



OTTO VON GUERICKE
UNIVERSITÄT
MAGDEBURG



FAKULTÄT FÜR
MASCHINENBAU

Simulation von Wälzlagerschäden unter Berücksichtigung variabler Betriebsbedingungen

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. Tahsin Doguer

geb. am 17.05.1973 in Ankara

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Jens Strackeljan
Prof. Dr.-Ing. Sulo Lahdelma

Promotionskolloquium am 19.03.2013

Schriftliche Erklärung

Ich erkläre hiermit, daß ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe; die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht. Insbesondere habe ich nicht die Hilfe einer kommerziellen Promotionsberatung in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar noch mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen. Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes auch noch nicht veröffentlicht.

Tahsin Doguer

Danksagung

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Jens Strackeljan für die Betreuung der vorliegenden Arbeit und seine zahlreichen Anregungen dazu. Darüber hinaus förderte er meine wissenschaftliche Arbeit, da er mir die Teilnahme an diversen Konferenzen ermöglichte und meine Tätigkeit stets wohlwollend unterstützte.

Herrn Prof. Dr. Sulo Lahdelma danke ich für die Erstellung des zweiten Gutachtens und für das Interesse, das er meiner Arbeit in Form anregender Diskussionen auf verschiedenen Konferenzen entgegenbrachte.

Allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern am Institut für Mechanik möchte ich für ihre Hilfsbereitschaft und freundliche Zusammenarbeit danken. Besonders erwähnt seien hier Herr İlhan Abik und Herr Dr. Jonas Fischer, die ich bereits seit dem Studium an der TU Clausthal kenne, mein Bürokollege Herr Stefan Goreczka, mit dem ich u.a. viele Messungen am Prüfstand durchführte und Herr Jan Kalisch, der mich durch anregende Diskussionen unterstützte. Weiterhin danke ich meinen Kollegen Herrn Christian Daniel, Herrn Elmar Woschke, Herrn Steffen Nitzschke für die fachlichen Diskussionen.

Herrn Dr. Karl-Heinz Gröbel, Herrn Dr. Henner Duckstein, Herrn Dr. Gerald Schmidt, Herrn Dr. Joachim Grochla und Herrn Hans-Georg Köllner möchte ich dafür danken, dass sie mich durch ihr Fachwissen und langjährige Erfahrung unterstützt haben.

Für die angenehme Zusammenarbeit möchte ich mich auch bei Frau Gabriele Schuster, Frau Birgit Strackeljan, Frau Manuela Rudolph und Frau Dagmar Schwarz bedanken.

Den Mitarbeitern der Mechanikwerkstatt, insbesondere Herrn Sven Förster, danke ich für die stets zügige und zuverlässige Herstellung von Bauteilen für die experimentellen Arbeiten.

Dank gilt auch den Mitarbeitern der Schaeffler Gruppe AG Herrn Thomas Tille für die Bereitstellung von Fotos und Herrn Unger für die Überlassung von Veruchsmaterial. Frau Klara Weigand von der SKF GmbH danke ich für die Bereitstellung von Bildmaterial.

Besonders danke ich meinen Eltern, die die Grundlage für meinen akademischen Werdegang geschaffen haben. Ebenfalls möchte ich meinem Bruder Arda für sein Interesse an meiner Arbeit und seine Unterstützung danken.

Mein besonders herzlicher Dank gilt meiner sehr baldigen Frau Annegret, die mit ihrer Unterstützung erheblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	IX
1 Einleitung	1
1.1 Wälzlager	3
1.2 Wälzlagerschäden	4
1.3 Stand der Forschung	9
1.3.1 Diagnoseverfahren zur Erkennung von Wälzlagerschäden	9
1.3.2 Möglichkeiten der Schadensmodellierung in Wälzlagern	12
1.4 Festlegung der Probleme und Zielsetzung der Arbeit	19
2 Theoretische Grundlagen der Dynamiksimulation	23
2.1 Wälzlagermodellierung in der Mehrkörpersimulation	23
2.2 Kontaktmodellierung	29
2.2.1 Kinematische Grundlagen	29
2.2.2 Kontaktkräfte	32
2.2.3 Stoßtheorie und Validierung	39
2.3 Materialparameter	44
2.3.1 Materialsteifigkeit und Materialdämpfung	48
2.4 Dissipativer Anteil in geschmierten Kontakten	50
2.4.1 Dämpfungsmodelle für EHD Kontakt	53
2.4.2 Modellierung von geschmiertem Kontakt	57
2.5 Modellgrenzen	62
3 Simulation von Wälzlagerschäden	65
3.1 Modellierung von Lokalschäden	65
3.2 Simulation von Lokalschäden	67
3.3 Validierung des Modells für Lokalschäden	73
3.3.1 Außenringschaden	73
3.3.2 Innenringschaden	76
3.4 Modellierung von flächendeckenden Schäden	80
3.5 Simulation von flächendeckenden Schäden unter realen Lastbedingungen	85
3.5.1 Raue Oberfläche und Unwucht	85
3.5.2 Signalgenerierung unter Berücksichtigung von Oberflächenrauheit, Unwucht und Lokalschaden	89

3.5.3	Signalanalyse für Rauheit, Unwucht und erhöhte Lokalschadensbreite	92
3.5.4	Generierung von realitätsnahen Signalen	94
3.6	Simulation von Käfigschäden unter Einfluß von radialem Lagerspiel	97
4	Anwendungen	101
4.1	Anwendungen mit flächendeckenden Schäden in schnell drehenden Rotoren mit Wälzlagerungen	101
5	Methoden für Zustandsüberwachung	107
5.1	Zeitsignale aus rauen Oberflächen	107
5.2	Anwendung von höheren Ableitungen auf Wälzlager	110
5.3	Empirische Modellbildung, Response Surface Methodology (RSM)	115
5.4	Anwendung der RS auf Wälzlager	121
6	Zusammenfassung und Ausblick	133
	Literaturverzeichnis	135
	Lebenslauf	145

Formelzeichen

Alle Formelzeichen und Indizes, die in der Arbeit häufig verwendet werden, sind im Folgenden aufgeführt. Alle nicht aufgelisteten Formelzeichen werden im Text an der entsprechenden Stelle erläutert.

\mathbf{A}	Systemmatrix
\mathbf{C}	Steifigkeitsmatrix
c_d	Radialspiel
c_t	Käfigtaschenspiel
c_H	Kontaktsteifigkeit
c_{lokal}	Arbeitspunktabhängige Lokalsteifigkeit
\mathbf{D}	Dämpfungsmatrix
d_{disp}	Dämpfungskonstante
E	Elastizitätsmodul
$\hat{\mathbf{F}}$	Kraftstoß
F_{el}, F_{disp}	Elastische und dissipative Anteile der Normalkraft
$\mathbf{f}_C, \mathbf{f}_N, \mathbf{f}_T$	Kontaktkraft, Normalkraft, Tangentialkraft
$f_i, f_{i\pm 1}$	Wert am Lokalmaximum und an den Stützstellen eines Peaks
f_0	Eigenfrequenz
f_S	Abtastfrequenz
f_P	Passierfrequenz
h	Spaltfunktion
h_i	Zufallszahl
J	Trägheitsmoment
k_P, k_{WK}	Krümmung des Profils und des Wälzkörpers
l	Abstand zwischen Käfigtaschenmittelpunkt und Wälzkörperschwerpunkt
\mathbf{M}	Massenmatrix
\mathbf{m}	Moment um den Körperschwerpunkt
m_i	Masse des Körpers i
\mathbf{n}_i	Einheitsvektor in Kontaktnormalenrichtung des Körpers i
\mathbf{p}_i	Lagevektor des Kontaktpunkts des Körpers i
$p_{H,\text{max}}$	Maximale Flächenpressung
R	Radius
R^2	Bestimmtheitsmaß
\mathbf{r}_i	Schwerpunktlage des Körpers i
rau	Maximaler Wert der Profilunregelmäßigkeit

\mathbf{s}_i	Körperfester Ortsvektor des Kontaktpunkts des Körpers i
s_B	Schadensbreite
T_P, t_P	Zeitlicher Abstand zwischen den Überrollungen
\mathbf{v}_i	Geschwindigkeit des Kontaktpunkts am Körper i
\mathbf{X}	Matrix unabhängiger Variablen
$x_i, \dot{x}_i, \ddot{x}_i$	Lage, Geschwindigkeit, Beschleunigung des Körpers i
$\bar{x}^{(l)}$	Mittelwert der höheren Ableitung
$\mathbf{y}, \hat{\mathbf{y}}$	Vektor der Beobachtungswerte und Vektor der Schätzwerte
z	Anzahl der Wälzkörper
$\mathbf{z}, \dot{\mathbf{z}}$	Zustandsvektor und zeitliche Ableitung des Zustandsvektors

