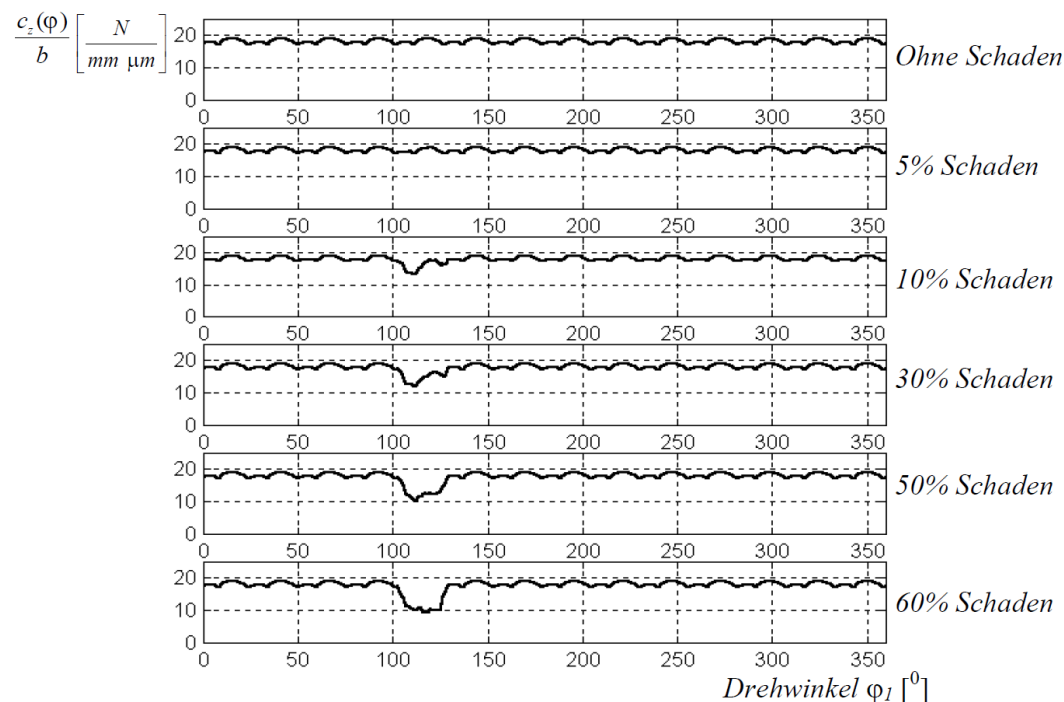
<sup>39</sup> [NG02], S. 18

<sup>40</sup> [NG02], S. 17; [HE12], S. 13

und der Drehfrequenz des aktuellen Rades ergibt. Kennzeichnend für Geisterfrequenzen ist eine starke Lastabhängigkeit.<sup>41</sup>

### 3.1.2 Einfluss von Einzelfehlern und -schäden

Einzelfehler bewirken beim Zahneingriff eine Änderung der Verzahnungssteifigkeit. Sie sind meist betriebsbedingt und haben im Gegensatz zu verteilten Fehlern eine abrupte Steifigkeitsänderung zur Folge. Das Ausmaß ist je nach Art des Einzelfehlers unterschiedlich, zum Beispiel verringern Risse am Zahnfuß die Zahnfuß-Einspannsteifigkeit. Auch eine Abnahme der Kontaktsteifigkeit kann auftreten. Da diese 20-30% der Gesamtzahnsteifigkeit ausmacht, kann dadurch die Schwingungsanregung bereits bedeutend beeinflusst werden. Zahnbrüche äußern sich ebenso durch markante Änderungen im Steifigkeitsverlauf, bis hin zu nicht vorhandener Zahnsteifigkeit beim ausgebrochenen Zahn.<sup>42</sup>



**Abbildung 8:** Dargestellt wird der Verlauf der Verzahnungssteifigkeit bei einer fehlerfreien Verzahnung (oben) sowie bei jeweils unterschiedlich großem Einzelschaden über eine Umdrehung. Der Einfluss des Einzelschaden, hier an einer Zahnflanke, auf den Steifigkeitsverlauf ist deutlich sichtbar.<sup>43</sup>

Grübchen und Abplatzer, die lokal begrenzt auftreten, führen außerdem zu einer Intensitätsänderung des Eingriffstoßes. Auch die Betrachtung des Eingriffstoßes kann deshalb bei der Verzahnungsdiagnose hilfreich sein. Durch auftretende Zahnschäden verringert sich

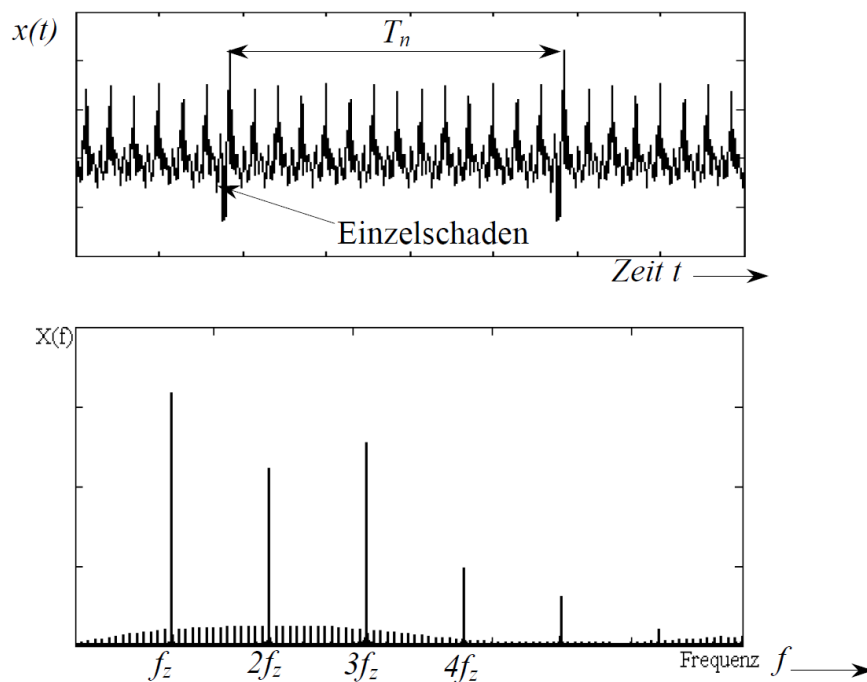
<sup>41</sup> [BA07], S. 16; [NG02], S. 19

<sup>42</sup> [BA07], S. 15, 16; [NG02], S. 19

<sup>43</sup> [NG02], S. 20

die Verzahnungssteifigkeit des jeweiligen Zahns, was eine erhöhte Zahnverformung unter Last zur Folge hat. Daraus resultieren ein energiereicherer Eingriffsstoß und stärkere Eigenschwingungen. Aus diesem Grund kann der Eingriffsstoß im Schwingungssignal Hinweise auf Zahnschäden oder geometrische Fehler geben.<sup>44</sup>

Diese verstärkten Eingriffsstöße werden bei Betrachtung des Schwingungssignals als Eintrag in Form eines Impulses sichtbar. Folglich können auch bei Einzelschäden amplitudenmodulierte Schwingungen entstehen, jedoch ist das Modulationssignal hier impulsförmig. Impulse bewirken eine breitbandige Frequenzstreuung im Spektrum, bei der Modulation mit einem impulsförmigen Modulationssignal ergibt sich dadurch eine flach verteilte Seitenbandstruktur um die Zahneingriffsfrequenz sowie deren Harmonischen.<sup>45</sup>



**Abbildung 9:** Schwingungssignal bei einem Einzelschaden durch Amplitudenmodulation (oben). Im Frequenzspektrum äußert sich der Schaden durch flach verteilte Seitenbänder (unten).<sup>46</sup>

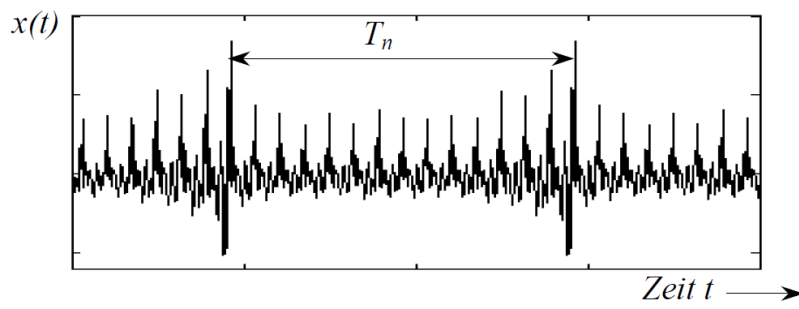
In der Realität treten Einzelfehler und verteilte Fehler bei Verzahnungen oftmals in Kombination auf, es können komplizierte Schwingungssignale mit sehr unterschiedlichen Frequenzspektren entstehen.<sup>47</sup>

<sup>44</sup> [BA07], S. 14, 15; [NG02], S. 13

<sup>45</sup> [BA07], S. 16; [NG02], S. 20

<sup>46</sup> [NG02], S. 21

<sup>47</sup> [NG02], S. 22



**Abbildung 10:** Schwingungssignal einer Verzahnung mit verteilten Fehlern und einem Einzelschaden<sup>48</sup>

---

<sup>48</sup> [NG02], S. 22

## 3.2 Vereinfachte Simulation von Zahnschäden

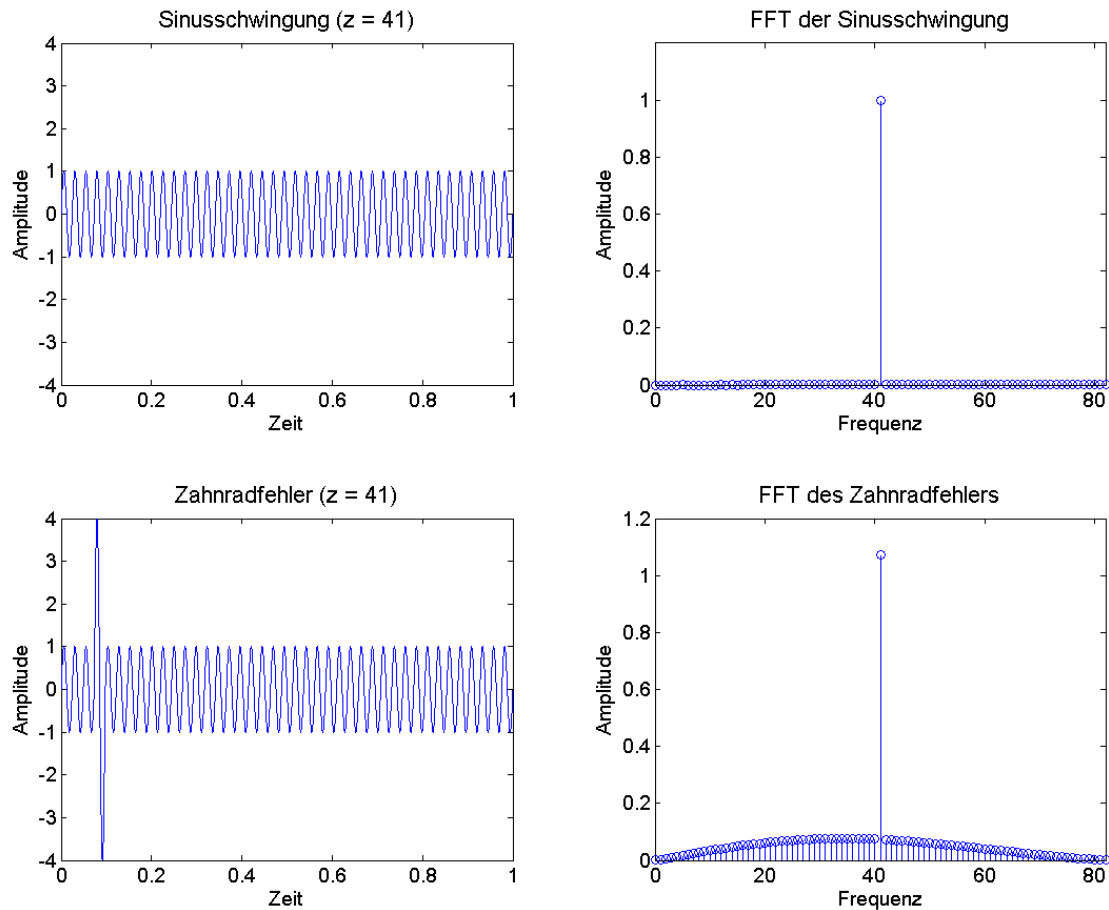
Im Zuge meiner Arbeit wollte ich einen Versuch wagen, Verzahnungsfehler und -schäden auch zu simulieren. Sinusförmige Schwingungen, die die Schwingungsemissionen einer Verzahnung stark vereinfacht darstellen, sollten manipuliert werden, um anschließend die Frequenzspektren davon berechnen und vergleichen zu können. Da der Schwerpunkt der Arbeit jedoch auf die Auswertung und signalanalytischen Betrachtung von Messungen fehlerhafter Verzahnungen (Kapitel 4) gelegt wurde, sollte der Aufwand der Simulation möglichst gering gehalten werden.

Die Simulationen stellen ein Zahnrad mit der Zähnezahl  $z = 41$  dar. Dazu wurde in Matlab eine Sinusschwingung der Frequenz  $f = 41$  Hz erzeugt. Damit wird, begründet durch die Zähnezahl  $z = 41$ , der 41 Mal pro Umdrehung stattfindende Zahneingriff dargestellt.

### 3.2.1 Schaden an einem Zahn

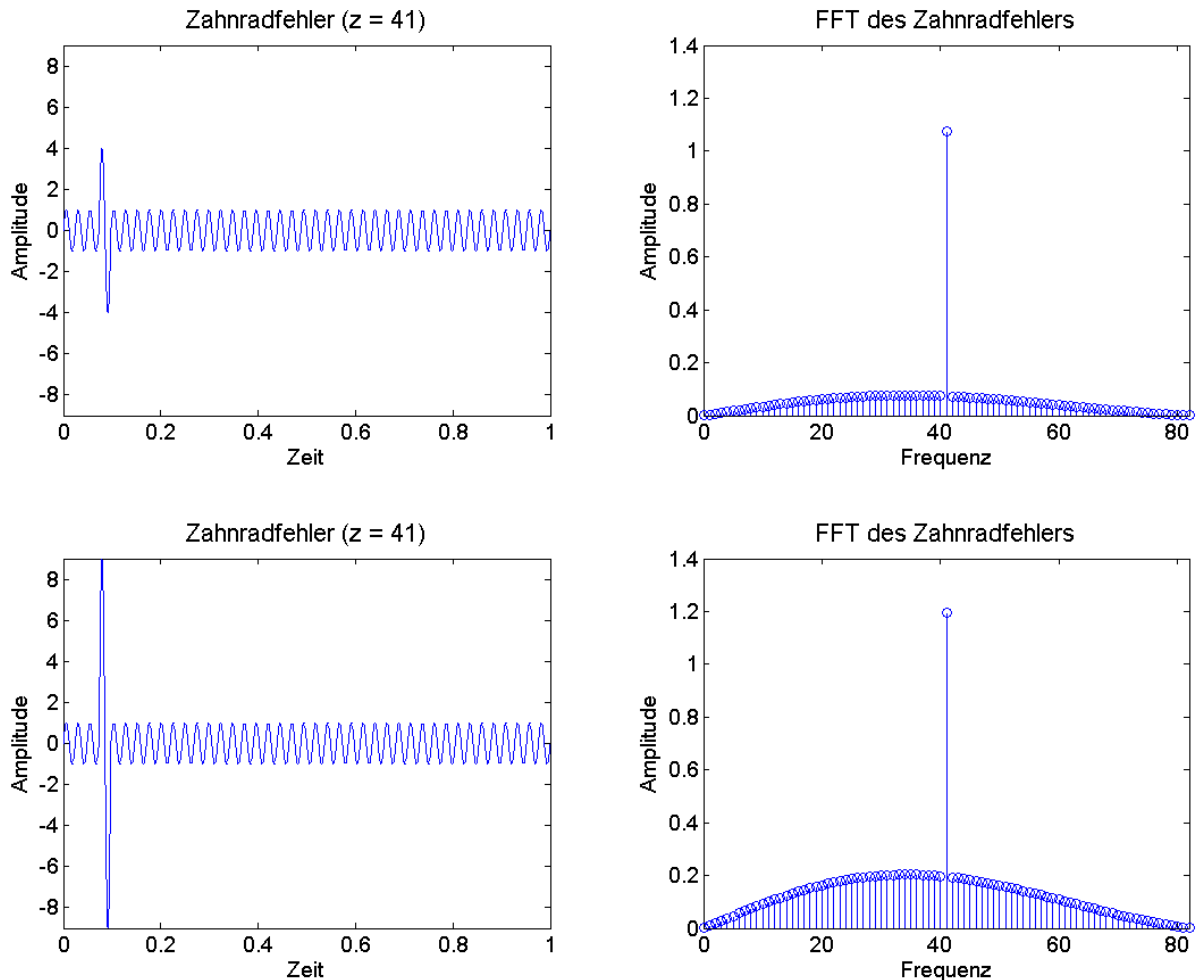
Wie in Kapitel 3.1.2 beschrieben, bewirken Zahnschäden verstärkten Eingriffsstöße im Zahneingriff und sind im Schwingungssignal als Eintrag in Form eines Impulses erkennbar.

Um einen Einzelfehler zu simulieren wurde die Amplitude eines Zahneingriffs ähnlich eines Impulses merklich erhöht. In Abbildung 11 wird das Spektrum der Sinusschwingung mit  $f = 41$  Hz und das Spektrum des Schwingungssignal mit einmaliger Amplitudenerhöhung gegenübergestellt. Im Frequenzspektrum ist ein geringer Anstieg der Seitenbänder erkennbar, ähnlich einem „Rauschteppich“. Die Seitenbandamplituden bilden die Form eines leichten Bogens über den Frequenzbereich. Dieses Ergebnis entspricht der Abbildung 9 aus Kapitel 3.1.2. Die Amplitude des Trägers ist in etwa um die Amplitude seiner nahen Seitenbänder erhöht.



**Abbildung 11:** Sinusschwingung ( $f = 41$  Hz) mit dazugehörigem Frequenzspektrum (oben); zur Simulation eines Einzelfehlers wurde die Amplitude eines Zahneingriffs ähnlich eines Impulses erhöht (unten).

Das Ausmaß eines Schadens lässt sich durch die Amplituden der Seitenbänder abschätzen. Eine großer Schaden, simuliert durch eine starke Amplitudenerhöhung im Schwingungssignal, bewirkt analog höhere Amplituden der Seitenbänder im Frequenzspektrum (Abbildung 12).



**Abbildung 12:** Die Amplitude des Zahnfehlers beeinflusst die Höhe der Seitenbänder im Frequenzbereich. Hier wird dem Zahnschaden mit der Amplitude  $A = 4$  (oben) ein größerer Schaden ( $A = 9$ , unten) gegenübergestellt.

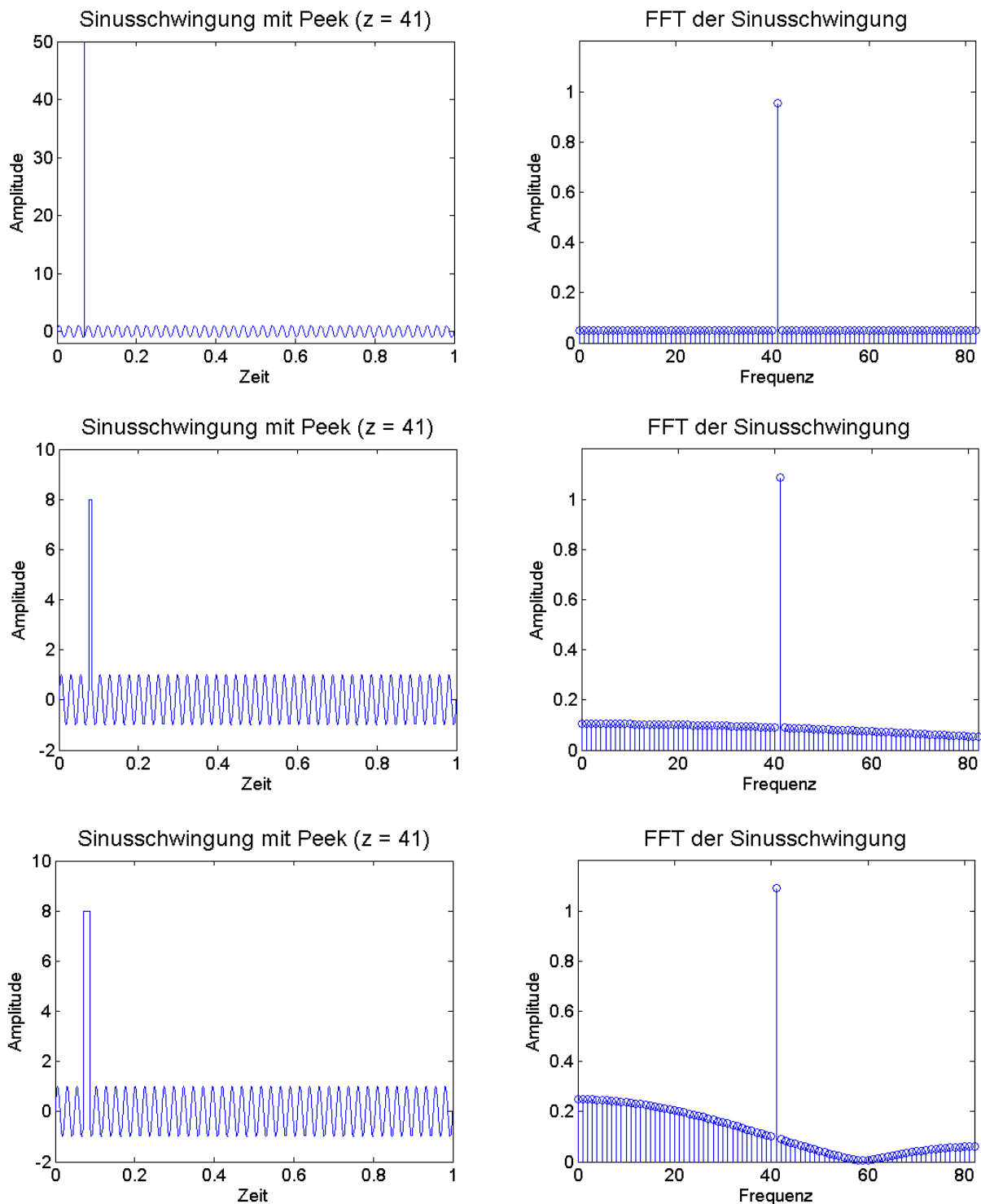
### 3.2.2 Verlauf der Seitenbänder

Aus der Theorie ist bekannt, dass Impulse eine breitbandige Frequenzstreuung im Spektrum bewirken. Bei der Modulation des Zahnsignals mit einem impulsförmigen Modulationssignal ergibt sich deshalb eine flach verteilte Seitenbandstruktur um die Zahneingriffsfrequenz sowie deren Harmonischen.

Bei meiner Simulation stellte sich allerdings die Frage, weshalb die Seitenbandstruktur beim Beispiel eines Zahnschadens in Form dieses leichten Bogens auftritt. Es folgen dazu einige Überlegungen.

Bei einem Zahnschaden moduliert das Zahnsignal mit einer Fehlerschwingung. Diese Schwingung ist ähnlich einem Impuls, allerdings tritt in der Praxis kein idealer Dirac-Impuls auf. Ein Dirac-Impuls würde eine gleichmäßige Seitenbandstruktur über den ganzen Frequenzbereich aufweisen. Verbreitert man den Impuls zu einem schmalen Rechteck, sind die Amplituden der Seitenbänder bereits nicht mehr gleich hoch, es ist ein leichter Abfall zu den höheren Frequenzen erkennbar.

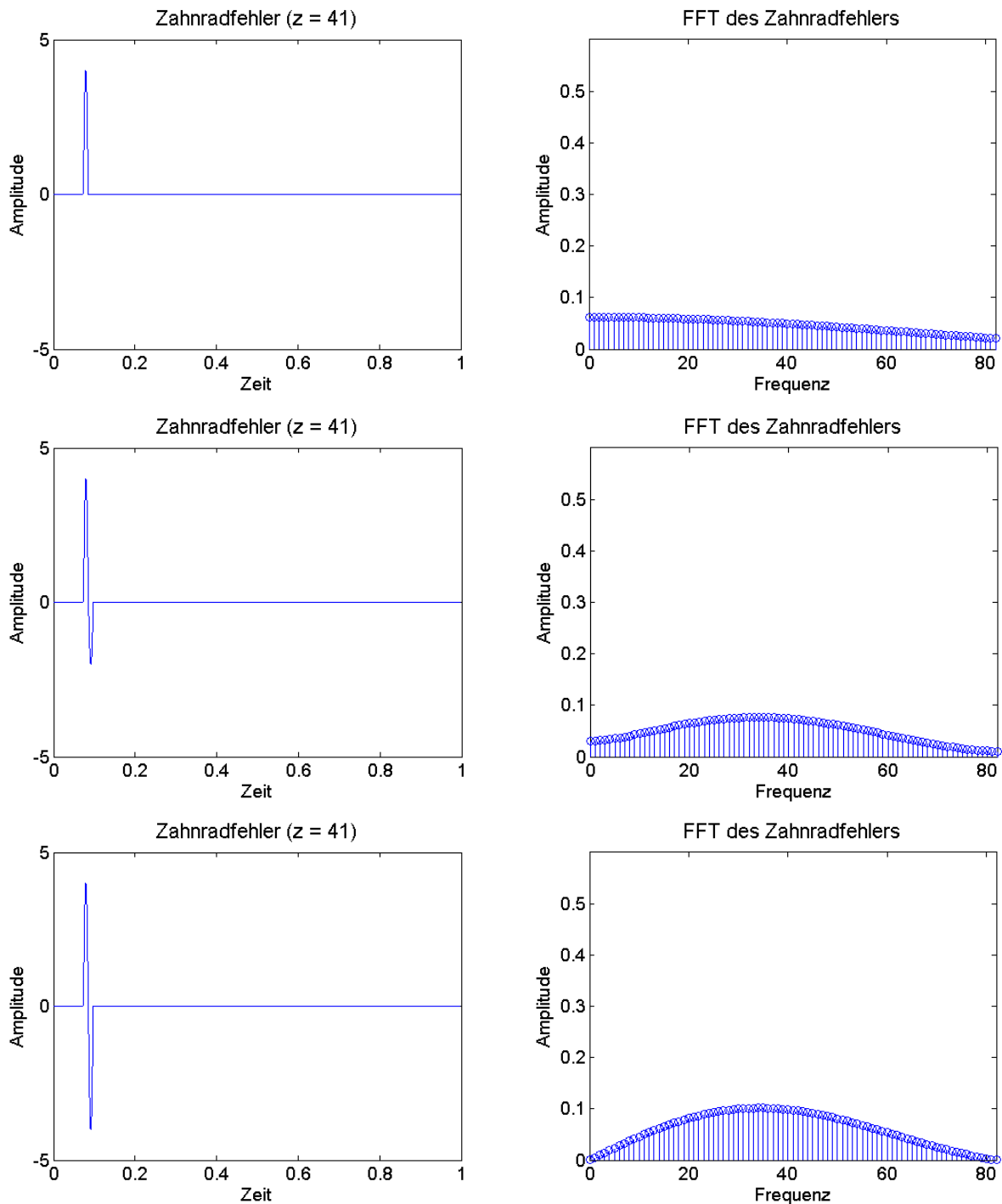
Erklären lässt sich dieser Umstand dadurch, dass das Rechteck im Zeitbereich durch eine Faltung des Impulses mit einem Rechteck gleicht. Die Faltung im Zeitbereich entspricht einer Multiplikation der konstanten Werte mit einer Sinc-Funktion. Verbreitert man das Rechteck, fällt das Gefälle des Bogens steiler ab, da die erste Nullstelle der Sinc-Funktion zu niedrigen Frequenzen wandert (Abbildung 13).



**Abbildung 13:** Ein Impuls (oben) zeigt im Spektrum eine breitbandige Frequenzstreuung. Verbreitert man den Impuls zu einem schmalen Rechteck, werden die Amplituden der Seitenbänder zu den höheren Frequenzen kleiner.

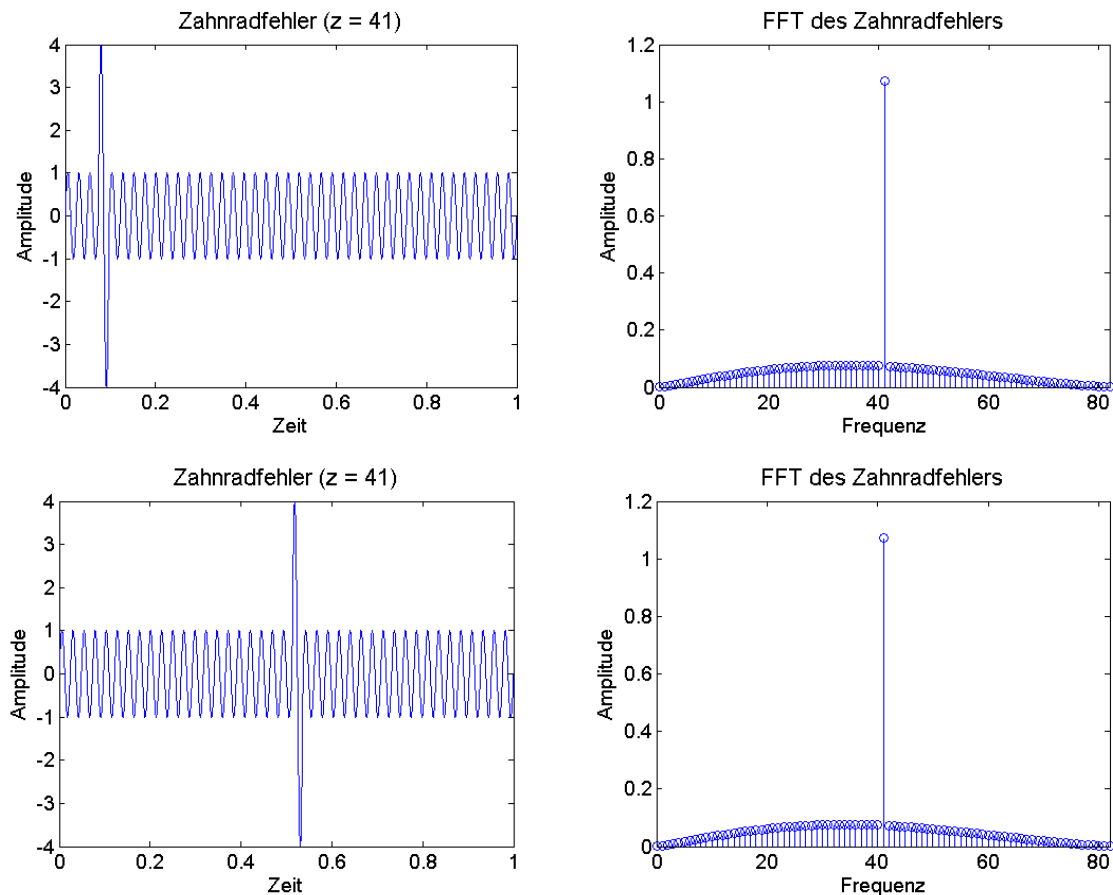


Im Anschluss wird das Fehlersignal separat ohne die Zahnschwingung betrachtet. Verändert man das Rechteck zur positiven Halbwelle eines Sinus, lässt sich nun nachvollziehen, dass die Seitenbänder, ähnlich wie bei einer Rechtecksschwingung, einen bogenförmigen Verlauf aufweisen. Beim Angleichen der Fehlerschwingung schließlich zu einem sinusförmigen Fehlersignal, ändert sich der Verlauf des Bogens erneut. Das sinusförmige Fehlersignal bewirkt einen Seitenbänderverlauf, der von Null langsam ansteigt und bei der Frequenz der Zahnschwingung ( $f = 41 \text{ Hz}$ ) sein Maximum erreicht. Das Spektrum des Zahnfehlers aus Abbildung 11 kann damit sehr gut nachvollzogen werden.



**Abbildung 14:** Auf der linken Seite sind Schwingungen von Zahnfehlern separiert dargestellt. Die Form des Fehlersignals beeinflusst dabei die Seitenbandstruktur im Frequenzspektrum. Gleicht die Fehlerschwingung einem Sinus, bilden die Seitenbänder im Frequenzspektrum einen Bogen.

Zusammenfassend entstand die Erkenntnis, dass die Form des Fehlersignals die Seitenbandstruktur im Frequenzspektrum direkt beeinflusst. Die Amplitude des Fehlersignals wirkt sich auf die Amplituden der Seitenbänder aus, während die Breite der Fehlerschwingung Einfluss auf die Bogenform des Seitenbänderverlaufs hat (Abbildung 13). Ein Einfluss der Position des Fehlersignals konnte durch Analyse des Amplitudenspektrums nicht festgestellt werden. Durch eine derartige Auswertung ist es deshalb auch in der Praxis nicht möglich, Schäden am Zahnrad zu lokalisieren. Die Untersuchung des Phasengangs könnte hier weitere Hinweise ermöglichen.