Griechische Buchstaben

β	Regressionskoeffizient
ΔR^*	Lokale Abweichung des Profils
$\Delta s, \Delta \dot{s}$	Durchdringung und Durchdringungsgeschwindigkeit
$\Delta \mathbf{v}$	Relativgeschwindigkeit der körperfesten Kontaktpunkte
\mathcal{E}, \mathcal{F}	Funktionen für elliptische Integrale
\mathbf{e}	Vektor stochastischer Fehler
η	Dynamische Viskosität
λ	Wellenlänge des Profils
μ_R	Reibkoeffizient
ν	Querkontraktionszahl
ρ	Dichte
τ	Stoßdauer
$\boldsymbol{\omega}_i$	Winkelgeschwindigkeitsvektor des Körpers i

Abkürzungen

<i>DOE</i>	Versuchsplanung (Design of Experiments)
<i>DOF</i>	Freiheitsgrad (Degree of Freedom)
<i>RSM</i>	Response Surface Methodology
<i>BBD</i>	Box-Behnken Design
<i>CCD</i>	Central Composite Design

Kapitel 1

Einleitung

Wälzlagerschäden wurden im Rahmen von Maschinenüberwachung, Schadenserkenkung und Schadensdiagnose weit erforscht und sind auch aktuell immer noch Gegenstand wissenschaftlicher Untersuchungen. Diese Forschungen werden hauptsächlich durch Sicherheitsaspekte und durch wirtschaftliche Gründe motiviert. Im Wesentlichen müssen Fragen beantwortet werden, ob eine Maschine beschädigt ist und falls Schäden vorhanden sind, wie lange die Maschine noch betrieben werden kann, ohne die Produktion anhalten zu müssen.

Mit steigenden Anforderungen an die Maschinen, wie zunehmende Drehzahlen oder die zu tragenden Lasten, ändern sich die hervorgerufenen Schadenstypen. In vielen technischen Anwendungen interessieren der Typ, der Ort und das Ausmaß des Schadens. Die Signale sind die wesentlichen Informationsquellen für die Zustandsanalyse eines Wälzlagers. Die Arbeit konzentriert sich auf die Analyse von Zusammenhängen zwischen dem Schaden und dem Signal.

Zur Untersuchung derartiger Zusammenhänge bieten sich Simulationen als geeignete Werkzeuge, weil diese detaillierte Analysen ermöglichen, wie die Überprüfung von neuen Modellansätzen, die Parameteranalysen und die Durchführung von Variationsrechnungen. Weiterhin können die generierten Signale als Lernmengen für Klassifikatoren zur Verfügung gestellt werden.

Die Generierung von Signalen setzt Kenntnisse über die Schadensarten und über deren Auswirkungen auf die Signale voraus, um anschließend Wege und Möglichkeiten zu suchen, Schäden in der Simulationsumgebung zu beschreiben. Das Modell erfordert dann die Bestimmung von Modellparametern, die entweder aus weiteren Berechnungen bezogen werden müssen oder durch Messungen ermittelt werden können. Dazu stellen Materialparameter und Parameter in der Kontaktbeschreibung Beispiele dar.

Um Rückschlüsse aus einem Signal zu ziehen und Aussagen über den Schaden zu treffen, werden Merkmale eingeführt. Merkmale können in der Signalverarbeitung von einfachen

Kennzahlen bis hin zu komplizierten mathematischen Beschreibungen reichende Formen aufweisen. Der Zeitverlauf ist dabei stets die Grundlage zur Gewinnung von Merkmalen. Die einfachsten Merkmale können z.B. aus den maximalen Werten einer Messgröße abgeleitet werden.

In einem Wälzlager führen die Überrollungen eines Lokalschadens durch Wälzkörper zu abklingenden Schwingungen. Die Abbildung 1.1 stellt dazu eine Prinzipskizze dar. Im Betrieb entsteht eine Impulsfolge (*englisch: pulse train*) und da es sich beim Wälzlager um ein schwingungsfähiges System handelt, reagiert es auf die Anregungen infolge der immer vorhandenen Dämpfung mit abklingenden Schwingungen (*englisch: Bursts*). Lokalschäden lassen sich im Zeitsignal durch diese Struktur in den meisten Fällen klar erkennen. Das Abklingverhalten wird stark durch die Dämpfung beeinflusst. Die Dauer einer einzigen Überrollung hängt von der Drehzahl und von der Schadensgröße ab und liegt üblicherweise im ms-Bereich.

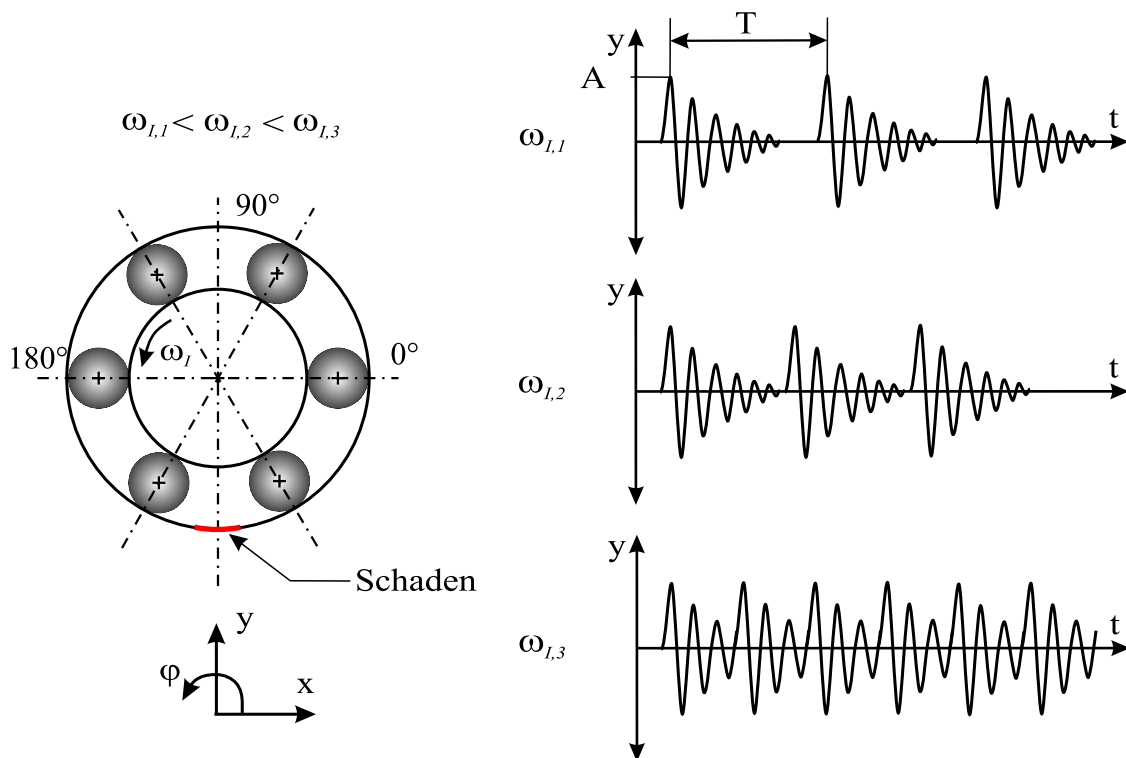


Abbildung 1.1: Erkennung von Schadensart bei veränderter Signalstruktur

Bei steigender Drehzahl treten die Bursts in kürzeren Zeitabständen auf und dies führt zur Veränderung der Signalstruktur. Diese Tatsache kann die Schadenserkennung mit den weit verbreiteten Signalverarbeitungsverfahren erschweren.

Weiterhin kann es bei der Überrollung zu kurzen Kontaktunterbrechungen zwischen dem Wälzkörper und den Laufbahnen kommen. Dies erfordert die Untersuchung von Stoßvorgängen. Neben lokal begrenzten Schäden gibt es eine Vielzahl von Laufbahnveränderungen, die das Schwingungsverhalten eines Wälzlagers prägen. So ist es in den Signalen von Wälzlager mit lokalen Oberflächenschäden meistens schwierig, die reine Überrollung eines kurzen rauen Oberflächenanteils von Stößen eines Pittings zu trennen. Um belastbare Aussagen zu treffen, sind detaillierte Untersuchungen von Vorgängen im Schadensbereich erforderlich.

Die hier aufgeführten Problembeschreibungen verdeutlichen die Motivation und die wissenschaftliche Zielsetzung der vorliegenden Arbeit. Die Untersuchungen tragen dazu bei, wie sich Signalstruktur und Amplituden in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen, wie der Drehzahl und der Last, verändern, warum die bekannten Verfahren versagen können und daher Entwicklungsbedarf neuer Signalverarbeitungsmethoden zur Schadenserkennung besteht.

1.1 Wälzlager

Die Hauptaufgabe von Wälzlager ist die Kraftübertragung zwischen rotierenden Maschinenteilen. Wälzlager werden nach der Bauform in Radial- und Axiallager sowie nach der Form der Wälzkörper in Kugellager (Rillen-, Schrägkugellager) und Rollenlager (Zylinder-, Nadel-, Kegelrollenlager und Tonnenlager) aufgeteilt.

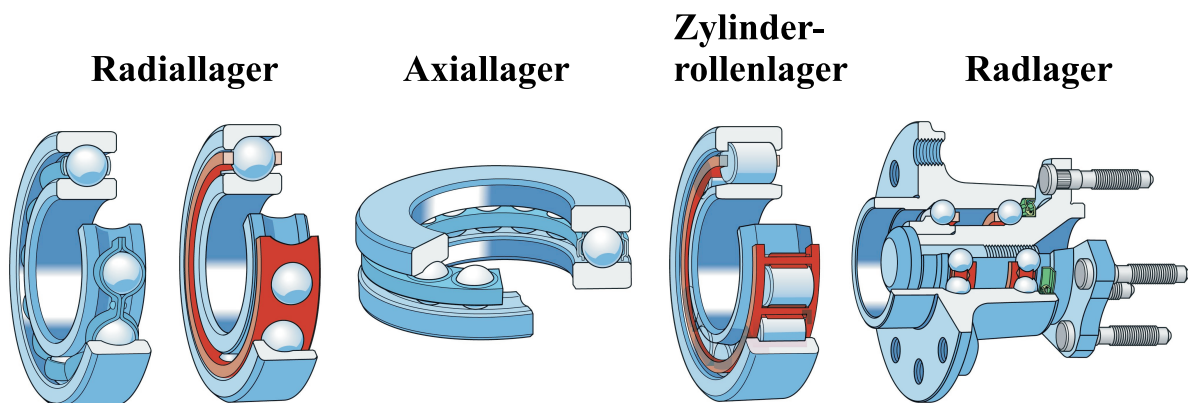


Abbildung 1.2: Ausgewählte Bauformen von Wälzlager, Quelle: Bhadeshia (2012)

In Abhängigkeit vom Einsatzbereich werden sie in einer breiten Palette von unterschiedlichen Größen hergestellt und gehören zu den meist benutzten Maschinenelementen. Wälzlager werden u. a. in der Antriebstechnik, im Schwermaschinenbau, in der Luft- und

Raumfahrt und in der Windkraftindustrie verwendet. Nur als einige Beispiele sollen hier Getriebe, Radlager, Pumpen und Kompressoren, Kräne, Bagger, Rotorlagerungen der Windkraftanlagen und Flugzeugturbinen aufgezählt werden. Wälzlager werden besonders wegen der präzisen Führungseigenschaften im Werkzeug- und Elektromaschinenbau bevorzugt eingesetzt. Detaillierte Ausführungen über die Einsatzgebiete von Wälzlagern können aus Brändlein (1999), Harris (2000) entnommen werden.

In Wälzlagern tritt aufgrund der Rollbewegung der Wälzkörper auf den Laufbahnen überwiegend Rollreibung auf. Der Schmierstoffbedarf ist im Verhältnis zu Gleitlagern gering. Während Wälzlager eine Lebensdauerschmierung zulassen, benötigen Gleitlager eine Dauerschmierstoffversorgung. In Gleitlagern hängt der Aufbau des hydrodynamischen Drucks (Tragfähigkeit) bzw. die hydrodynamische Schmierung von der Rotationsgeschwindigkeit ab. Niedrige Rotationsgeschwindigkeiten können zum Fehlen der hydrodynamischen Schmierung führen. Deshalb werden bei Maschinen mit niedrigen Rotationsgeschwindigkeiten und mit häufig veränderlichen Betriebsdrehzahlen (Anlauf und Stillstand) bevorzugt Wälzlager verwendet. Auch bei hohen Drehzahlen ist die Anwendung von Wälzlagern weit verbreitet, als Beispiel sollen hier Turbomolekularpumpen mit 30000 U/min erwähnt werden. Wälzlager benötigen aufgrund ihrer kompakten Konstruktion einen verhältnismäßig geringen Einbauraum.

Nach einer Studie des Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE) über die Zuverlässigkeit von Komponenten in Induktionsmotoren zeigten sich Wälzlager als häufigste Fehlerquellen IEEE (1985). Die Erhebung begrenzte sich auf Motoren mit maximal fünfzehn Jahren Einsatzzeit und einer maximalen Betriebsdrehzahl von 3600 U/min. Die Ausfallrate von Wälzlagern in Motoren bis 75 kW lag bei 41 % und für Motoren größer als 150 kW bei 44 %. Diese Ergebnisse zeigen die Notwendigkeit von Forschungsarbeiten im Bereich der Fehlererkennung und Fehlerdiagnose.

Betrachtet man die Aufstellung der wesentlichen Ursachen für Maschinenschäden, zu denen u.a. Verschleiß und Ermüdung gehören, zeigt sich, dass der Maschinenausfall durch Verschleiß bei Gleitlagern, gefolgt von Wälzlagern, am häufigsten vorkommt, jedoch durch Ermüdung so gut wie nicht auftritt, Strackeljan (2011).

1.2 Wälzlagerschäden

Die wichtigsten Ursachen der Wälzlagerschäden sind Ermüdung, Verschleiss und plastische Verformung. Wälzlagerschäden können bereits bei der Fertigung, beim Einbau, vor oder spätestens im Betrieb entstehen. In diesem Abschnitt sollen ausgewählte und für die Simulation relevante Oberflächenschäden zusammengetragen werden.

Geht man von idealen Betriebsbedingungen für Wälzlager bezüglich der zu tragenden

Last und der in der Umgebung des Lagers herrschenden Temperaturen aus; wird außerdem eine einwandfreie Schmierstoffversorgung und vor allem ein verunreinigungsfreier Betrieb gewährleistet, dann wird die Werkstoffermüdung die Ursache für den Lagerausfall sein, Sawalhi (2007). Die Ermüdung wird durch die dynamische Belastung bzw. durch wiederholte Wechsel der Spannungszustände hervorgerufen. Dies tritt in Wälzlagern durch die Überrollung der Laufbahnen von Wälzkörpern auf. Betrachtet man die Wälzkontakte, führt die Hertz'sche Flächenpressung zur Veränderung des Spannungszustands im Werkstoff, wobei das Spannungsmaximum unterhalb der Oberfläche auftritt. Wird hier die Materialfestigkeit überschritten, entsteht ein Riss und somit wird der Schaden initiiert. Der wiederholte Spannungswechsel führt dazu, dass der Riss in Richtung der Oberfläche wächst und es letztlich zum Ablösen kleiner Partikel von der Oberfläche kommt, Abbildung 1.3 links. Bei diesem Schadenstyp spricht man von Grübchenbildung (*englisch: Pitting, Spalling*). Pittingschäden sind typische Vertreter von Ermüdungserscheinungen, bei denen krater- und taschenförmige Ausbeulungen zurückbleiben, deren scharfe Kanten durch Überrollungen der Wälzkörper abgerundet werden. Über die Abmaße von solchen Schäden gibt beispielsweise Kuhnell (2004) eine Breite bzw. Länge von einigen Millimetern auf der Oberfläche und eine Tiefe von 10 - 100 μm an. Die Überrollung abgelöster Partikel oder weiterer im Schmierstoff befindlichen Verunreinigungen führt zu lokalen Überlastungen und zum Fortschreiten des Schadens auf der ganzen Laufbahn, Abbildung 1.3 rechts.



Abbildung 1.3: Ermüdungsschaden auf der Innenringlaufbahn. Links, Grübchen (Pitting). Rechts, fortgeschrittenes Stadium: Schälung (Abblätterung). Quelle: FAG (2006)

Neben der klassischen Ermüdung und Ermüdung durch Fremdkörperüberrollung (Abbildung 1.3 und Abbildung 1.4 links) kann unzureichende Schmierung zu Mikropittingbildung führen, siehe Abbildung 1.4 rechts.