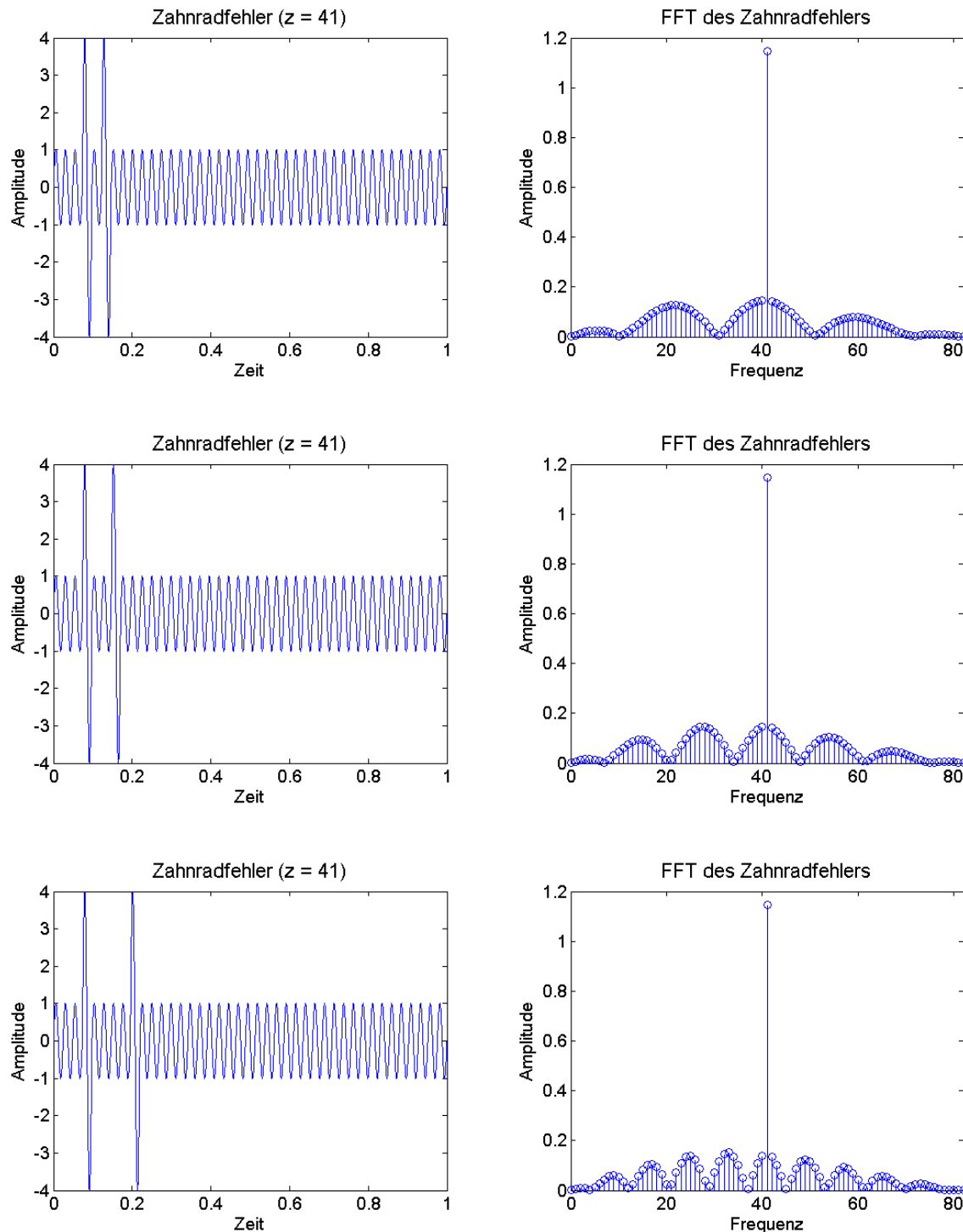


**Abbildung 15:** Im Frequenzspektrum lässt sich nicht erkennen, welcher der 41 Zähne den Schaden aufweist.

### 3.2.3 Schaden an zwei Zähnen

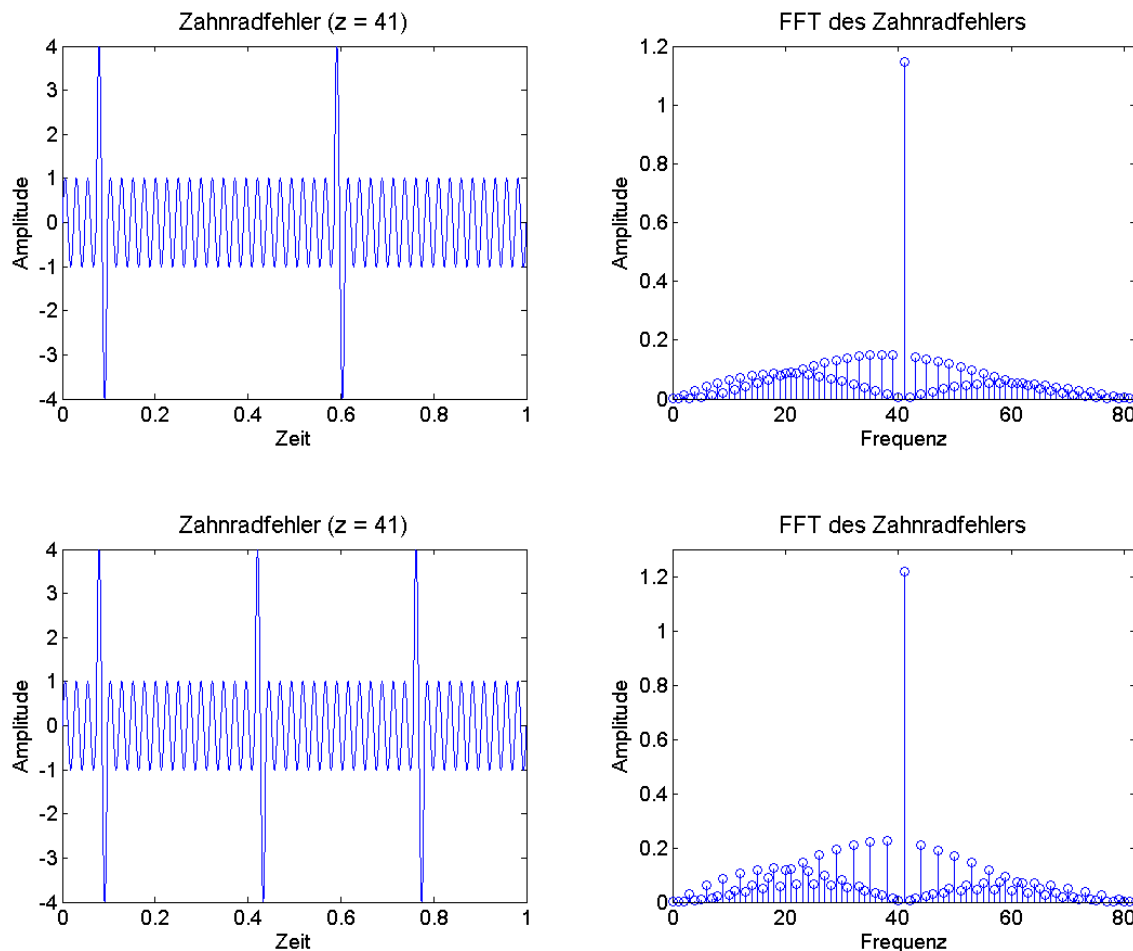
Die Simulation ermöglicht einen Einblick, wie sich zwei oder mehrere Zahnschäden im Frequenzspektrum auswirken würden. Deshalb wurde mit den Positionen zweier Zahnschäden ein wenig experimentiert. Zwei beschädigte Zähne, in unterschiedlich großem Abstand zueinander, ändern den Seitenbänderverlauf zu schmälere Bogenformen. Dabei gibt es einen Zusammenhang zwischen den Maxima der Seitenbänder und dem Abstand der Schäden zueinander. Simuliert man zum Beispiel einen Zahnschaden am 4. und am 6. Zahn, also ist der Abstand der beschädigten Zähne gleich 2, so treten die Maxima des kontinuierlichen

Spektrums bei der Zahneingriffsfrequenz  $\pm 41/2 = 20,5 \text{ Hz}$  bzw.  $61,5 \text{ Hz}$  verstärkt hervor. Seitlich dieser Maxima fallen die Seitenbänder in Form eines Bogen ab. Dies verhält sich analog beim 4. und 7. Zahn, bei dem die Maxima bei der Zahneingriffsfrequenz  $\pm 41/3 = 27,3334 \text{ Hz}$  bzw.  $54,6667 \text{ Hz}$  liegen usw.



**Abbildung 16:** Links wurden Schwingungssignale mit 2 beschädigten Zähnen in unterschiedlichem Abstand simuliert. Der Abstand der Schäden zueinander beeinflusst den Verlauf der Seitenbänder.

Würden zwei Zahnschäden angenommen bei einem Zahnrad ungefähr gegenüber auftreten, also immer nach der halben Umdrehung des Zahnrades (hier z. B. am Zahn 4 und Zahn 25), erinnert das Spektrum ferner an ein impulsartige Amplitudenmodulation. Dabei äußert sich das Fehlersignal mit zwei impulsartigen Ereignissen in Form des Auftretens der Seitenbänder verstärkt im Abstand von 2 um die Trägerfrequenz (hier  $f = 41$  Hz). Das gleiche Ergebnis ist bei 3 Zahnschäden im gleichen Abstand über den Zahnumfang (Zähne 4, 18, 32) zu beobachten. Im Vergleich zum vorigen Beispiel ist hier die Frequenz des Auftretens erhöht, weshalb sich die Seitenbänder auseinanderbewegen.



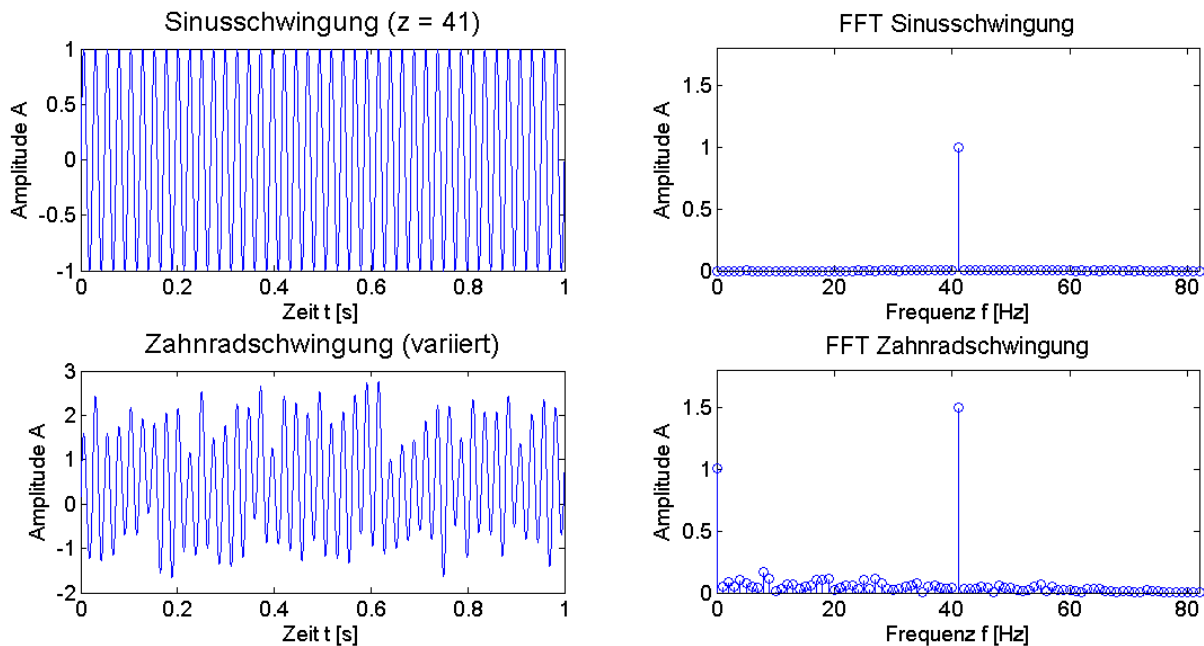
**Abbildung 17:** Treten Schäden genau nach der Hälfte oder nach jedem Drittel auf, steigen die Seitenbänder im Frequenzspektrum um die Trägerfrequenz im Abstand der Modulationsfrequenz an. (Abstand 2 bei zwei Schäden nach halber Umdrehung, Abstand 3 bei drei gleichmäßig auftretenden Schäden)

### 3.2.4 Ungleichmäßiger Verschleiß

Zuletzt wurde versucht, noch weitere Einflüsse zusätzlich zu berücksichtigen, um die Simulation mehr an die Praxis anzupassen.

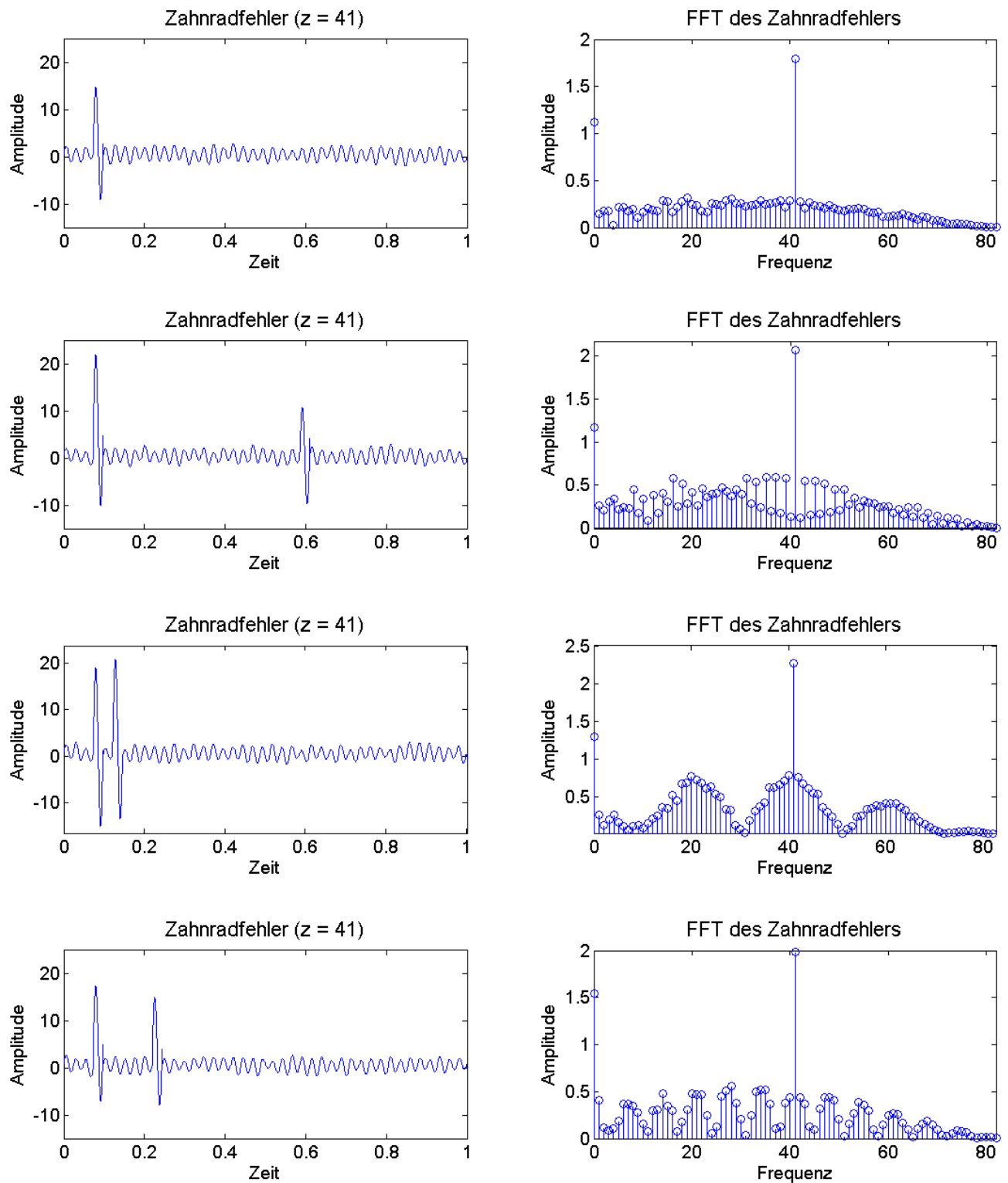
Um Unregelmäßigkeiten des Materials oder der Geometrie, oder auch minimalen ungleichmäßigen Verschleiß anzudeuten, wurde mithilfe der Funktion „rand“ eine leichte

Variation der Schwingungsamplitude erreicht. Dabei erzeugt „rand“ einen zufälligen Wert zwischen 0 und 1, der zur Ausgangsamplitude  $A = 1$  hinzuaddiert wird. Die reine sowie die mit einem zusätzlichen Rauschsignal veränderte Sinusschwingung werden mit ihren Frequenzspektren in Abbildung 18 dargestellt.



**Abbildung 18:** Ein mit einem zusätzlichen Rauschsignal veränderter Sinus soll leichten Verschleiß oder Unregelmäßigkeiten in der Geometrie darstellen.

Es wird deutlich, dass sich derartige Einflüsse auch auf die Seitenbänder auswirken, die dadurch ebenfalls leichte Unregelmäßigkeiten aufweisen. Es wurden ähnliche Versuche wie im Kapitel 3.3 zuvor mit einer variierten Sinusschwingung gemacht, einige werden hier beispielhaft angeführt.



**Abbildung 19:** Verschiedene fehlerbehaftete Schwingungen mit kleinen Unregelmäßigkeiten im Zahneingriff. Die Frequenzspektren weisen vielfältige Seitenbandstrukturen auf.

### 3.3 Methoden der Signalanalyse

#### 3.3.1 Analysen im Frequenzbereich

Zur Früherkennung von Verzahnungsfehlern können unterschiedliche Analysemethoden herangezogen werden. Soll der Getriebezustand bei konstanter Drehzahl untersucht werden, haben sich verschiedene Verfahren bewährt, die alle im Wesentlichen auf der Fourier-Transformation beruhen. Die Fourier-Transformation ist eine sehr geläufige Möglichkeit zur Darstellung der Frequenzanteile eines zeitlich veränderlichen harmonischen Signals.

Analysen, die auf ihr beruhen, werden im Allgemeinen als Frequenzanalysen bezeichnet.

Die Übertragung eines Signals aus dem Zeitbereich in den Frequenzbereich geschieht dabei durch Zerlegung in seine Frequenzkomponenten. Im Frequenzbereich können dabei die Amplitudenänderungen unterschiedlicher Frequenzkomponenten verfolgt werden. Die Fourier-Transformation ergibt sich aus dem folgenden mathematischen Zusammenhang:<sup>49</sup>

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{-j2\pi ft} dt$$

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) \cdot e^{+j2\pi ft} df$$

Allerdings sind einige Voraussetzungen der Fourier-Transformation in der praktischen Anwendung nicht gegeben, denn zur Berechnung wird ein stationäres periodisches, im Zeitbereich unendliches Signal, als Funktion darstellbar, vorausgesetzt. In der Realität liefern Messungen diskrete Wertefolgen endlicher Genauigkeit.

Eine Lösung bietet die Diskrete Fourier-Transformation (DFT). Hierbei wird das endliche Messsignal als Teil eines längeren Signales interpretiert. Statt der Integraldarstellung der Fourier-Transformation ist die Diskrete Fourier-Transformation als Reihe definiert:

$$X(f_n) = \frac{1}{N} \sum_{n=-\frac{N}{2}}^{\frac{N}{2}} x(t_n) \cdot e^{-j2\pi f_n t_n}$$

So kann von der Forderung nach einem unendlichen Signal in der Praxis abgesehen werden.<sup>50</sup>

Des Weiteren ist die Fast-Fourier-Transformation (FFT) eine hinsichtlich des Rechenaufwands optimierte Variante der DFT. Für  $n$  Abtastpunkte genügen  $n \times \log_2(n)$  Operationen bei Verwendung der FFT im Vergleich zu  $n^2$  benötigten Operationen bei der DFT.<sup>51</sup>

<sup>49</sup> [BA07], S. 20, 21; [ME99], S. 223

<sup>50</sup> [BA07], S. 20, 21

<sup>51</sup> [BA07], S. 23

Als Beispiel einer Frequenzanalyse wird im Folgenden näher auf die Seitenbandanalyse eingegangen.

Die Seitenbandanalyse ist eine klassische Methode zur Auswertung von Frequenzspektren. Sie kann zur Beurteilung eines Zahnradgetriebes herangezogen werden.<sup>52</sup>

Wie zuvor in Kapitel 3 erläutert, verursachen fehlerbedingte Schwingungen Modulationen, die sich im Frequenzbereich in Form von Seitenbänder links und rechts der Zahneingriffsfrequenz und deren Harmonischen äußern. Bei erhöhtem Schadensausmaß sind derartige Fehler aufgrund der zunehmenden Amplitude der Seitenbänder im Spektrum deutlich erkennbar.

Allerdings ist diese Form der Analyse, wie auch Frequenzanalysen im Allgemeinen, empfindlich gegenüber variierenden Messbedingungen sowie Drehzahländerungen. Diese wirken sich auf die Seitenbandstruktur aus und können bei hohen Drehzahlen die Seitenbänder überlagern. Die Ausbildung von Seitenbändern kann auch an verschiedenen Messpunkten sehr unterschiedlich sein; genauso können Schwankungen des Lastmoments die Ursache diverser Seitenbänder sein, während die Zahnräder selbst noch keine Schäden aufweisen.

Ein weiterer Nachteil der Seitenbandanalyse ist die begrenzte Möglichkeit, beginnende Schäden frühzeitig zu erfassen. Bei einem Zahnradgetriebe können Gehäuse- oder Wellenschwingungen auftreten, die Verzahnungsfehler anfangs überdecken. Erst bei größeren Auffälligkeiten in der Seitenbandstruktur kann ein Schaden gut erkannt werden. Eine Lokalisierung des Zahnschadens ist dabei dennoch nicht möglich.

Die Seitenbandanalyse wird deshalb in erster Linie zur Detektierung verteilter Fehler herangezogen. Aufgrund ihrer Sensibilität bei wechselnden Messbedingungen ist ihre Anwendung jedoch nur bei gleichbleibenden Drehzahlen zielführend.<sup>53</sup>

Bei Drehzahländerungen erzeugt eine Getriebe instationäre Schwingungssignale, da die Schwingungserzeugung bei Verzahnungen sowie anderen rotierenden Bauteilen meist drehzahlabhängig ist. Im Frequenzspektrum sind Verschmierung der Signalenergie über oft große Frequenzbereiche die Folge. Um die Frequenzanalyse auch bei veränderlichen Drehzahlen anwenden zu können, ist eine spezielle drehzahlabhängige Abtastung der Schwingungssignale notwendig. Damit ist es möglich, sogenannte drehwinkeläquidistante Signale zu erhalten. Durch die angepasste Abtastung wird die Drehzahländerung eliminiert, die drehzahlabhängige Komponenten werden nun stationär beschrieben. Somit können Schwingungssignale bei leicht veränderlichen Drehzahlen wieder über herkömmliche Methoden der Frequenzanalyse ausgewertet werden. Der Nachteil besteht in der aufwendigen und teuren Messtechnik.<sup>54</sup>

---

<sup>52</sup> [BA07], S. 23, 34; [NG02], S. 44

<sup>53</sup> [BA07], S. 24; [NG02], S. 45, 56

<sup>54</sup> [BA07], S. 23; [ME99], S. 223



### 3.3.2 Analysen im Zeit-Frequenz-Bereich

Zur Fehlerdiagnose von Getrieben werden deshalb Verfahren gewünscht, mit denen der Aufwand zusätzlicher Messtechnik umgangen werden kann und instationäre Signale auch mit konstanter Abtastrate erfasst und ausgewertet werden können.

Bekannterweise sind Frequenzanalysen auf Basis der Fourier-Transformation für präzise Auswertungen zeitlich veränderlicher Signale ungeeignet. Durch die Fourier-Transformation geht die zeitliche Information eines Signals verloren. Nichtstationäre Signalanteile und Einflüsse werden bei Frequenzanalysen deshalb nicht erkannt. Weiters können Drehzahländerungen zu Frequenzmodulationen führen und Verschmierungen im Frequenzspektrum bewirken. Die Verwendung der Fourier-Transformation ist also nur bei zeitlich konstanten Signalen zielführend, oder in Fällen, in denen die zeitliche Änderung des Signals keine Bedeutung hat.<sup>55</sup>

Analysen im Zeit-Frequenz-Bereich liefern dagegen auch bei veränderlichen Drehzahlen brauchbare Ergebnisse. Ihnen liegt eine andere Transformationsart zugrunde; auf Basis der Fourier-Transformation wurde die Kurzzeit-Fourier-Transformation (STFT – Short Time Fourier Transform) entwickelt, um die Erfassung sich schnell ändernden spektralen Verteilungen zu ermöglichen. Dazu verwendet die STFT ein zeitlich begrenztes Fenster, welches über das zu analysierende Signal verschoben wird. Dieses gleitende Analysefenster erzeugt fortlaufend die Fourier-Transformierten kurzer sich überlappender Signalabschnitte. Innerhalb der Signalabschnitte sind die Frequenzänderungen minimal. Durch die Berechnung der FT kleiner hintereinanderliegender Abschnitte können Signalanteile nun über Zeit und Frequenz beschrieben werden. So kann ein zeitlich veränderliches Schwingungssignal als Zeit-Frequenz-Verteilung, beispielsweise in Form eines Spektrogrammes, dargestellt werden.<sup>56</sup>

---

<sup>55</sup> [BA07], S. 24; [ME99], S. 224

<sup>56</sup> [BA07], S. 24, 25; [ME99], S. 224

### 3.4 Fehlererkennung bei Zahnradgetrieben

Die Zeit-Frequenz-Analyse wird häufig zur Fehlerdiagnose bei Zahnradgetrieben verwendet. Sie bietet einen entscheidenden Vorteil gegenüber herkömmlichen Analysearten: Da beim Betrieb eines Getriebes gewöhnlich immer Schwankungen auftreten, sind die Schwingungssignale hier im Allgemeinen nicht stationär. Derartige instationäre Phänomene können in einer Zeit-Frequenz-Darstellung (ZFD) deutlich besser identifiziert und ausgewertet werden. Somit ermöglicht die ZFD auch, dass Verzahnungsschäden bei veränderlicher Drehzahl erkannt werden können.<sup>57</sup>

Das Resonanzverhalten eines Zahnradgetriebes lässt sich am besten durch Hochlaufvorgänge beurteilen. Durch die Zeit-Frequenz-Analyse gelingt eine Trennung drehzahlabhängiger Schwingungsanteile von drehzahlunabhängigen Anteilen. Drehzahlabhängige Frequenzkomponenten sind zum Beispiel die Zahneingriffsfrequenz mit ihren Harmonischen und den dazugehörigen Seitenbändern, ihre Frequenz ändert sich mit der Drehzahl. Drehzahlunabhängig sind dagegen Eigenschwingungsanteile von Bauteilen und Resonanzfrequenzen.<sup>58</sup>

Als Beispiel wird im Folgenden eine Auswertung in Form eines Campbell-Diagramms<sup>59</sup> gezeigt. Es handelt sich um eine Hochlaufmessung von 0 bis 3200 Umdrehungen pro Minute (Upm). In Abbildung 20 ist die Drehzahl auf der x-Achse aufgetragen, betrachtet wird der Frequenzbereich bis ca. 4200 Hz.

Im darunter hinzugefügten Diagramm wurde der Verlauf der Drehzahl über die Zeit ausgewertet. Das Fahrzeug wurde während des Hochlaufs in ca. 75 Sekunden auf eine Drehzahl von 3200 Upm beschleunigt. Hier ist zu erwähnen, dass es sich dabei nicht um die Motordrehzahl handelt, sondern um eine eigens für die Messung montierte Drehzahl direkt an der Eintriebswelle der betroffenen Verzahnung.

Die Messung ist ein typisches Beispiel für eine Fahrzeugmessung, die als „in Ordnung“ beurteilt werden kann. Sie entstammt, wie auch folgende Messungen aus Kapitel 4, dem Archiv der Messdaten der Magna Powertrain.<sup>60</sup>

In dem Campbell-Diagramm sind frequenzabhängige Signalanteile als schräge Streifen sichtbar. Diese „schrägen Streifen“ stellen die Ordnungen dar. Eine Ordnung  $k$  beschreibt das Verhältnis von Drehzahl  $n$  und Frequenz  $f$ . Dabei gilt der Zusammenhang:

---

<sup>57</sup> [NG02], S. 53; [ME99], S. 223, 224

<sup>58</sup> [NG02], S. 58, 67

<sup>59</sup> Ein **Campbell-Diagramm** ist eine Form des Spektrogramms, in dem der Verlauf eines Spektrums in Abhängigkeit der Drehzahl, anstatt der Messzeit, dargestellt wird. Dieser Zusammenhang des Spektrums von der Drehzahl ist vor allem in der Fahrzeug- und Maschinenakustik von Bedeutung. Der Name „Campbell-Diagramm“ ist auf Wilfred Campbell zurückzuführen, der diese Idee erstmals vorstellte.

<sup>60</sup> <https://de.wikipedia.org/wiki/Spektrogramm>, am 10.07.2014;  
[https://en.wikipedia.org/wiki/Campbell\\_diagram](https://en.wikipedia.org/wiki/Campbell_diagram), am 10.07.2014

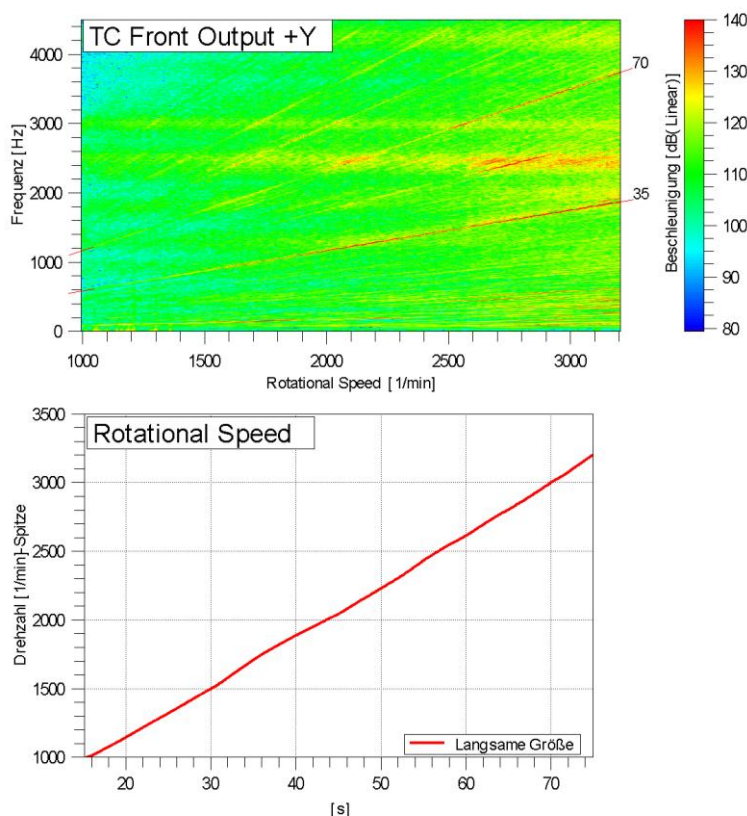
$$\frac{n}{60} * k = f$$

Gemessen wird die Drehzahl über die Eintriebswelle, die das Drehmoment in die Verzahnung einleitet und das Zahnrad mit  $z = 35$  Zähnen andreht. Bei einer Verzahnung in gutem Zustand ist in der Auswertung die Zahneingriffsordnung deutlich sichtbar. Aufgrund der Zähnezahzahl ist die Zahneingriffsordnung hier die 35. Ordnung, die in der Auswertung gemeinsam mit ihren Harmonischen (hier: 70. Ordnung) sichtbar ist. Sie beschreibt den Zustand, dass das Ereignis des Zahneingriffs (siehe Kapitel 1.1 Schwingungsverhalten von Zahnradern) 35 Mal pro Umdrehung auftritt. Die Zahneingriffsordnung ist darum auf jeden Fall sichtbar und unbedenklich, solange die Pegel vordefinierte Limits nicht überschreiten.

Welche Ordnung im Diagramm hervortritt, lässt sich durch die vorhin genannte Formel berechnen. Man erhält die Ordnung  $k$  durch die Beziehung:

$$k = \frac{f}{n} * 60$$

Ist die Zähnezahzahl im Vorhinein bekannt, kann man sich bei der hier verwendeten PAK Software im Zuge der Auswertung bereits einen Ordnungsfächer legen, sodass die gewünschten Ordnungen (hier: 35, 70) im Diagramm beschriftet werden.



**Abbildung 20:** Campbelldiagramm einer Fahrzeugmessung, Hochlauf bis zu einer Drehzahl von 3200 Upm (oben). Ein Ordnungsfächer der Auswertungssoftware PAK zeigt die 35. Ordnung (Zahneingriffsordnung) und ihre Harmonische (70. Ordnung) an. Der Verlauf der Drehzahl über der Messzeit wird im Diagramm darunter veranschaulicht.

Beim Hochlaufvorgang beschleunigt sich der Drehvorgang auf 3200 Upm und damit steigt die Frequenz der Zahneingriffsordnung bezogen auf die Zeit. Hier wurde eine fehlerfreie Verzahnung gemessen. Die Pegel der Zahneingriffsordnung und ihren Harmonischen bleiben während dem Hochlauf niedrig.

Des Weiteren ist das Resonanzverhalten des Getriebes mithilfe der ZFD gut beobachtbar. Sind im Campbell-Diagramm zusätzlich waagrechte Streifen erkennbar, handelt es sich wahrscheinlich um Eigenschwingungen von einem Bauteil, die aber nicht drehzahlabhängig sind. In Abbildung 20 sind Resonanzen bei 2400 und 3000 Upm sichtbar. So können in der Darstellung eines Campbell-Diagramms drehzahlabhängige und nichtdrehzahlabhängige Einflüsse klar unterschieden werden.<sup>61</sup>

Werden im Campbell-Diagramm zusätzlich zur Zahneingriffsordnung Seitenbänder sichtbar, kann dies auf Schäden hinweisen. Dabei kann jedoch noch nicht automatisch auf einen Verzahnungsfehler geschlossen werden. Auch andere rotierende Teile (z. B. Lager) des Getriebes können beschädigt sein und drehzahlabhängig erhöhte Pegel verursachen. Die Erkennung und Lokalisierung verschiedener Zahnfehler und -schäden ist in der Praxis deshalb nicht immer eindeutig und problemlos möglich. Auch können Zahnschäden, die lokal begrenzt auftreten, im Spektrum durchaus ähnliche Auswirkungen wie verteilte Fehler hervorrufen.<sup>62</sup>

---

<sup>61</sup> [NG02], S. 56

<sup>62</sup> [NG02], S. 42

## 4 Vermessung fehlerhafter Getriebeelemente

Es sollen hier nun beispielhaft einige Messungen fehlerhafter Zahnradgetriebe gegenübergestellt werden. Als Beispiel für einen Einzelschaden werden zuerst Fälle von Pitting aufgezeigt und ihre Auswirkungen bei Vibrationsmessungen diskutiert.