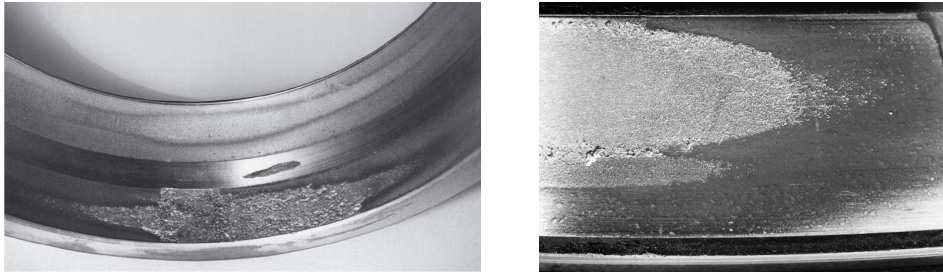


Abbildung 1.4: Ermüdungsschäden. Links, stark aufgeraute Oberfläche, Quelle: SKF (2008) . Rechts, Mikropitting, Quelle: FAG (2006)

Verschleiß in Wälzlagern wird im Wesentlichen durch Fremdkörper herbeigeführt. Gelangen beispielsweise metallische Abriebspartikel bei gemeinsamer Schmierung von Wälzlagern, Zahnrädern und weiteren Maschinenteilen in das Lager, so kann Verschleiß auftreten. Das Eindringen von Wasser, Kühlmittel, Säure oder säurehaltige Schmierstoffe führt zu Korrosionsschäden, bei denen stark aufgeraute Oberflächen zurückbleiben. Hier führen die beim Überrollen abgeschleuhten Rostpartikel zum weiteren Verschleißfortschritt.

Die Ursachen, die zu Oberflächenschäden führen, lassen sich nicht immer klar trennen. So führt beispielsweise metallischer Abrieb zum Verschleiß, wobei der Entstehung von Abrieb die Ermüdung zugrunde liegen kann. Bedingt durch die Geometrien der Kontaktpartner liegt die Hertz'sche Flächenpressung beim nicht-konformen Kontakt zwischen dem Wälzkörper und dem Innenring höher als beim konformen Kontakt zwischen dem Wälzkörper und dem Außenring. Ermüdungserscheinungen kommen deshalb nach Wittel u. a. (2011) häufiger auf dem Innenring vor.

Ermüdung und Verschleiß können nach Brändlein (1995) im fortgeschrittenen Stadium wegen Laufstörungen zu Käfigbrüchen führen. Abbildung 1.5 links zeigt den Käfigbruch in einem Pendelrollenlager und Abbildung 1.5 rechts den Verschleiß der Käfigtasche in einem Kugellager. Hier führte die Verkippung der Ringe zueinander zum Verschleiß.

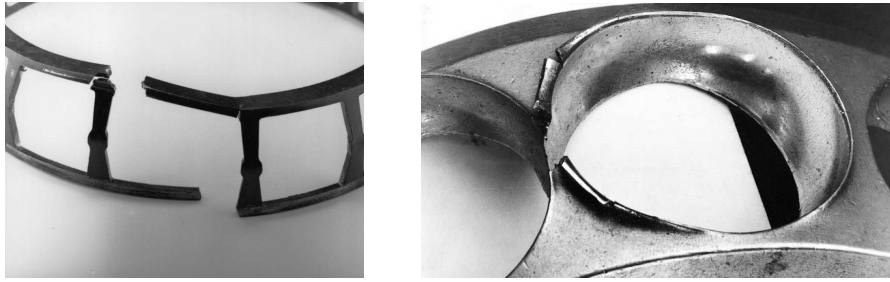


Abbildung 1.5: Käfigschäden. Links, Gewaltbruch beim Pendelrollenlagerkäfig. Rechts, Verschleiß am Steg durch Verkippung der Ringe. Quelle: FAG (2006)

In dieser Arbeit wird neben dem Lagerspiel in radialer Richtung auch das Spiel in den Käfigtaschen berücksichtigt und die über das vorgegebene Käfigtaschenspiel hinausgehende Aufweitungen als Schaden behandelt.

Die plastische Verformung wird durch statische Überlast oder durch Stöße hervorgerufen und zählt zu den häufig auftretenden Lokalschäden in Wälzlagern. Typische Merkmale sind einzelne oder im Wälzkörperabstand verteilte Eindruckstellen an den Laufbahnen, wie in Abbildung 1.6. Aufgrund der ähnlichen Form der Eindruckstellen zu denjenigen, die bei dem bekannten Härteprüfverfahren entstehen, wird dieser Schadenstyp auch Brinelling genannt. Die Abmaße liegen in ähnlicher Größenordnung wie die der Pittingschäden, wobei hier die Last, mit der die Wälzkörper in die Laufbahnen gedrückt werden, entscheidend für das Schadensausmaß ist.



Abbildung 1.6: Eindruckstellen auf der Innenringlaufbahn. Quelle: FAG (2006)

Als eine weitere Ursache für Oberflächenschäden soll hier der Stromdurchgang beispielsweise beim Schweißen erwähnt werden. Detaillierte Ausführungen über Wälzlerschäden können aus Brändlein (1995) entnommen werden.

Gruppierung von Wälzlagerschäden im Hinblick auf die Simulation

Bei den bisher ausgeführten Schäden handelte es sich um fortgeschrittene Schäden, bei denen Wälzlager als defekt eingestuft werden müssen. Für die Zustandsüberwachung ist die Erkennung von Schäden bereits im Anfangsstadium wichtig. Daher soll sich die Simulation im Rahmen dieser Arbeit auf die Modellierung kleiner Schädigungen konzentrieren.

Betrachtet man die Laufbahnen oder die Wälzkörperoberflächen, können Wälzlagerschäden nach ihrem Erscheinungsbild in *lokale* Schäden und in *flächendeckende* Schäden aufgeteilt werden. Das Schwingungssignal stellt ein weiteres wesentliches Kriterium zur Aufteilung von Wälzlagerschäden dar.

Zu den kleinen lokalen Schäden gehört u.a. False Brinelling. Im Gegensatz zu Brinelling ist bei False Brinelling die überhöhte Last nicht unbedingt die Hauptursache der Schadensbildung, sondern ausschlaggebend sind die Belastungen, in denen zwar keine Rotation vorliegt, jedoch Vibrationen und Mikrobewegungen zwischen den Kontaktpartnern ohne Aufbau einer hydrodynamischen Schmierung stattfinden. Daher wird dieser Schaden auch als Stillstandsmarkierung bezeichnet. Die Ursachen sind tribochemische Prozesse. Diese Prozesse hinterlassen flache Markierungen auf der Laufbahn, das heißt, das Breiten-Tiefen-Verhältnis ist wesentlich größer im Vergleich zu demjenigen beim Brinelling. False Brinelling tritt häufig in den Wälzlagern von Rotoren in Windkraftanlagen, in Radlagern und in Pumpen auf.

Die Abbildung 1.7 zeigt einen False Brinelling Schaden in einem Pkw-Radlager. Das Bild auf der linken Seite zeigt die Außenringlaufbahn. Hier sind linsenförmige flache Markierungen, die quer zu Rollrichtung liegen, sichtbar. Zur Verdeutlichung wurde eine von den Markierungen rot eingekreist. Die Abstände zwischen den Markierungen entsprechen den Abständen zwischen den Wälzkörpern.