### 4.1 Beispiel 1: Pitting an einem Kegelradgetriebe ( $z = 11$ )

#### 4.1.1 Prüfgetriebe

Bei folgender Messung wurde ein Kegelradgetriebe untersucht. Die Verzahnung eines Kegelradgetriebes setzt sich aus einem Triebbling, manchmal auch als Eintriebsritzel bezeichnet, und dem verhältnismäßig größerem Tellerrad zusammen. Über den Triebbling wird das Kraftmoment eingeleitet und auf das Tellerrad übertragen. Da der Triebbling viel weniger Zähne besitzt als das Tellerrad, befinden sich die Zähne des Triebblings bei Betrieb häufiger im Eingriff, weshalb hier gewöhnlich früher Verschleiß oder Schäden auftreten.



Abbildung 21: Prinzip eines Kegelradgetriebes<sup>63</sup>

#### 4.1.2 Messbedingungen

Das hier beschriebene Kegelradgetriebe wurde zur Überprüfung der Dauerhaftigkeit durch einen Dauerlauf getestet: Dieser Dauerlauf bestand aus aufeinander folgenden An- und Ablaufvorgängen von 0 bis 8000 Upm für insgesamt 916 Stunden. Nach jeweils 0%, 50% und 100% wurden Körperschallmessungen an dem Getriebe zur Beobachtung durchgeführt.

<sup>63</sup> <http://de.wikipedia.org/wiki/Datei:Gear-kegelzahnrad.svg>, am 08.06.2015

Die Körperschallmessungen wurden mit Triaxialen Beschleunigungssensoren durchgeführt, es wurde an jedem Messpunkt somit in X-, Y- und Z-Richtung gemessen. Als Messgerät wurde ein MK II der Firma Müller-BBM verwendet, für die Messung und zur Auswertung war die Software PAK im Gebrauch. Dazu einige weitere Details:

Abtastrate: 44100 Hz

FFT Frequenzauflösung: 4 Hz

dB-Referenz:  $10^{-6} \text{ m/s}^2$

#### 4.1.3 Messergebnisse

Bei den Überprüfungsmessungen wurde jeweils ein An- und Ablaufvorgang von 0 bis 8000 Upm getestet.

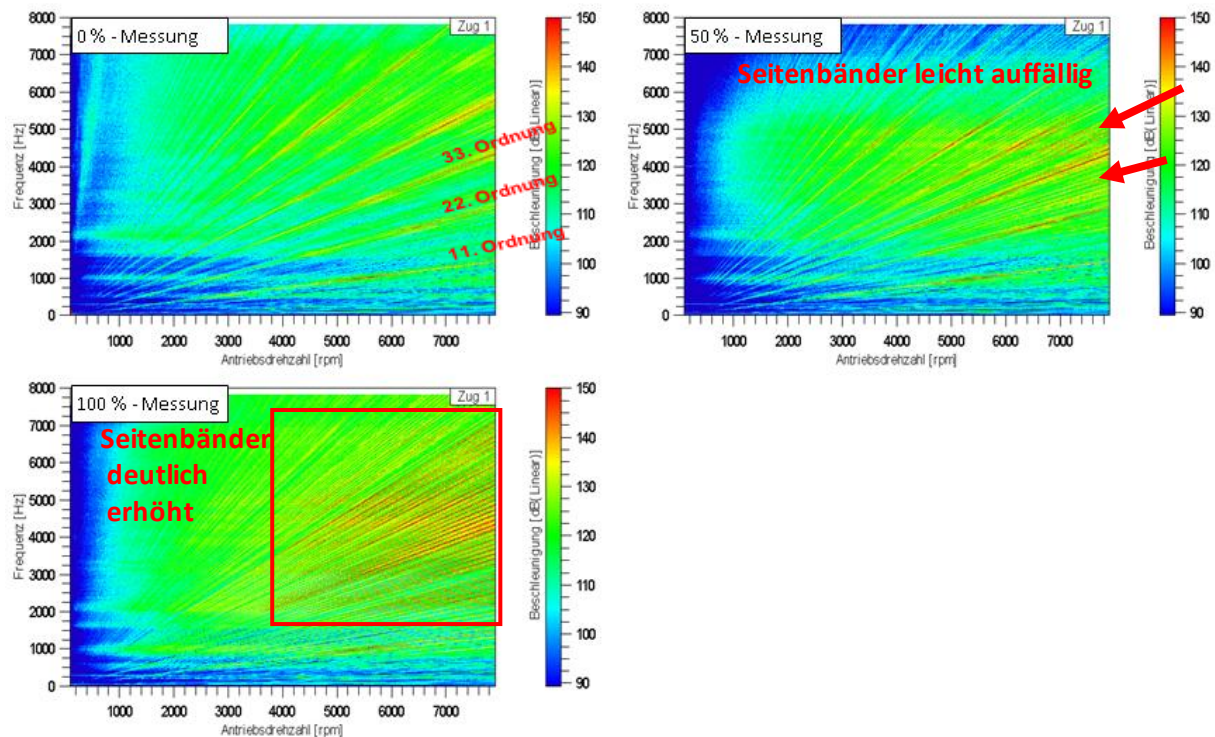
Die Startdauerlaufmessung (0%-Messung) verlief unauffällig. Gemessen wurde über die Drehzahl an der eintreibenden Welle, also an der Welle zum Triebeling. Der Triebeling von dem Kegelrad hat die Zähnezah  $z = 11$ , weshalb im Campbell-Diagramm die 11. Ordnung als Zahneingriffsordnung und ihre Harmonischen sichtbar sind. Die Pegel waren jedoch unkritisch.

Bei der 50%-Messung werden in den Messungen bereits die Seitenbänder der Zahneingriffsordnung leicht auffällig.

Bei der 100%-Messung sind die Pegel der Seitenbänder deutlich erhöht.

Gemessen wurde in X-, Y- und Z-Richtung. In Abbildung 22 ist die Auswertung der Messung in Z-Richtung zu sehen, da hier die Änderungen am deutlichsten waren.





**Abbildung 22:** Körperschallmessungen nach 0%, 50% und 100% Laufzeit zur Beobachtung, ausgewertet in Z-Richtung. Bei der 50%-Messung wiesen einige Seitenbänder bereits erhöhte Pegel auf, bei der 100%-Messung ist ein deutlicher Anstieg der Pegel zu beobachten.

#### 4.1.4 Diskussion

Deutlich erhöhte Seitenbänder weisen auf Fehler oder Schäden an der Verzahnung oder möglicherweise anderen Bauteil des Getriebes hin. Vorerst muss vorsichtig mit schnellen Schlüssen umgegangen werden, da den erhöhten Pegel sehr unterschiedliche Fehlerursachen zugrunde liegen können. In dem Campbell-Diagramm ist eine Verschlechterung des Getriebezustandes deutlich sichtbar, für eine genauere Diagnose ist es jedoch unumgänglich, den Verlauf der Seitenbänder genauer zu betrachten.

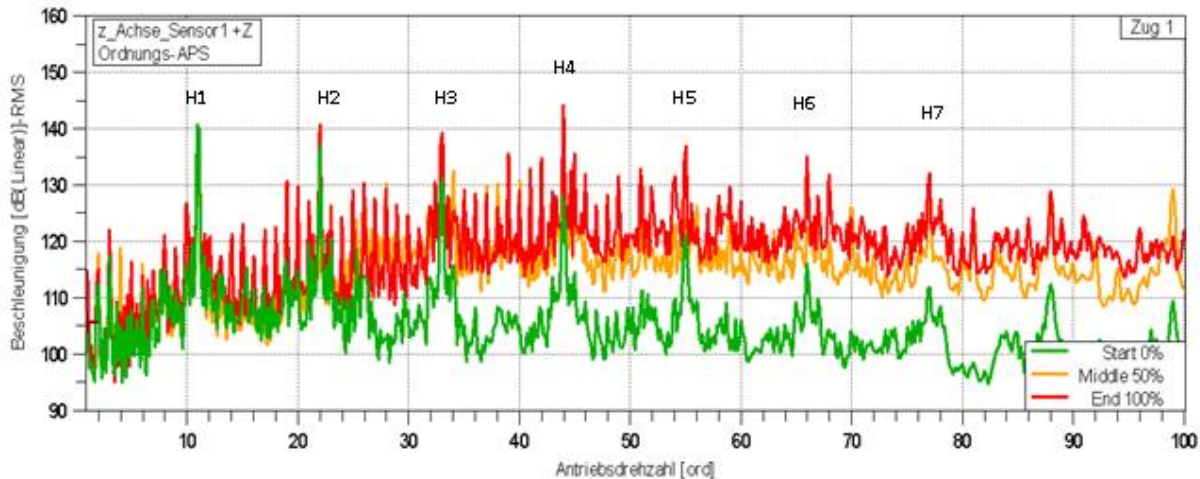
Dazu kann sich zum Beispiel eine Analyse in Form eines Ordnungsspektrum als hilfreich erweisen. Ein Ordnungsspektrum gleicht im Prinzip dem Frequenzspektrum, mit dem Unterschied, dass bei Messungen mit veränderlicher Drehzahl die zeitliche Information zusätzlich betrachtet werden muss. Eine reine Frequenzanalyse der Messung bei veränderlicher Drehzahl hätte starke Verschmierungen im Frequenzspektrum zur Folge. Das Ordnungsspektrum beschreibt die Frequenzen im Bezug auf die Drehzahl und wird deshalb bei Zeit-Frequenz-Analysen angewendet.

Die Analyse in Form eines Ordnungsspektrum brachte folgende Ergebnisse:

Bei der Start-Dauerlauf-Messung (grün) sind die Hauptordnung (Zahneingriffsordnung) und ihre Harmonische deutlich erkennbar (hier: 11. Ordnung, plus 22. Ordnung, 33. Ordnung, 44. Ordnung etc.), die Pegel der Seitenbänder sind verhältnismäßig niedrig und können vernachlässigt werden.

Bei der 50% -Messung (orange) sind die Pegel sichtbar höher als bei der 0% -Messung.

Bei der 100% -Messung (rot) sind die Pegel der Seitenbänder stark erhöht, ihre Amplituden nähern sich an die Amplituden der Hauptordnungen an.



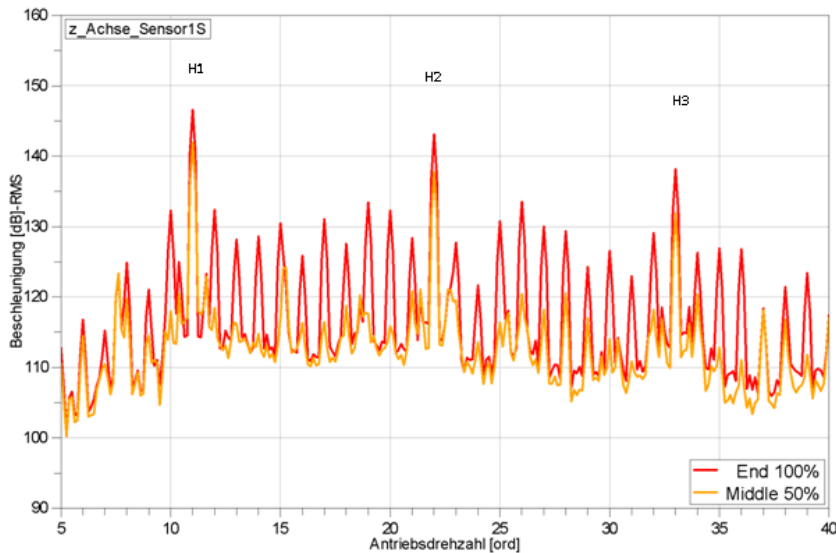
**Abbildung 23:** Ordnungsspektrum; hier werden die 0%- (grün), 50%- (orange) und 100%-Messung (rot) gegenübergestellt. Die Hauptordnungen sind bei allen Messungen gut erkennbar, die Pegel der Seitenbänder sind bei der 0% -Messung unauffällig, bei der 100% -Messung aber deutlich erhöht.

Interessant ist es nun, den Verlauf der Seitenbänder genauer zu betrachten. Vergleicht man das Spektrum mit den Frequenzspektrum aus Abbildung 9 in Kapitel 3.1.2, kann man durchaus Ähnlichkeiten erkennen. Die Seitenordnungen bilden eine Art gleichmäßigen „Teppich“, der sich in der Form eines leichten „Bogens“ über das ganze Spektrum aufspannt. Ein Anstieg zu den einzelnen Hauptordnungen hin ist nicht erkennbar. Das Spektrum erinnert somit an Frequenzspektren einer Modulation mit einem Impuls, folglich kann auf einen oder mehrere Einzelschäden ohne periodischen Zusammenhang geschlossen werden. Ein verteilter Fehler, wie zum Beispiel gleichmäßiger Verschleiß über alle Zahnflanken, wird nicht als Ursache derartig erhöhter Seitenbändern vermutet.

Es ist zusätzlich auffallend, dass die Nebenordnungen exakt im Abstand von 1 neben den Hauptordnungen liegen.

Durch diesen Umstand kann davon ausgegangen werden, dass sich der verursachende Schaden am Triblingszahnrad selbst befinden muss. Da über die Drehzahl des Triblingsrades gemessen wird, wird jedes Ereignis im Bezug auf die Drehzahl der Eintriebswelle aufgezeigt. Das Triblingsrad ist also das Referenzrad der Messung. Weil hier die Seitenbändern der Zahneingriffstörung im Abstand von 1 verstärkt auftreten, tritt der Fehler gemeinsam mit dem Zahneingriff auf. Der betreffende Schaden befindet sich deshalb auf einem oder mehreren Zähnen des Treiblings.





**Abbildung 24:** In der Detailansicht des Ordnungsspektrums erkennt man, dass die Nebenordnungen im Abstand von 1 auftreten.

Ein weiterer Schadensfall, bei dem dieser Umstand der Nebenordnungen im Abstand 1 nicht zutrifft, wird in Beispiel 4.3 aufgezeigt.

Über das genaue Schadensausmaß kann hier nur begrenzt eine Aussage getroffen werden. Die Schadensgröße wird grundsätzlich durch die Amplitude beschrieben. In der Praxis treten Einzelschäden sehr unregelmäßig auf, es kann zu schwer nachvollziehbaren Modulationen verschiedener Fehlerschwingungen kommen.

#### 4.1.5 Kontrollzerlegung

Aufgrund der kritisch erhöhten Pegel bei der 100% -Dauerlauf-Messung wurde das Kegelradgetriebe im Anschluss des Dauerlaufs kontrollzerlegt. Tatsächlich konnte Pitting am Triblingsrad festgestellt werden und die Messergebnisse somit als bestätigt befunden werden. Pitting trat an der Zugflanke auf, da hier die Kraft auf den Zahn am Größten wird.



**Abbildung 25:** Tribling des Kegelradgetriebes



**Abbildung 26:** An zwei Stellen wurde bei der Kontrollzerlegung Pitting festgestellt, jeweils an der Zugflanke

## 4.2 Beispiel 2: Pitting an einem Kegelradgetriebe ( $z = 13$ )

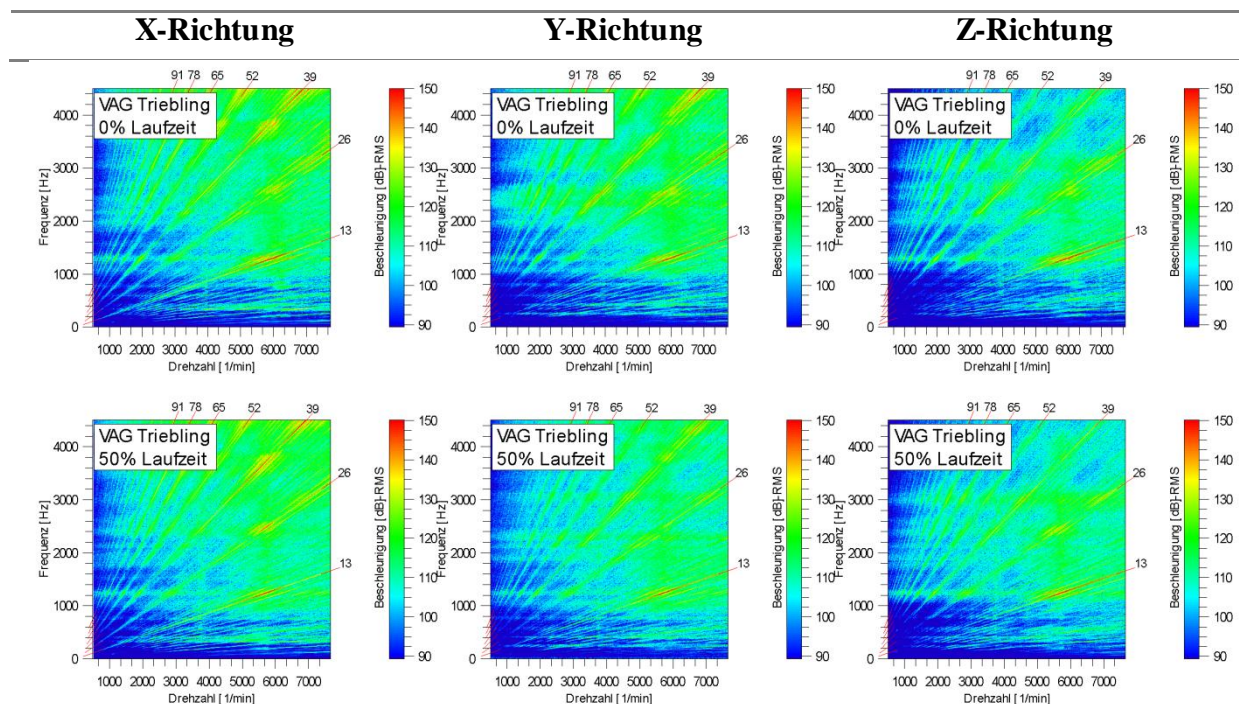
### 4.2.1 Prüfgetriebe und Messbedingungen

Ein ähnlicher Fall trat bei einem Vorderachsgetriebe auf. Auch hier handelt es sich um ein Kegelradgetriebe, jedoch mit dem Übersetzungsverhältnis  $i = 46/13$ , was bedeutet, dass es ein Tellerrad mit der Zähnezahl  $z = 46$  und einen Triebfling mit der Zähnezahl  $z = 13$  besitzt. Bei dem betreffenden Kurzdauerlauf wurden ebenfalls Drehzahlrampen bis 8000 Upm am Prüfstand gefahren. Kontrollmessungen mit Beschleunigungssensoren wurden nach 0%, 50% und 87% durchgeführt. Nach der 87%-Messung wurde der Kurzdauerlauf aufgrund zu hoher Pegel bei der Messung abgebrochen und eine Kontrollzerlegung angeordnet.

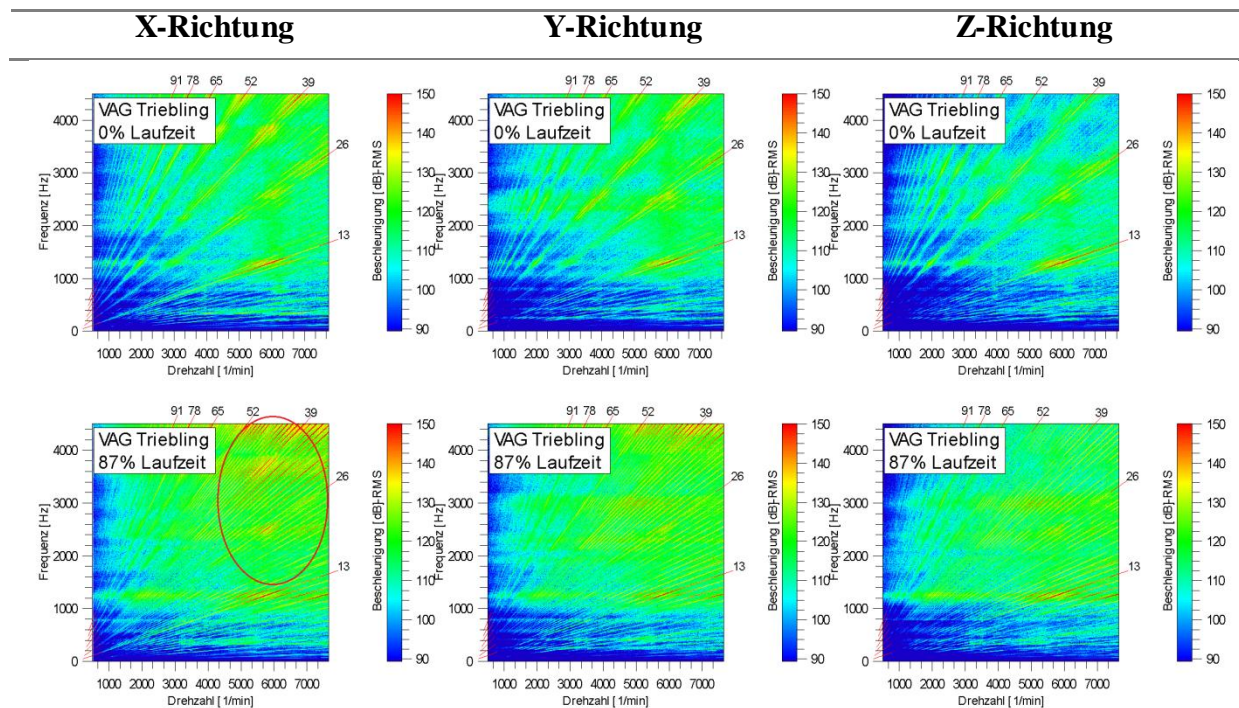
### 4.2.2 Messergebnisse

Die folgenden Abbildungen stellen Vergleiche der 50%-Messung und der 87%-Messung jeweils mit der Start-Dauerlauf-Messung dar. Die 0%-Messung und die 50%-Messung sind nahezu ident. Nach der ersten Hälfte des Dauerlaufs trat somit keine Verschlechterung des Getriebezustands auf. Die Hauptordnungen sind hier die 13., 26., 39. Ordnung etc., da der Triebfling des Getriebes, wie erwähnt, 13 Zähne besitzt. Die Drehzahl wurde an der Eintriebswelle gemessen.

Im Campbell-Diagramm der 87%-Messung sind die Pegel der Seitenbänder jedoch deutlich erhöht. Der Kurzdauerlauf wurde abgebrochen, da ein Schaden am Getriebe vermutet wurde.



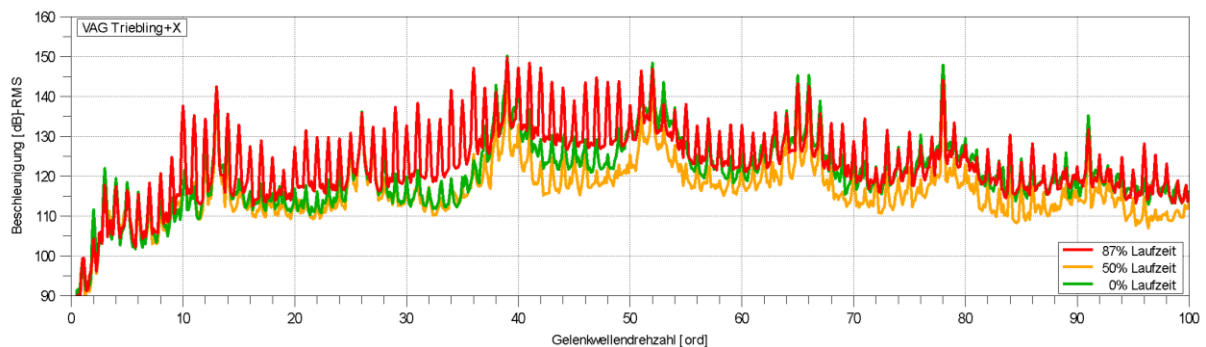
**Abbildung 27:** 0%- und 50%-Messung des Dauerlaufs in X-, Y-, und Z-Richtung; es wurde kein Anstieg der Pegel gemessen.



**Abbildung 28:** 0%- und 87%-Messung des Dauerlaufs; erhöhte Pegel traten in den Nebenordnungen der 87%-Messung auf.

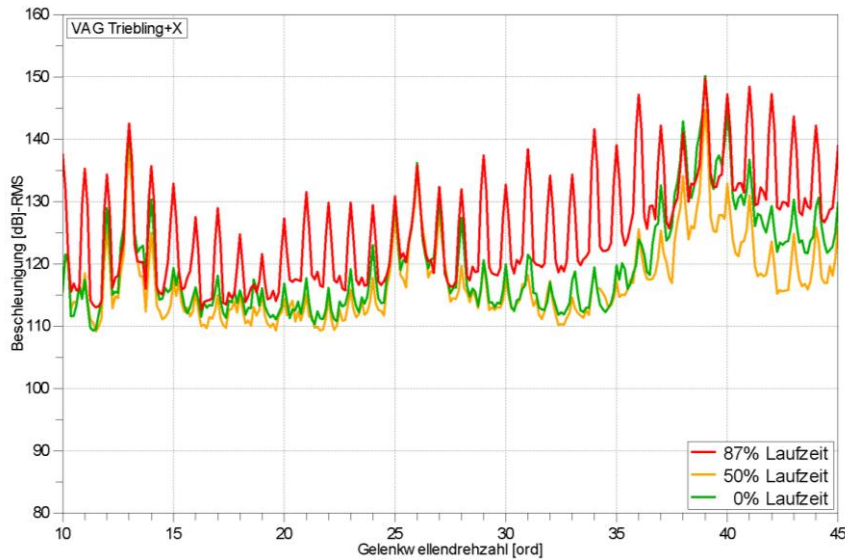
#### 4.2.3 Diskussion

Im Ordnungsspektrum in Abbildung 29 ist ein ähnliches Bild der Nebenordnungen wie in Beispiel 1 in Kapitel 4.1.4 erkennbar. Der Ordnungsfächer hat einen gleichmäßigen, bogenförmigen Verlauf und die Nebenordnungen treten im Abstand von 1 auf.



**Abbildung 29:** Ordnungsspektrum der 0%, 50% und 87%-Messung (grün, orange, rot). Die 87%-Messung weist erhöhte Seitenbänder im Abstand 1 auf.





**Abbildung 30:** Ordnungsspektrum Detailansicht; Nebenordnungen im Abstand von 1

#### 4.2.4 Kontrollzerlegung

Bei der Kontrollzerlegung konnte der Verdacht auf Pitting am Triebeling bestätigt werden. Das Tellerrad sowie diverse Rollenlager des Vorderachsgetriebes wiesen keine Beschädigungen auf.



**Abbildung 31:** Grobflächiges Pitting am Triebeling



**Abbildung 32:** Das Tellerrad des Kegelradgetriebes weist keine Schäden auf.

### 4.3 Beispiel 3: Pitting im Kugellagerbereich

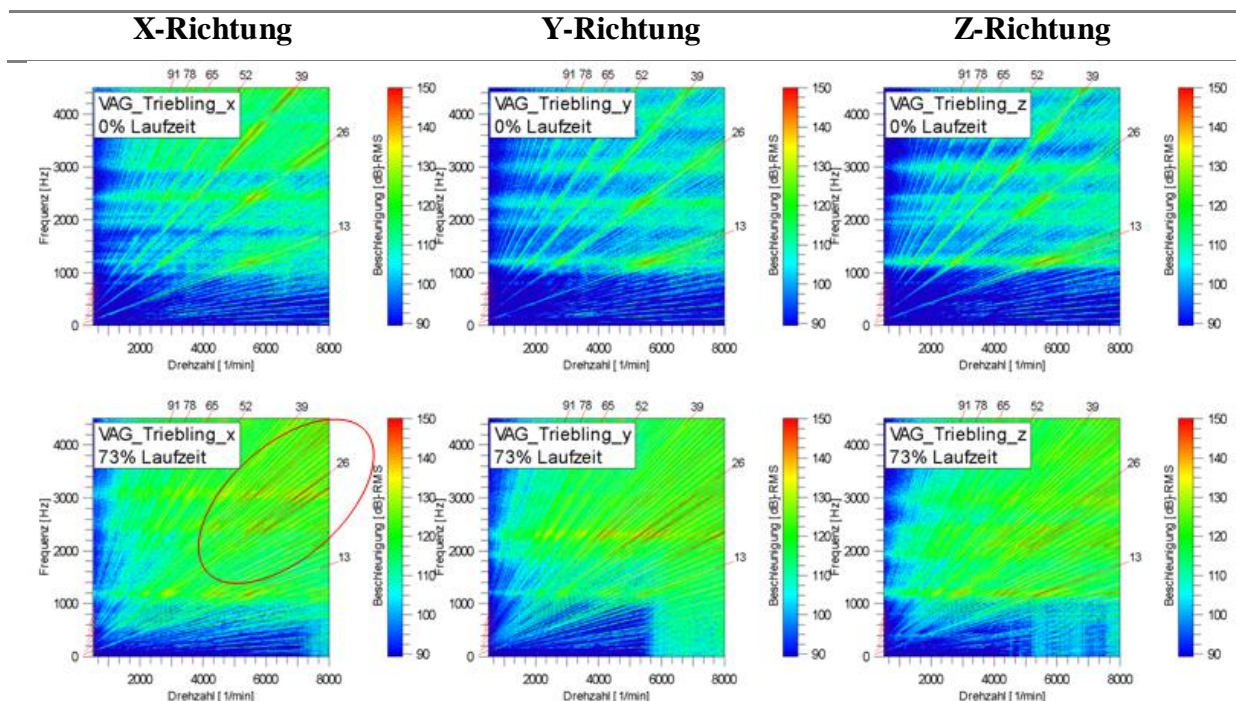
In Beispiel 4.3 wird ähnliches Vorderachsgetriebe wie in Beispiel 4.2 untersucht. Es tritt hier jedoch ein anderer Fehlerfall auf, es soll ein Vergleich der beide Fälle folgen.

#### 4.3.1 Prüfgetriebe und Messbedingungen

Das Prüfgetriebe ist wie in Beispiel 4.2 ein Kegelradgetriebe, allerdings mit Übersetzungsverhältnis  $i = 43/13$ . Dieses Vorderachsgetriebe sollte in einem 272 Stunden-Dauerlauf getestet werden. Zur Überprüfung wurden Vibrationsmessungen nach 0%, 32%, 50% und 73% Laufzeit durchgeführt. Nach der 73%-Messung wurde der Dauerlauf aufgrund auffällig hoher Pegel zunächst unterbrochen.

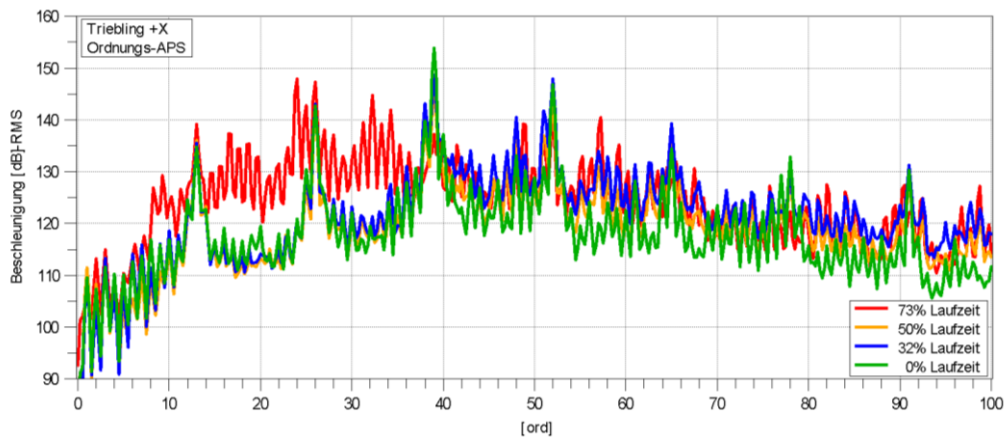
#### 4.3.2 Messergebnisse

Im Folgenden wurde die 0% - und die 73%-Messung zur Übersicht und zum Vergleich in einem Campbell-Diagramm ausgewertet. In Abbildung 33 lässt sich erkennen, dass bei der 73%-Messung die Nebenordnungen deutlich erhöhte Pegel aufweisen.



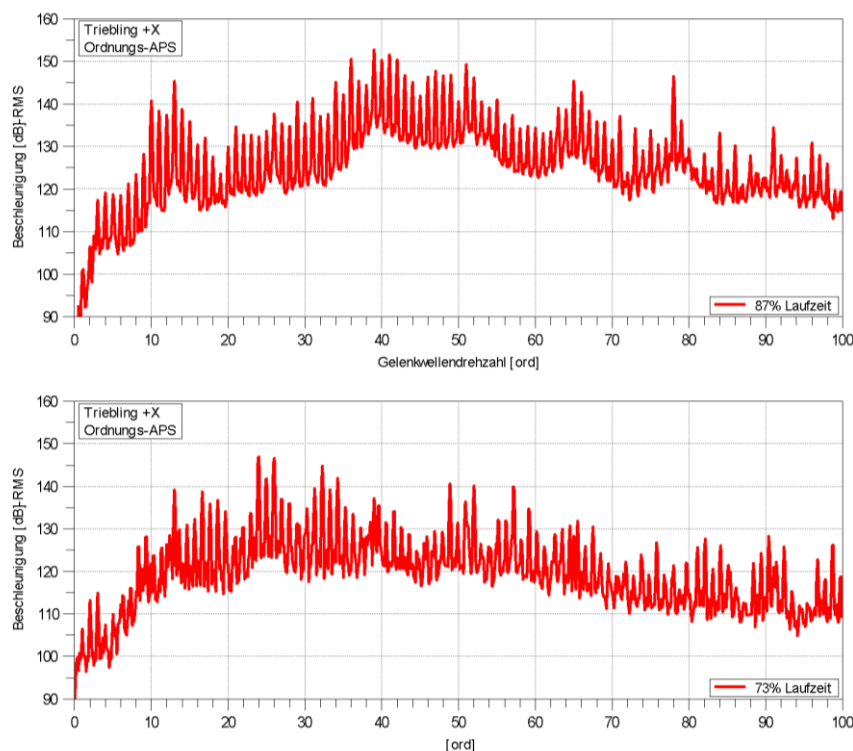
**Abbildung 33:** Campbell-Diagramm der 0%- und 73%-Messung in X-, Y-, und Z-Richtung

Ein genauerer Vergleich kann durch Auswertung der Ordnungsspektren getroffen werden.