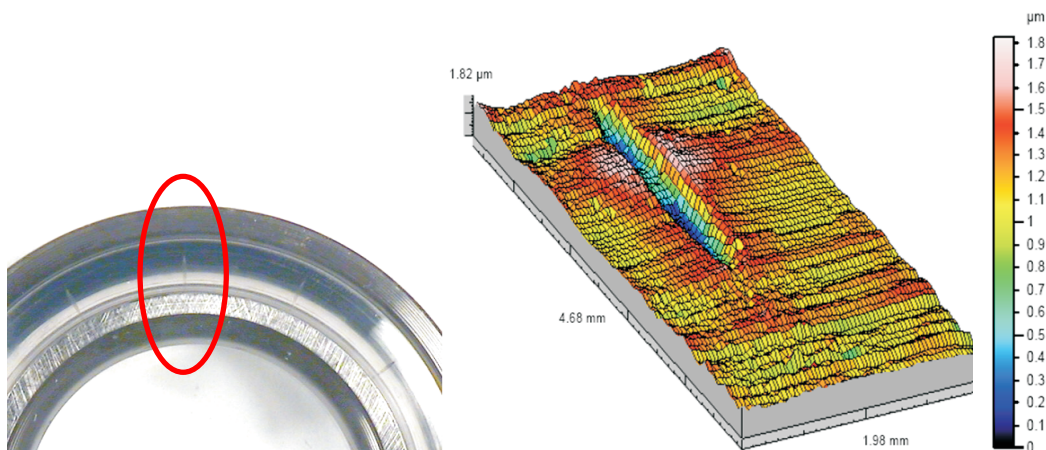


Abbildung 1.7: False Brinelling aus einem Pkw-Radlager

Auf der rechten Seite wurde die Laufbahntopologie einer dieser Markierungen detailliert dargestellt. Die Abmaße des gemessenen Bereiches weisen eine Breite von ca. 2 mm in Umfangsrichtung, eine Länge von 4.7 mm in radialer Richtung bei einer Tiefe von 1.8 μm auf. Die Abmaße der Schadensmarkierung lassen sich aus der Abbildung 1.7 rechts mit einer Breite von 0.35 mm in Umfangsrichtung, einer Länge von 2.3 mm in radialer Richtung und einer Tiefe von 1.5 μm ablesen. Aus diesen Dimensionen lässt sich das Breiten-Tiefen-Verhältnis einer Markierung mit ca. 230 angeben.

Neben den lokalen Schäden existieren flächendeckende Schäden. Diese werden im englischsprachigen Raum beispielsweise in Stack u. a. (2004) und in Sawalhi (2007) als *generalised roughness* oder *extended faults* bezeichnet. Unter einem flächendeckenden Schaden soll ein Schaden auf der Laufbahn verstanden werden, dessen Länge in Umfangsrichtung größer ist, als der Abstand zwischen zwei aufeinander folgenden Wälzkörpern. Weiterhin können flächendeckende Schäden generell als Unebenheiten, die sich durch erhöhte Rauheit und Oberflächenstörungen bemerkbar machen, betrachtet werden. Die Welligkeit, die beispielsweise in der Fertigung entstehen kann, gehört auch zu dieser Gruppe. Flächendeckende Schäden kommen in erster Linie auf den Laufbahnen vor, können aber auch die Wälzkörperoberflächen betreffen. Die Schadenslänge kann in Umfangsrichtung variieren, das heißt ein Teil oder auch der gesamte Oberflächenumfang kann betroffen sein.

Das Ausmaß der Profilstörung kann durch den größten Spitze-Tal-Abstand, der im Profilverlauf vorkommt, angegeben werden. Für unbeschädigte Kugellagerlaufbahnen gibt Hamrock u. a. (2004) Werte zwischen 0.2 μm und 0.6 μm an. Diese Werte konnten durch eigene Messungen bestätigt werden. An einem neuen Rillenkugellager mit der Bezeichnung 6003 zeigten die Messungen Abweichungen in radialer Richtung (Spitze-Tal-Abstand) von 0.2 μm bis 0.3 μm . Bei den beschädigten Lagern lag dieser Wert bei 1.3 μm . Nach den Betrachtungen in diesem Abschnitt stellen sich Betriebsparameter, wie Drehzahl, Last und Betriebsdauer sowie die Einwirkung von eingedrungenen Fremdkörper als wichtige Einflussgrößen für die Schadensbildung und den Schadensfortschritt.

1.3 Stand der Forschung

1.3.1 Diagnoseverfahren zur Erkennung von Wälzlagerschäden

Zu den heute gängigen Diagnoseverfahren gehört die Analyse von Strukturschwingungen sowie die Analyse des abgestrahlten Luftschalls. Diese sind in industriellen Anwendungen weit verbreitet. Ein weiteres Verfahren ist die Schmierstoffanalyse. Weniger gut geeignete Verfahren sind die Analyse von Betriebsbeanspruchungen, werkstoffkundliche Analysemethoden und Temperaturanalysen. Für einen Literaturüberblick über die heute

vorrangig verwendeten Diagnoseverfahren für Wälzlagerschäden wird u.a. auf Randall u. Antoni (2011), Klein (2000), Brändlein (1995), Kolerus (2000) und Sturm u. Förster (1990) sowie Cempel (1990) verwiesen.

Die vorliegende Arbeit konzentriert sich auf die Analyse von Strukturschwingungen, die durch Schwingweg, -geschwindigkeit und -beschleunigung beschrieben werden. Abbildung 1.8 bietet einen Überblick über Methoden, denen die Analyse von Strukturschwingungen zugrunde liegt.

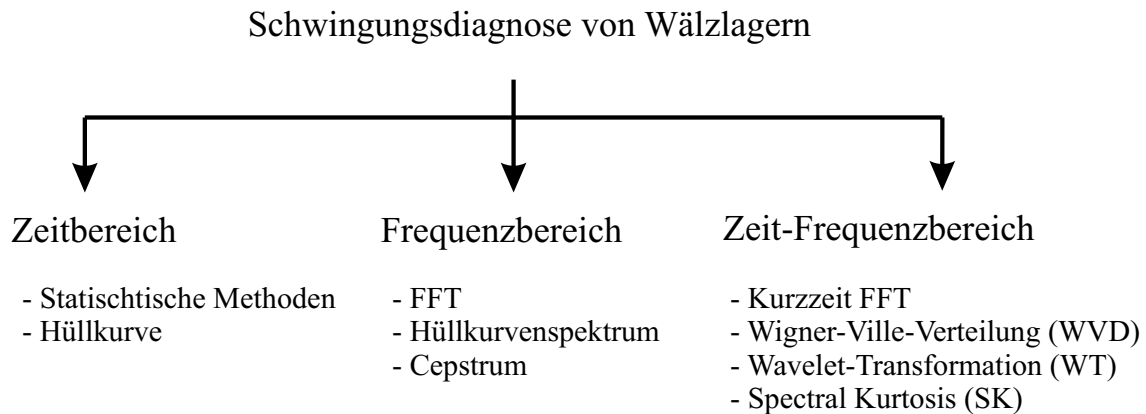


Abbildung 1.8: Schwingungsdiagnoseverfahren zur Erkennung von Wälzlagerschäden

Die angewendeten Verfahren der Wälzlagerüberwachung orientieren sich an den unterschiedlichen Erscheinungsformen der Wälzlagerschäden.

Die alleinige Verwendung der gemessenen Zeitsignale für die Schadensdetektion kann nur begrenzten Erfolg versprechen. Die Amplitudenhöhe einer Schwingung, der beispielsweise die Überrollung eines Lokalschadens zugrunde liegt, hängt entscheidend von der Schadensgröße, der Last und der Drehzahl ab. Besonders im frühen Stadium wird das Schadenssignal (Nutzsinal) durch das Rauschen und weitere Einflüsse aus der umgebenden Konstruktion (mitschwingende Maschinenteile) maskiert und die Detektion von Schäden erschwert. Führt hingegen die Veränderung des Lagerzustands wie es im fortgeschrittenen Stadium auftritt zu einer signifikanten Veränderung des Schwingungsverhaltens, kann das Körperschallsignal nach Strackeljan (1993) und Lahdelma u. a. (1999) im Zeitbereich analysiert werden. Um die bereits beschriebenen Störfaktoren im Signal zu minimieren, sollte die Messung in der Nähe des Lagers erfolgen.

Für die Wälzlagerzustandsbeurteilung im Zeitbereich sind neben der einfachen Amplitudenbewertung des Zeitsignals, in der Regel der gemessenen Beschleunigungen, und der Autokorrelation auch Methoden aus der Statistik verbreitet. Dazu gehören neben der einfachen Mittel- und Effektivwertberechnung, die Standardabweichung, ebenso Crest-

Faktor, Kurtosis, $k(t)$ -Wert und Zeitableitungen.

Diese Diagnoseparameter werden auch Merkmale genannt. Merkmale sind charakteristische, unterscheidende Zeichen bzw. Kennwerte, die die Erkennung eines Zustands ermöglichen. Sie lassen sich aus Messgrößen wie Zeitsignale anhand der mathematischen Zusammenhänge ableiten. Es existieren zahlreiche Arten von Merkmalen, von denen nur einige in der Abbildung 1.9 aufgeführt sind.

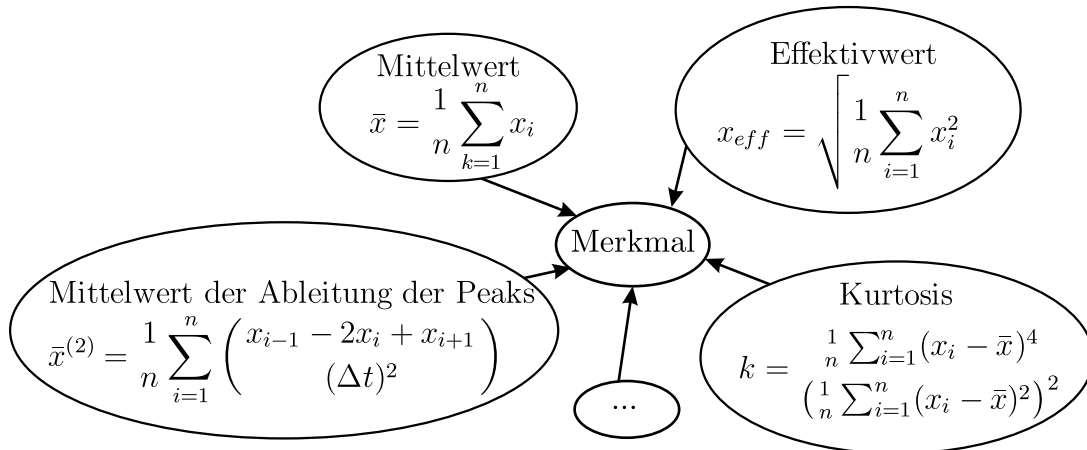


Abbildung 1.9: Merkmale für Zustandsüberwachung

Die vorliegende Arbeit orientiert sich an solchen Merkmalen, die unter Nutzung von höheren Ableitungen gebildet werden. Daher sollen hier ausgewählte frühere Arbeiten nicht unerwähnt bleiben. Bereits Smith (1982) schlug die Verwendung der ersten Ableitung der Beschleunigung (Ruck, *englisch: jerk*) vor, Lahdelma (1992), Lahdelma (1995), Lahdelma u. a. (1999) und Strackeljan u. Lahdelma (2005) zeigten, dass sich die Methode der höheren Ableitungen für die Vorverarbeitung zur Verbesserung der Klassifikationsleistung eignet. Im Kapitel 5 findet sich ein Beispiel zur Verwendung der Zeitableitungen für die Zustandsbewertung. Merkmale werden für die Trendanalyse verwendet. Ausgewählte Arbeiten, die sich mit Merkmalsbildung beschäftigen, sollen hier aufgeführt werden, Strackeljan u. a. (1999), Strackeljan (2001), Strackeljan u. Schubert (2002), Lahdelma u. Juuso (2006), Dy u. Brodley (2004), Handl u. Knowles (2006) und Nguyen u. a. (2008). Aus der Literatur Sawalhi (2007) und aus den eigenen Untersuchungen Doguer u. Strackeljan (2008) ist jedoch bekannt, dass die mit Zeitbereichsmethoden gebildeten Merkmale rauschenanfällig sind, so dass besonders die Detektion im Frühstadium eines Schadens mit Schwierigkeiten verbunden sein kann. Die Nutzung von Merkmalen aus der Statistik ist nicht auf den Zeitbereich beschränkt, diese können auch im Frequenzbereich gebildet werden. Ein Beispiel in Form der Trendanalyse findet sich hierzu in Doguer u. Strackeljan (2010).

Die Stoßimpulsmessung (*englisch: Shock-Pulse-Meter*) und Bearing-Unit-Condition (BCU)

sind weitere bekannte Verfahren, die auf die Ausprägung der Schadenssignatur im Zeitsignal zielen. Bei diesen werden die Eigenschwingungen des Aufnehmers selbst als Informationsträger genutzt. Stoßimpulse, die bei der Überrollung von Lokalschäden entstehen, regen die Aufnehmermasse an. Durch die Bandpassfilterung des Signals um die Eigenfrequenz des Aufnehmers (in der Regel bei ca. 30 kHz) werden die Überrollungen sichtbar gemacht, Sawalhi (2007), Klein (2000).

Die wichtigsten Diagnosemethoden im Frequenzbereich sind die aus der Signalverarbeitung weit bekannte Fouriertransformation (FFT) und die Hüllkurvenanalyse. Das primäre Ziel ist dabei die Detektion der für Lokalschäden charakteristischen Schadensfrequenzen. Diese werden aus den kinematischen Zusammenhängen der Wälzlager abgeleitet und im Abschnitt 1.3.2 behandelt. Mit der alleinigen Verwendung der FFT ist die Detektion von Schadensfrequenzen besonders im Frühstadium kaum möglich. Erst im fortgeschrittenen Stadium können Schäden über die erhöhten Amplituden der Systemeigenfrequenzen erkannt werden. Die Hüllkurvenanalyse nutzt die Amplitudenmodulation des Zeitsignals, wie die Abbildung 1.1 anhand eines Außenringschadens verdeutlicht. Der Amplitudenmodulation liegt die Lastverteilung im Lager zugrunde. Die Auswertung erfolgt sowohl im Zeitbereich anhand der Hüllkurve als auch im Frequenzbereich durch die direkt messbaren Schadensfrequenzen. Detaillierte Beschreibungen zur Hüllkurvenbildung und deren Anwendungen können der ausgewählten Literatur von McFadden u. Smith (1984b), Geropp u. Kessler (1995), Geropp (1995) und Geropp (1999) entnommen werden. In den eigenen Untersuchungen wurde die Hüllkurvenanalyse bei der Validierung des vorgestellten Modells für Lokalschäden im Abschnitt 3.3 verwendet. An dieser Stelle soll angemerkt werden, dass sich für den Einsatz der Hüllkurvenanalyse Grenzen ergeben, die durch Schadenstyp und Drehzahl der Wälzlager gesetzt werden. Hierzu stellt die im Abschnitt 4.1 behandelte Turbomolekularpumpe ein Beispiel dar.

Die Zeit-Frequenz-Methoden für Wälzlagerzustandsbeurteilung sind nach Sawalhi (2007) die Kurzzeit-Fourier-Transformation (*englisch: Short-Time-Fourier-Transform (STFT)*), die Wigner-Ville-Verteilung (WVD) und die Wavelet-Transformation (WT). Eine von Sawalhi weiterentwickelte Methode für die Wälzlagerdiagnose ist die Spektral Kurtosis. Allen Zeit-Frequenz-Methoden gemeinsam ist das Ziel, den Verlust der zeitlichen Information zu umgehen. Nichtstationäre Signale, hervorgerufen durch zeitliche Veränderungen wie die Überrollung des Schadens oder durch eine Drehzahländerung, lassen sich mit Zeit-Frequenz-Methoden untersuchen, Bader (2006).

1.3.2 Möglichkeiten der Schadensmodellierung in Wälzlagern

In diesem Abschnitt sollen Ansätze und Methoden für die Schadensmodellierung aus der Literatur zusammengetragen werden. Die Literaturrecherche zeigt, dass die Ansätze für die Schadensmodellierung grundsätzlich in zwei Gruppen aufgeteilt werden. Die erste beinhaltet die Generierung von Zeitsignalen durch Zusammensetzen von einfachen ma-

thematischen Funktionen. Die zweite Gruppe umfasst Schadensmodelle für die Dynamiksimulation. Nachfolgend werden ausgewählte Vertreter aus den beiden Gruppen näher erläutert.