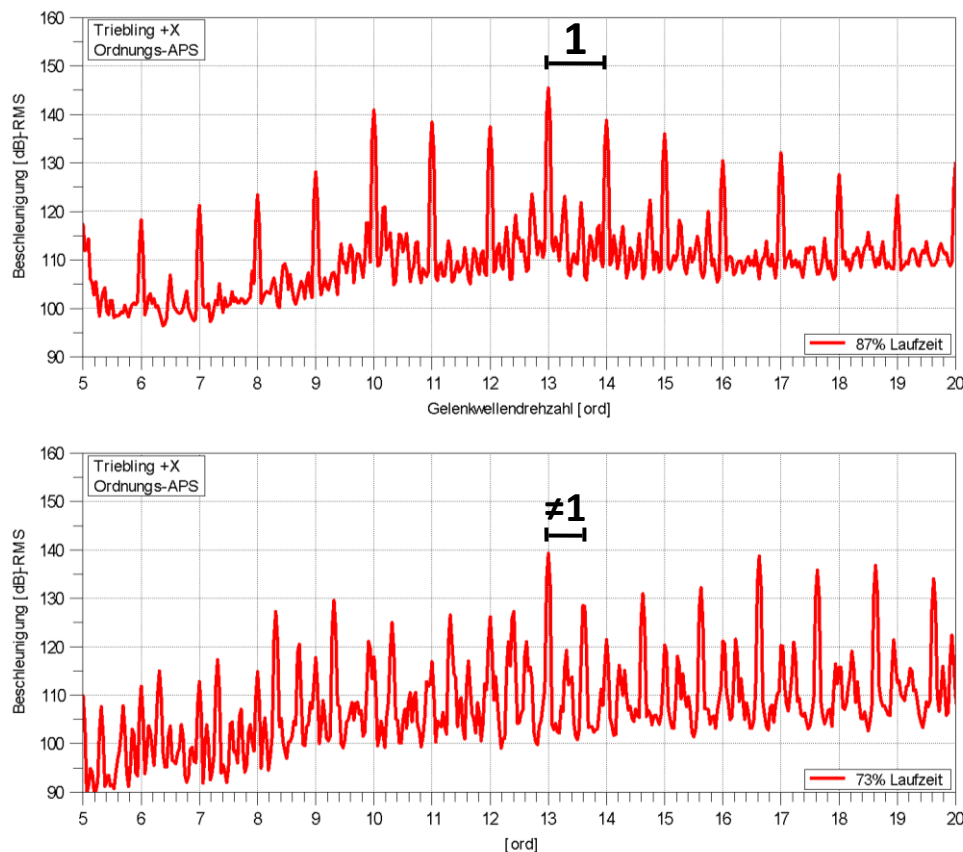
**Abbildung 34:** Ordnungsspektrum der 0%-, 32%-, 50%- und 73%-Messung

Vergleicht man das Ordnungsspektren der Messung mit dem Ordnungsspektrum der Messung von Beispiel 2 aus Kapitel 4.2, kann eventuell vermutet werden, dass es den erhöhten Pegel dieser Messung eine andere Ursache zugrunde liegt. In Abbildung 35 werden die 87%-Messung aus Beispiel 2 aus Kapitel 4.2 und der 73%-Messung dieses Dauerlaufs gegenübergestellt. Dabei fällt auf, dass die Hauptordnungen nicht mehr eindeutig die höchsten Pegel aufweisen. Es ist gar nicht mehr deutlich erkennbar, wo sich die Hauptordnungen befinden. Mehrere Ordnungen weisen ähnlich hohe Pegel auf. Es scheint, als ob zusätzlich zu der Zahneingriffsordnung eine weitere unbekannte Ordnung im Spektrum auftritt.



**Abbildung 35:** Vergleich der Ordnungsspektren zweier Fehlerfälle. In dem oberen Diagramm ist das Ordnungsspektrum der 87%-Messung von Beispiel 2 aus Kapitel 4.2 zu sehen. Bei Beispiel 2 konnte Pitting am Triebfling festgestellt werden. Im unteren Diagramm wurde die 73%-Messung des aktuellen Beispiels dargestellt. Die erhöhten Seitenbänder der beiden Messungen unterscheiden sich in ihrer Regelmäßigkeit.

Bei genauerer Betrachtung bemerkt man, dass bei der aktuellen Messung die Seitenordnungen nicht im Abstand von 1 auftreten (Abbildung 36).



**Abbildung 36:** In der Detailansicht der 87% - und der 73%-Messung lässt sich erkennen, dass die Seitenbänder der aktuellen Messung (73%-Messung, unteres Diagramm) nicht den Abstand 1 aufweisen.

### 4.3.3 Diskussion

Durch den Umstand, dass die Seitenordnungen nicht im Abstand von 1 auftreten, kann ausgeschlossen werden, dass sich der Schaden an einem oder mehreren Zähnen des Triebflings befindet.

Mit großer Wahrscheinlichkeit befindet sich nun der Schaden an einem anderen rotierenden Bauteil. Ist ein solches Bauteil beschädigt, verursacht es erhöhte Pegel, die in den Messdaten sichtbar sind. Da sich der Schaden aber nicht auf der Verzahnung befindet, tritt er nicht gemeinsam mit der Zahneingriffsfrequenz auf. Das fehlerhafte Bauteil dreht sich mit einer eigenen Frequenz, die in der Auswertung im Bezug auf die Drehzahl des Referenzrades (Triebflingsrad) aufscheint. Eine unbekannte Ordnung entsteht. Diese neue Ordnung beschreibt Auftrittshäufigkeit des Schadens bezogen auf die mitgemessene Drehzahl des Triebflingsrads. Oft sind diese Ordnungen deshalb auch nicht nachvollziehbare Komazahlen. Treten viele Seitenbänder in nicht ganzzahligen Abständen um die Hauptordnungen, ist es deshalb ein Hinweis, dass sich der Schaden nicht auf der betreffenden Verzahnung selbst befindet.



Beschädigte rotierende Bauteile eines Getriebes sind oft Ursache unbekannter Hauptordnungen. Die Ordnungen und ihre Seitenbänder überlagern sich dann mit der Zahneingriffsordnung und schwer interpretierbare Spektren können entstehen. Oftmals ist es sehr schwierig, das verursachende Bauteil ausfindig zu machen.

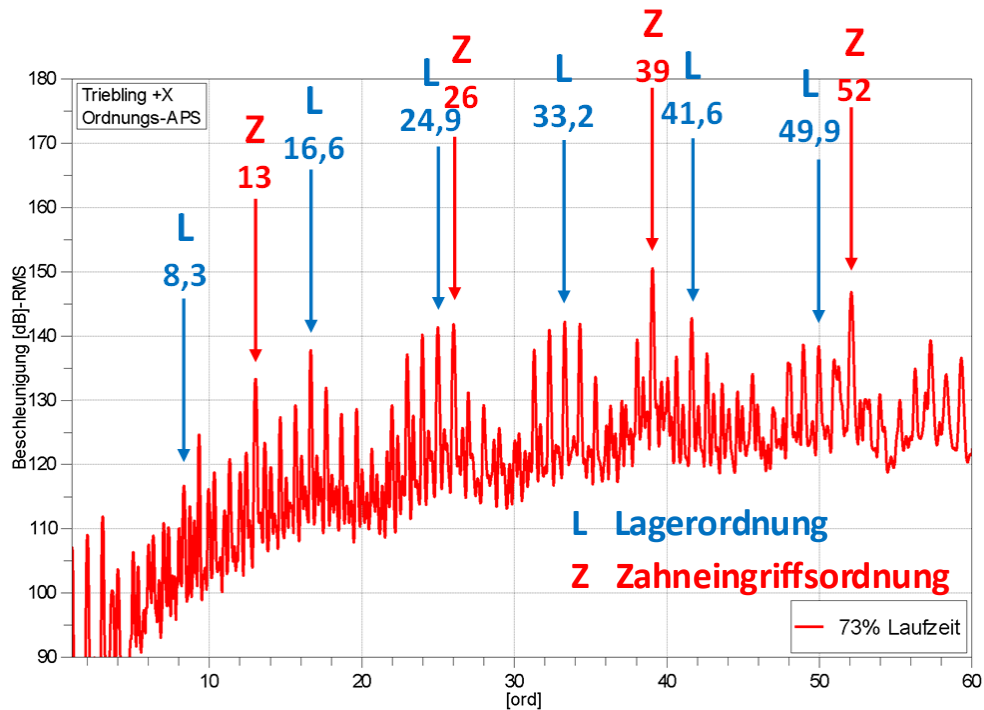
#### 4.3.4 Kontrollzerlegung

Bei der Kontrollzerlegung konnte Pitting an einem Kugellager festgestellt werden. Der Triblingskopflagerinnenring zeigt bei der großen Kugellaufbahn massives Pitting an einer Stelle. Das beschädigte Lager ist der Verursacher für weitere Ordnungen im Spektrum.



**Abbildung 37:** Pitting am Triblingskopflager Innenring

Durch ein spezielles Programm konnte die Lagerordnung errechnet werden. Es ist die Ordnung 8,3. Bei einem Vergleich Anfangsmessung und der 73% -Messung lässt sich nachvollziehen, dass diese Ordnung tatsächlich auftritt.



**Abbildung 38:** Bei genauerer Betrachtung des Ordnungsspektren der 73%-Messung sind zwei Hauptordnungen erkennbar. Zusätzlich zur Zahneingriffsordnung (13. Ordnung) und ihren Harmonischen tritt eine Lagerordnung (8,3. Ordnung und Harmonische) hervor. Durch den Einfluss mehrerer Ordnungen werden Spektrum oft unübersichtlich und schwer zu interpretieren.

Das Triebplingskopflager wurde im Anschluss getauscht und der Lauf bei 75% wieder aufgenommen. Die Vibrationspegel befanden sich nach dem Wiederaufbau im gleichem Rahmen wie bei der 50% Messung zuvor.

## 4.4 Beispiel 4: Whine Noise im Fahrzeug

Bei einer Fahrzeugmessung wurde im 3. Gang subjektiv ein Geräusch, bezeichnet als Whine Noise („whine“ = heulen, jammern) festgestellt. Es wurde versucht, das Geräusch messtechnisch zu erfassen, um die Ursache zu ermitteln.

### 4.4.1 Messbedingungen

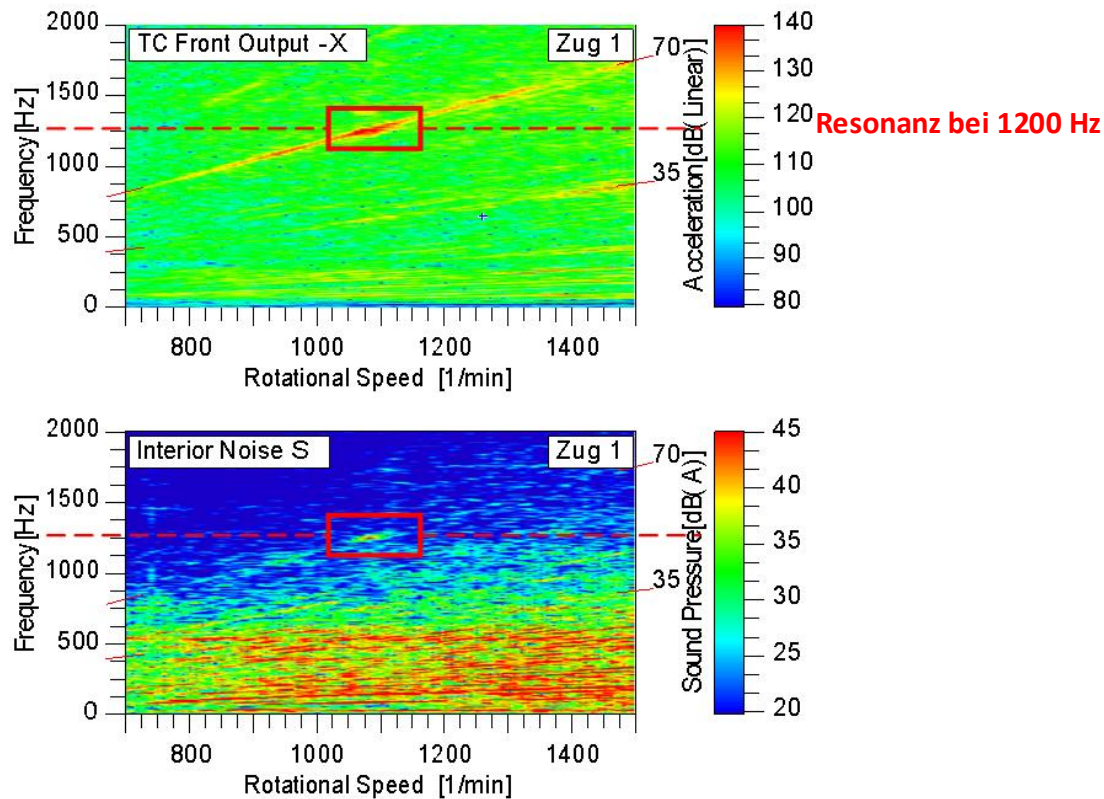
Zur Überprüfung wurde sowohl der Körperschall am Getriebe, als auch der Luftschall an der Position „Fahrerohr links“ gemessen.



**Abbildung 39:** Die Messposition für Luftschall war am Fahrerohr links.

### 4.4.2 Messergebnisse

In der Auswertung des Körperschalls ist eine Resonanz erkennbar, die auch im Luftschall auftritt.



**Abbildung 40:** Bei der Körperschallmessung am Getriebe (oben) im 3. Gang tritt eine Resonanz bei 1200 Hz auf. In der Luftschallmessung (unten) ist diese Resonanz ebenfalls sichtbar.

#### 4.4.3 Diskussion

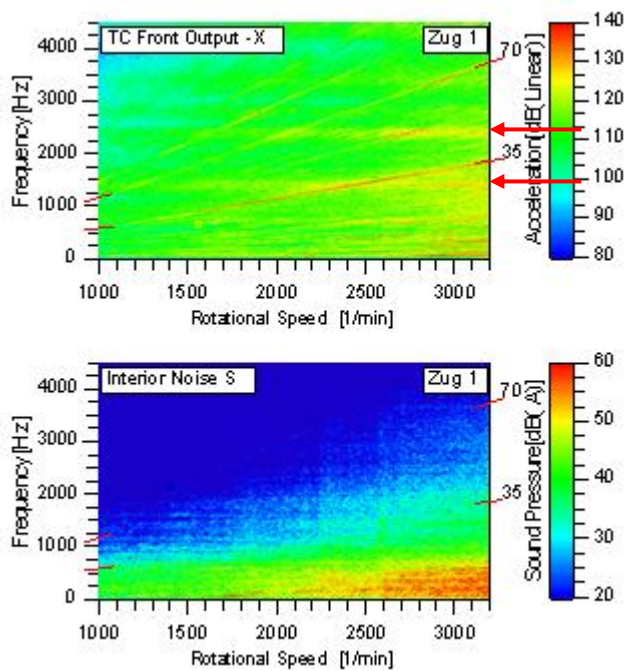
Trotz erhöhter Pegel wird hier nicht von einer Schädigung der Verzahnung ausgegangen. Es handelt sich um eine Resonanz, die Pegel sind nur in einem bestimmten Frequenzbereich außerordentlich erhöht sind. Im Fehlerfall dagegen würden die Pegel während des Hochlaufes kontinuierlich ansteigen. Resonanzen sind unkritisch, solange sie bestimmte Pegellimits nicht überschreiten oder sich subjektiv störend auswirken. In einem derartigen Fall kann die Ursache bei der Mikrogeometrie oder verschiedenen Einstellparametern liegen (z.B. Position der Zahnräder, Lagervorspannung).

Das Beispiel der Whine Noise soll verdeutlichen, dass erhöhten Pegeln nicht automatisch Schäden an der Verzahnung oder am Getriebe zugrunde liegen müssen. Bei diesem Beispiel handelt es sich um keinen Verzahnungsfehler oder -schaden. Hinweise auf Verzahnungsfehler wären dagegen hohe, mit der Drehzahl ansteigende Pegel und stark ausgeprägte Seitenbänder (vgl. Beispiele 4.1, 4.2, 4.3).