Einfache Funktionen

Soll die Generierung von Signalen durch mathematische Funktionen erfolgen, so müssen gemessene Signale in ihre verschiedenen Anteile wie die Eigenschwingung, die wirkende Last, die Überrollung von Schäden oder das Rauschen zerlegt werden. So näherten McFadden u. Smith (1984a) die Stoßanregung, die bei der Überrollung eines Lokalschadens entsteht, durch den Diracstoss $\delta(t)$ an. Bei konstanter Drehzahl ergibt sich eine periodische Impulsfolge wie in Gleichung 1.1 mit der Amplitude d_0 und der Periode t_d .

$$d(t) = d_0 \sum_{k=-\infty}^{\infty} \delta(t - kt_d) \quad (1.1)$$

Unter Einwirkung einer konstanten radialen Last ergeben sich im Lager eine Lastzone und eine unbelastete Zone, Harris (2000). Betrachtet man einen auf dem Innenring fest angebrachten mitrotierenden Punkt, ändert sich die auf diesen Punkt wirkende Last aufgrund der Lastverteilung innerhalb der Lastzone. Nimmt man weiterhin eine konstante Drehzahl an, kann die periodische Lastfunktion $q(t)$ nach der Lastverteilung im Lager berücksichtigt werden. Die Veränderung der Last innerhalb der Lastzone führt zur Amplitudenmodulation der Impulsfolge. Weiterhin wird eine periodisch veränderliche Transferfunktion angenommen, die sich durch die Rotation des Innenrings und durch den sich periodisch verändernden Abstand zwischen dem Anregungsort und dem Aufnehmer ergibt. Die Dämpfung wird mit einer einfachen e-Funktion berücksichtigt. Somit beziehen McFadden u. Smith (1984a) für die Signalgenerierung die geometrischen Eigenschaften des Lagers, den Einfluss der Drehzahl, der Lastverteilung, der Transferfunktion sowie der Dämpfung und liefern eine Näherung zum gemessenen Signal. McFadden u. Smith (1985) erweiterten das Modell, um mehrere auf den Oberflächen verteilte Lokalschäden zu berücksichtigen. Die Ergebnisse dieser Modelle treffen die in den Gleichungen 1.2 - 1.5 angegebenen kinematischen Grundfrequenzen.

Kinematische Grundfrequenzen

Die Überrollung eines auf der Oberfläche befindlichen Lokalschadens (Einzelschaden) ruft eine Impulsfolge hervor. Die Frequenz der Impulsfolge ist für die beschädigte Lagerkomponente maßgebend und lässt sich durch kinematische Betrachtungen sowie unter

der Voraussetzung eines schlupffreien Abrollvorgangs berechnen. Diese für den Lokalschaden typischen Frequenzen werden als kinematische Grundfrequenzen sowie Passier-, Überroll- oder Defektfrequenzen bezeichnet, siehe Sturm u. a. (1986) und Klein (2000). Die Gleichungen 1.2 - 1.5 berücksichtigen die Drehung beider Ringe. Die Lagerkenngrößen sind die Anzahl der Wälzkörper z , der Wälzkörperdurchmesser D_{WK} , der Teilkreis- oder Rollkreisdurchmesser D_T und der Betriebsdruckwinkel α sowie die Drehfrequenzen der Welle (Innenring) f_I und des Außenrings f_A bzw. die Relativedrehfrequenz $\Delta f = f_I - f_A$.

$$f_{AP} = \frac{1}{2} z \Delta f \left(1 - \frac{D_{WK}}{D_T} \cos \alpha \right) \quad (1.2)$$

$$f_{IP} = \frac{1}{2} z \Delta f \left(1 + \frac{D_{WK}}{D_T} \cos \alpha \right) \quad (1.3)$$

$$f_{K\ddot{a}} = \frac{1}{2} f_I \left(1 - \frac{D_{WK}}{D_T} \cos \alpha \right) + \frac{1}{2} f_A \left(1 + \frac{D_{WK}}{D_T} \cos \alpha \right) \quad (1.4)$$

$$f_{WK} = \frac{1}{2} \Delta f \frac{D_T}{D_W} \left[1 - \left(\frac{D_{WK}}{D_T} \cos \alpha \right)^2 \right] \quad (1.5)$$

Die sich ergebenden Schadensfrequenzen sind die Außenringpassierfrequenz f_{AP} , die Innenringpassierfrequenz f_{IP} , die Käfigdrehfrequenz $f_{K\ddot{a}}$ und die Wälzkörperdrehfrequenz f_{WK} um die eigene Achse.

Das periodische Auftreten von Stoßanregungen bei der Überrollung eines Lokalschadens stellt eine Annahme dar. Betrachtet man ein im Betrieb befindliches Lager, kann der Zeitabstand zwischen den Überrollungen aufgrund des Spiels in den Käfigtaschen und des veränderlichen Betriebsdruckwinkels unter Lasteinfluss, wenn auch gering, variieren. Ho u. Randall (2000) erweiterten das Modell von McFadden und Smith, indem die Antwort auf die Stoßanregungen durch abklingende Schwingungen angenähert wurden und dabei der zeitliche Abstand t_d zwischen zwei aufeinander folgenden Überrollungen um 1 – 2% stochastisch veränderlich gewählt wurde.

Ihre Ergebnisse zeigten, bei dem lokalen Außenringschaden mit konstantem t_d treten im Spektrum die Vielfachen der Überrollfrequenz f_{AP} um die Eigenfrequenz f_0 auf ($f_0 > f_{AP}$). Bei Berücksichtigung einer kleinen stochastischen Veränderung von t_d führt dies zum fast vollständigen Verschwinden der Vielfachen der Überrollfrequenz f_{AP} aus dem Spektrum.

Die Schadensmodelle aus der Zusammensetzung von einfachen Funktionen tragen zum Verständnis von Schadenssignatur bereits bestehender Schäden bei und liefern für die Lokalschäden wertvolle Informationen zur Berechnung von Überrollfrequenzen und Amplitudenmodulation. Für detailliertere Untersuchungen, in denen beispielsweise die in-

neren Kräfte, die Lasten mit veränderlichem Zeitverlauf, die Systemeigenschaften (Steifigkeit und Dämpfung) berücksichtigt werden sollen, werden Schadensmodelle benötigt, die in der Dynamiksimulation eingesetzt werden.

Modelle für Dynamiksimulation

Wälzlager können abhängig von ihrem Zustand als Vibrationsquellen betrachtet werden. Schliesst man die möglichen Ursachen für Schwingungen in Lagern wie Lokalschäden, Spiel- und Lasteinflüsse, sowie Laufbahnungenauigkeiten aus, zu denen beispielsweise erhöhte Rauheit und Welligkeit gehören, und geht weiterhin von einem sonst störungsfreien Betrieb aus, so führen allein die umlaufenden Wälzkörper zu einer veränderlichen Lagersteifigkeit und zu mechanischen Schwingungen. Die Frequenz dieser Schwingungen hängt von der Passierfrequenz der Wälzkörper ab. Dazu wurden bereits in den 1950er Jahren von Perret (1950) und Meldau (1951) theoretische Betrachtungen durchgeführt, die auf den kinematischen Verhältnissen in Wälzlagern basierten. Die ersten Modelle für die Dynamiksimulation von Wälzlagern gehen auf Gupta (1975) Sunnersjö (1978), Gupta (1984) und Fukata u. a. (1985) zurück und basieren auf der Lösung von Differentialgleichungen zweiter Ordnung mit Zeitintegrationsverfahren, in denen die Anfangswertaufgabe beispielsweise nach Runge-Kutta oder Rosenbrock gelöst wird. Die Literaturrecherche zeigt, obwohl sich die Modellbeschreibungen mathematisch ähneln, ergeben sich Unterschiede im Wesentlichen aufgrund der untersuchten Themen. Diese liegen grundsätzlich in der Anzahl der Freiheitsgrade, in der Beschreibung von Kontakten zwischen den einzelnen Lagerkomponenten und in der Berechnung der Kontaktkräfte. Weitere Unterschiede werden durch die Berücksichtigung von Schmierstoffeinfluss (Elastohydrodynamik) hervorgerufen.

Neben der Möglichkeit, das Wälzlagermodell in einer Programmiersprache wie FORTRAN, C++ oder in MATLAB zu erstellen, bieten sich kommerzielle Mehrkörperumgebungen wie SIMPACK und MSC.ADAMS an. Solche Programme bringen die Vorteile, das Modell schnell anhand vordefinierter Geometrien aufzubauen, auf die intern bezüglich der Numerik optimierten Integratoren zurückzugreifen und erleichtern die Auswertung von Simulationsergebnissen in einem sogenannten Postprocessor. Kommerzielle Programme bieten die Möglichkeit, nutzerdefinierte Routinen einzubinden, die beispielsweise für die Erkennung von Kontakten zwischen den Lagerkomponenten, für die Berechnung von Kontaktkräften und Berücksichtigung von Dämpfungseinflüssen verwendet werden können. An dieser Stelle sollen die Arbeiten von Teutsch (2005), Hahn (2005) und Fritz (2011) erwähnt werden, die das Programmpaket MSC.ADAMS als Mehrkörperumgebung nutzen. Bei der Nutzung von kommerziellen Programmen bleibt, abgesehen von den nutzerdefinierten Routinen, die vollständige Zugriffsmöglichkeit und die Editierbarkeit der einzelnen Quellcodes nur bedingt möglich.