Es wurden weitere Messungen unter ähnlichen Bedingungen durchgeführt:

Bei einer Messung im 5. Gang tritt zusätzlich bei 2400 Hz eine starke Resonanz auf, die jedoch subjektiv nicht wahrgenommen werden konnte. Sie ist auch in der Luftschallmessung nicht sichtbar. Das kann der Fall sein, wenn in diesem Frequenzbereich andere Fahrzeuggeräusche ein weiteres Geräusch überdecken. Ist subjektiv keine Störung vorhanden,

besteht keine Notwendigkeit für weiterführende Maßnahmen. Bei der Messung im 5. Gang war auch die Whine Noise nicht mehr subjektiv wahrnehmbar.



**Abbildung 41:** Bei der Körperschallmessung am Getriebe (oben) im 5. Gang treten Resonanzen bei 1200 Hz und 2400 Hz auf. Diese waren subjektiv jedoch nicht wahrnehmbar und sind auch in der Luftschallmessung (unten) nicht zu erkennen.



## 4.5 Beispiel 5: Unwucht

In dem letzten Beispiel soll nun ein verteilter Fehler aufgezeigt werden. Einer der am häufigsten auftretende Fehlern am Getriebeprüfstand ist Unwucht. Unwucht („Eiern“) entsteht, wenn eine Welle nicht exakt gleichmäßig gewichtverteilt ist. Bei hohen Drehzahlen entsteht dadurch eine „eiernde“ Bewegung der Welle.

Durch Wuchten, einem Vorgang, bei dem kleine Gewichte an den bestimmten Stellen zum Ausgleich befestigt werden, kann Unwucht ausgeglichen werden. Das ist dann notwendig, wenn die Unwucht so stark ist, dass sie eine Schädigung der Verzahnung oder des Getriebes verursachen könnte.

Bei Körperschallmessungen ist die Unwucht in Form einer erhöhten 1. Ordnung sichtbar. Unwucht zählt man, wie in Kapitel 3.1.1 beschrieben, zu harmonisch verteilten Fehlern. Vereinfacht kann man sich Unwucht als eine Amplitudenmodulation der Zahneingriffsschwingung mit einem vergleichsweise niederfrequentem Sinus über eine Umdrehung vorstellen, da die Unwucht einmal pro Umdrehung mitschwingt. Ein weiteres Beispiel für einen derartigen verteilten Fehler ist z. B. eine fehlerhafte Achsenlage. Hierbei käme es zu zwei ausschwingenden Ereignissen pro Umdrehung.

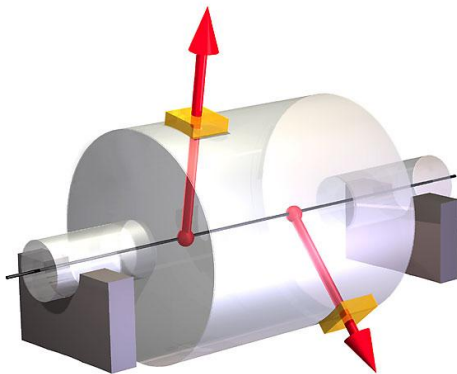
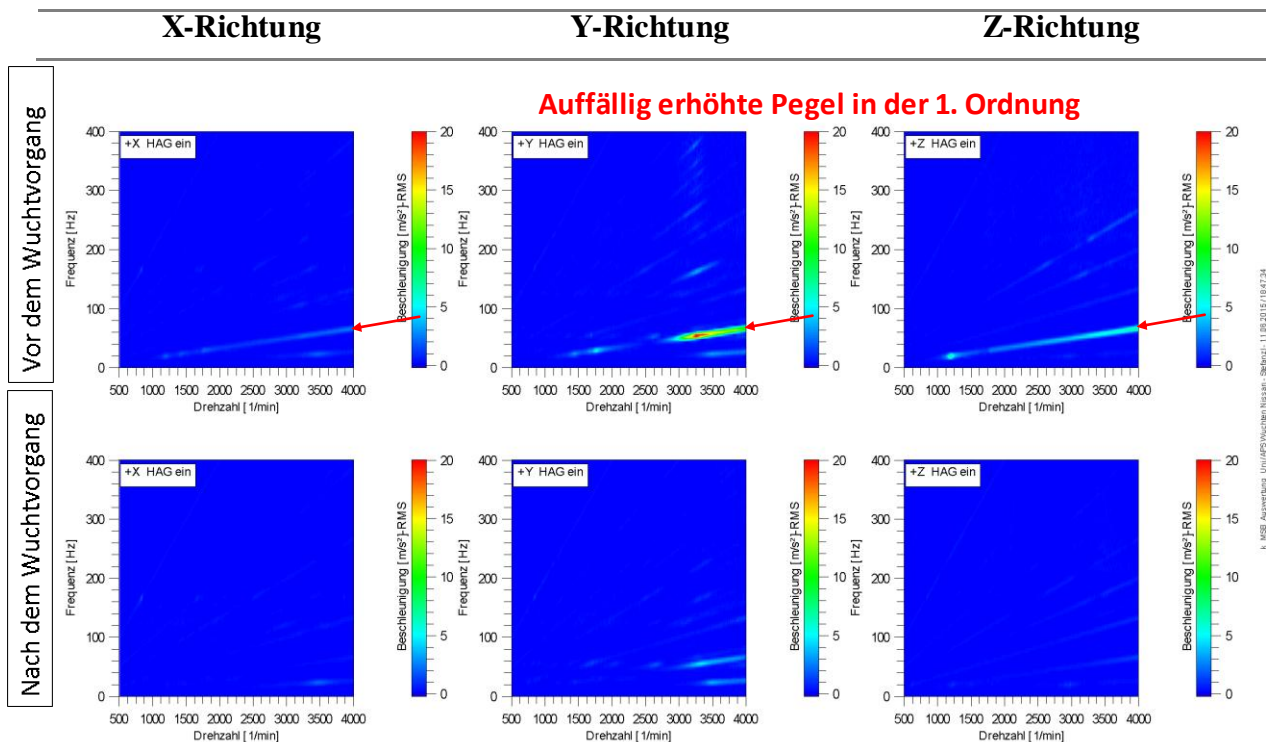


Abbildung 42: Prinzip der Unwucht<sup>64</sup>

### 4.5.1 Messergebnisse

Auf dem Prüfstand wurde ein Getriebe vor dem Start eines Dauerlaufs kontrollgemessen. Die erste Ordnung wies hier deutlich hohe Pegel auf. Durch Wuchten der Eintriebswelle konnte der Prüfaufbau verbessert und die Pegel der 1. Ordnung merklich reduziert werden.

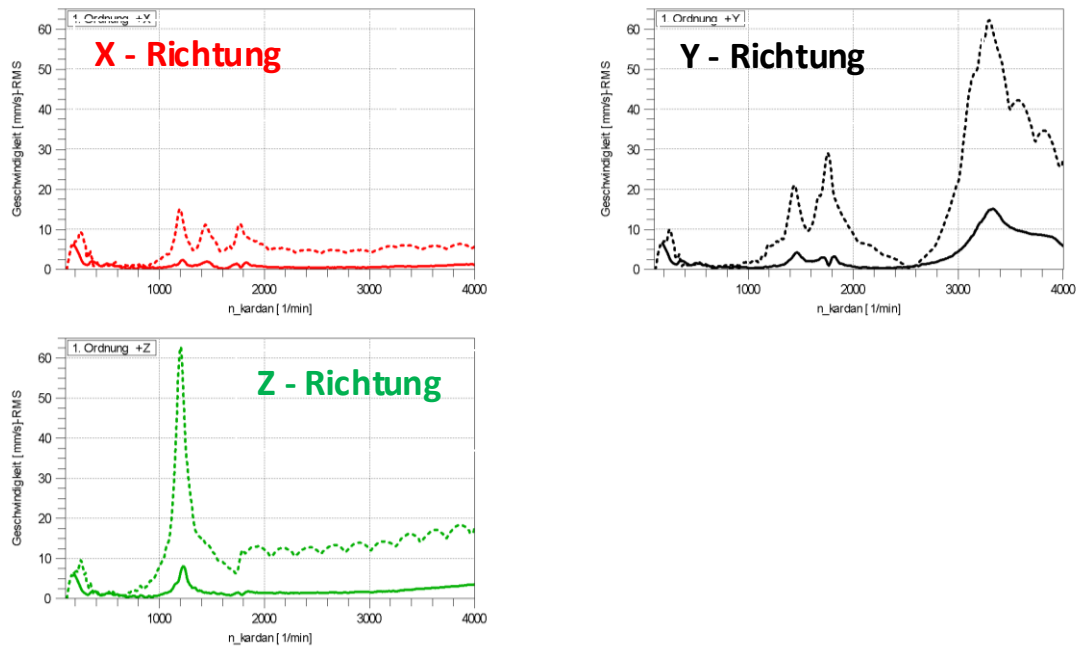
<sup>64</sup> <http://www.schenck-rotec.de/unternehmen/bibliothek/index.php>, am 16.06.2015



**Abbildung 43:** Bei der Überprüfungsmessung am Prüfstand (oben) trat zuerst eine starke 1. Ordnung in Y- und Z-Richtung auf. Durch Wuchten konnten die Pegel verringert werden (Zweite Messung, unten).

#### 4.5.2 Diskussion

In der folgenden Auswertung wird die 1. Ordnung vor und nach dem Wuchtvorgang gegenübergestellt. Typisch für Unwucht ist auch der Umstand, dass sie in Y- und Z-Richtung am Stärksten auftritt. Bei den Messungen ist die X-Richtung als Fahrtrichtung definiert und deshalb gleichzeitig die Richtung der Eintriebswelle in das Getriebe. Weist die Welle Unwucht auf, entsteht eine „eiernde“ Bewegung in Y- und Z-Richtung. In der Praxis gibt es oft zusätzlich eine Bewegung in X-Richtung, die aber vergleichsweise minimal ist.



**Abbildung 44:** Auswertung der 1. Ordnung in X-, Y- bzw. Z-Richtung (rot, schwarz, grün). Die strichlierten Kurven beschreiben die Pegel vor dem Wuchtvorgang, die durchgezogenen Linien die Pegel danach.



## 5 Zusammenfassung und kritische Betrachtung

### 5.1 Erkenntnisse aus den Messungen

Abschließend kann nun gesagt werden, dass **Zahnschäden** im Allgemeinen durch stark ausgeprägte Seitenbänder im Ordnungsspektrum erkannt werden können (Vgl. Beispiel 4.1, 4.2, 4.3).

Entstehen im Spektrum neue Ordnungen zusätzlich zur Zahneingriffsordnung mit auffälligen Seitenbändern, liefert dies einen Hinweis auf die Schädigung eines rotierenden Getriebebauteils, jedoch nicht der Verzahnung selbst. Die Seitenbänder treten dabei in Abständen schwer nachvollziehbarer Kommazahlen auf (Vgl. Beispiel 4.3). Bei einer Schädigung am Zahnrad selbst entstehen Seitenbänder im Abstand von 1 bzw. ganzzahligen Vielfachen von 1 (Beispiel 4.1, 4.2).

**Verteilte Fehler** können dagegen vor allem durch erhöhte Pegel in niedrigen Ordnungen (1., 2. Ordnung etc.) erkannt werden: Eine erhöhte 1. Ordnung deutet auf Unwucht hin (Vgl. Beispiel 4.5), die 2. Ordnung beispielsweise auf fehlerhafte Achsenlage.

Treten erhöhte Pegel in Form einer **Resonanz** auf, kann man diese in einem Campbell-Diagramm durch waagrechte „Streifen“ erkennen (Vgl. Beispiel 4.4). Resonanzen treten über einem schmalen Frequenzbereich auf und sind drehzahlunabhängig. Im Resonanzfall ist nicht automatisch von einer Bauteilschädigung auszugehen. Im Fall subjektiv bemerkbarer Störgeräusche kann eine Verbesserung durch Änderungen der Mikrogeometrie oder Überprüfung verschiedener Einstellparametern erzielt werden.

### 5.2 Erkenntnisse aus der Simulation

Es konnten folgende Erkenntnisse gewonnen werden:

**Das Ausmaß eines Zahnschadens** lässt sich durch die Höhe der Seitenbandamplituden abschätzen. Die Gestalt des Schadensignals beeinflusst die Seitenbandstruktur. Diese wäre bei einem idealen Impuls gleichmäßig über den ganzen Frequenzbereich verteilt, bei einem schmalen Rechteck nimmt die Amplitude der Seitenbänder zu hohen Frequenzen ab. Hat die Schwingung des Zahnschadens eine sinusförmige Gestalt, nimmt der Verlauf der Seitenbänder im Frequenzspektrum die Form eines leichten Bogens an. Eine Lokalisierung des Schadens ist durch Betrachtung des Amplitudenspektrums alleine nicht möglich.

Treten **zwei oder mehrere Schäden** an der Verzahnung ändert sich die Seitenbandstruktur je nach Abstand der Schäden zueinander. Treten die Fehler gleichmäßig verteilt über den

Radumfang auf (z.B. zwei Zahnfehler, je nach der halben Umdrehung), steigen die Seitenbänder um die Trägerfrequenz im Abstand der Modulationsfrequenz an.

Zuletzt beeinflussen auch **Unregelmäßigkeiten des Materials oder der Geometrie sowie Verschleiß** die Ausprägung der Seitenbänder. Sie äußern sich als kleine Unregelmäßigkeiten im Zahneingriff und bewirken im Frequenzbereich Unebenheiten in der Seitenbandstruktur.

## 6 Ausblick

Für zukünftig Problemstellungen der akustischen Zustandsüberprüfung von Zahnradgetrieben ist das Vertiefen im Gebiet der Simulation mit Sicherheit nicht von mindermem Interesse. Die Simulation bietet vor allem durch den geringen Materialaufwand Vorteile gegenüber der Messtechnik, dadurch können Kosten und längerfristig auch Zeit gespart werden.

Es gibt unzählige Fehlerfälle, die in der Simulation weiters untersucht werden können, z.B. mehrere Zahnschäden in unterschiedlichem Ausmaß. Zusätzlich sollte noch mehr mit der Position der Schäden experimentiert werden. Eine Untersuchung des Phasengangs sollte hier neue Erkenntnisse liefern. Um die Simulation zu perfektionieren, könnte versucht werden, anstatt der Zahneingriffsschwingung in Form eines Sinussignals tatsächlich ein Messsignal einer fehlerfreien Verzahnung in die Simulationssoftware einzulesen und als Ausgangssignal für die Simulation zu verwenden.

Auch in der Messtechnik ist es denkbar, durch gezielte Manipulation von Verzahnungen noch weitere Erkenntnisse zu erlangen. Seit einiger Zeit existiert bereits die Idee eines Akustikprüfstands für die NVH-Abteilung, an dem Verzahnungen separiert getestet und zusätzlich mechanisch beschädigt werden könnten.

Für mich persönlich ist zusätzlich von Interesse, ob sich durch eine fortgeschrittene Simulation die Möglichkeit, Schäden auf einer Verzahnung zu lokalisieren noch verbessern ließe. Erkenntnisse der Simulation können und sollen bei der Auswertung von Messungen eine Hilfestellung sein. Da trotz fortgeschrittener Software und dem hohen technischen Wissensstand der Gegenwart in der Praxis doch nie alle Einflüsse der Bauteile und der Einflüsse von außen berücksichtigt werden können, wird die Simulation auch in Zukunft die Messtechnik bei der Entwicklung und Überprüfung von Fahrzeuggetrieben nicht ersetzen können. Die verlässlichsten Ergebnisse sind weiterhin durch gegenseitige Unterstützung von Messtechnik und Simulation zu erwarten.

## Literaturverzeichnis

- [BA07] Bader, Daniel, *Eine flexible akustische Messmethode zur Detektierung von verzahnungstechnischen Problemen*, Ilmenau: Universitätsverlag, 2007
- [HE12] Heider, Michael Karl, *Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben, Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad und Planetengetrieben, Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs genehmigten Dissertation*, München: Verlag Dr. Hut, 2012
- [MA84] Matek, Wilhelm; Muhs, Dieter; Wittel, Herbert, *Roloff/Matek Maschinenelemente, Normung, Berechnung, Gestaltung*, Braunschweig: Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1984
- [ME99] Meltzger G.; Iwanow, J., *Ein neues Verfahren zur Zustandsdiagnose an rotierenden Maschinen bei veränderlichen Drehzahlen* aus: Technische Mechanik, Band 19, Heft 3, Dresden: Technische Universität Dresden, Institut für Energiemaschinen und Maschinenlabor, 1999
- [NG02] Nguyen, Phong Dien, *Beitrag zur Diagnostik der Verzahnungen in Getrieben mittels Zeit-Frequenz-Analyse, Von der Fakultät für Maschinenbau und Verfahrenstechnik der Technischen Universität Chemnitz genehmigte Dissertation*, Chemnitz: Fakultät für Maschinenbau und Verfahrenstechnik der Technischen Universität Chemnitz, 2002