Ausgewählte Berechnungsprogramme zur Lagerdynamik, die auf eine detaillierte Un-

tersuchung von inneren Vorgängen wie Kontaktkräfte und Körperbewegungen zielen, sollen im Folgenden kurz genannt werden. Diesen Modellen ist gemeinsam, dass die Körper über die Kontaktkräfte verknüpft werden.

ADORE (Advanced Dynamics of Rolling Elements) ist ein von Gupta (1984) entwickeltes Dynamiksimulationsprogramm, mit dem es möglich ist, gängige Lagerbauarten zu simulieren. Dabei besitzt jeder Körper drei translatorische und drei rotatorische unabhängige Freiheitsgrade. Das Modell erlaubt das Aufbringen von externen zeitveränderlichen Lasten auf das Lager und berechnet Kontaktkräfte zwischen den Lagerkomponenten, wie diese in Wälzkörperkäfig- und Wälzkörperlaufbahnkontakten vorkommen. Hierbei handelt es sich um ein kommerzielles Programm und die Anwendung beschränkt sich auf die Simulation von einzelnen Wälzlagern.

BEAST (Bearing Simulation Toolbox) ist ein vom Wälzlagerhersteller SKF entwickeltes Dynamiksimulationsprogramm. Dieses Programm ist nicht frei zugänglich. Aus Stacke u. a. (1999) kann jedoch entnommen werden, dass es sich hierbei um ein vollständiges dreidimensionales Mehrkörpersystem handelt, mit dem es möglich ist, alle Wälzlagerarten zu simulieren, ohne dabei Vereinfachungen vornehmen zu müssen, die die Geometrien der Lagerkomponenten - insbesondere den Käfig- betreffen. Der Berechnung von Kontaktkräften zwischen den Lagerkomponenten liegt die Theorie der Elastohydrodynamik zugrunde. Die Anwendung von BEAST ist auf die Simulation von Einzellagern beschränkt.

Caba3D (Computer Aided Bearing Analysis 3D) des Wälzlagerherstellers INA-FAG der Schaeffler Gruppe ist ein weiteres Simulationsprogramm, das nach Sarfert (2002) und Schaeffler-AG (2010) die Simulation sämtlicher Wälzlagerarten und die Berechnung sämtlicher Kraft- und Bewegungsgrößen in Einzellagern erlaubt. Laut Vesselinov (2003) ermöglicht das Programm die Veranschaulichung der räumlichen Bewegung der Lagerkomponenten, ist aber nicht öffentlich zugänglich.

BEARINX ist ein von Vesselinov (2003) innerhalb der Schaeffler Gruppe entwickeltes Dynamiksimulationsprogramm, mit dem neben sämtlichen einzelnen Wälzlagerarten auch weitere Maschinenkonstruktionen wie Getriebe und Linearführungssysteme simuliert werden können. Weiterhin werden die Elastizität der Wellen, das Betriebsspiel sowie die Vorspannung und die Druckwinkelverlagerungen bei Kugellagern unter Last berücksichtigt.

Die Literaturrecherche über die Schadensmodellierung für Lagerdynamikprogramme zeigt, dass Schäden generell als Abweichungen der Oberflächen von der Idealform betrachtet werden. Diese Abweichungen werden anhand von Funktionen angenähert. Im Folgenden werden ausgewählte Modelle für Oberflächenschäden in Wälzlagern erläutert.

Die Lokal- bzw. Einzelschäden an den Oberflächen modellieren Sapanen u. Mikkola (2003a) und Sapanen u. Mikkola (2003b) durch Funktionen, die auf die Lokalverformung zwischen den Kontaktpartnern (Wälzkörper und Laufbahn) additiv zugeschaltet werden. Dabei handelt es sich um eine Rechteckfunktion, deren scharfe Kanten durch kubische Polynome abgerundet werden, um die Sprünge zu vermeiden. Das Ausmaß

des Schadens wird durch die Schadenslänge in Rollrichtung und die Schadenshöhe in radialer Richtung gesteuert. Basierend auf demselben Prinzip für die Veränderung der Lokalverformung nähern Sawalhi (2007) und Sawalhi u. Randall (2011) unter Verwendung trigonometrischer Zusammenhänge die Geometrie von Lokalschäden an. Patil u. a. (2010b) verwenden eine Halbsinusfunktion für die Modellierung von Lokalschäden.

Die Welligkeit der Oberflächen lässt sich durch harmonische Funktionen beschreiben. Als Steuerparameter werden dabei die Wellenlänge und die maximale Abweichung von der Nulllage verwendet. So untersuchen Wensing (1998), Harsha u. a. (2004) und Harsha u. Kankar (2004) das dynamische Verhalten des Lagers unter Einfluss von Last bei variierender Anzahl von Wälzkörpern und variierender Anzahl von Wellen auf der Laufbahn in Umfangsrichtung. Upadhyay u. a. (2011) untersucht die Welligkeit der Laufbahnen mit einer in der Umfangsrichtung veränderlicher Wellenlänge. Seinem Modell liegt ebenfalls eine harmonische Funktion für die Formulierung der Laufbahnwelligkeit zugrunde.

Flächendeckende Schäden, unter denen hier Oberflächen mit erhöhter Rauheit verstanden werden sollen, lassen sich durch die Überlagerung von harmonischen Anteilen modellieren, Knothe u. Wu (2000). Eine weitere Möglichkeit zur Erstellung von rauen Oberflächen wird von Sawalhi (2007) gegeben. Diese beruht auf der Tiefpassfilterung von Zufallszahlen, die die diskreten Punkte der Laufbahn bilden. Da die in den beiden genannten Arbeiten befolgten Ansätze in die eigenen Überlegungen zur Modellierung flächendeckender Schäden eingingen, werden sie hier kurz angeführt und werden noch detailliert erläutert.

Im Gegensatz zu Untersuchungen über Lokalschäden und Oberflächenwelligkeit fällt die Anzahl der Literaturquellen zur Modellierung sowie zur Erkennung und Diagnose von flächendeckenden Schäden, hier erhöhte Rauheit gemeint, eher gering aus, obwohl solche Schäden oft in industriellen Anwendungen vorkommen. Methoden zur Erkennung und Diagnose von Lokalschäden können nur bedingt auf flächendeckende Schäden angewendet werden, weil diese sich nicht unbedingt bei typischen kinematischen Frequenzen bemerkbar machen. Für weitere Details kann auf Arbeiten von Zhou u. a. (2009) und Stack u. a. (2004) verwiesen werden.

Einige erkannte Defizite bei den bisher veröffentlichten Wälzlagermodellen werden im Folgenden aufgeführt. Bei der Mehrzahl der beschriebenen Modelle wird der Kontakt zwischen einem Wälzkörper und der Außenringlaufbahn sowie zwischen einem Wälzkörper und der Innenringlaufbahn nicht getrennt behandelt, sondern es wird von einer Gesamtverformung, die sich aus der Verschiebung der Lagerringe ergibt, ausgegangen. Die Wälzkörper werden nicht als freie Körper mit eigenen Freiheitsgraden modelliert, sondern deren aktuelle Zustandsgrößen werden aus den kinematischen Verhältnissen im Lager abgeleitet. Dies führt dazu, dass die Bewegungen der Wälzkörper besonders in Umfangsrichtung unter der Kräfteinwirkung nicht berücksichtigt werden können. Die Trägheit der Wälzkörper und des Käfigs sowie die Zentripetalkräfte, die bei höheren Drehzahlen von Bedeutung sein können, bleiben unberücksichtigt. Es wird davon ausge-

gangen, dass der Käfig die Wälzkörper in Umfangsrichtung gleichmäßig verteilt, in der Mitte der jeweiligen Käfigtasche hält. Dabei bleiben besonders die Kräfte, die zwischen den Wälzkörpern und der jeweiligen Käfigtasche wirken, unberücksichtigt. Die Einbeziehung der zwischen dem Wälzkörper und der Käfigtasche wirkenden Kräfte könnte besonders für langsamdrehende Lager in der unbelasteten Zone interessant sein.

Überlegungen zur Schadensmodellierung

Die Beobachtungen an den realen Schäden führten nachfolgend näher ausgeführten Überlegungen bezüglich der Modellierung:

Lokalschäden können näherungsweise als punktförmig oder elliptisch angesehen werden. Die Überrollung eines kleinen Schadens verursacht einen Stoß. Aufgrund der sehr kurzen Kontaktdauer (ca. 10^{-5} s) wird das System zur Eigenschwingung angeregt. Im gemessenen Signal wird die Systemantwort als abklingende Schwingung unter dem Einfluss der Materialdämpfung ersichtlich. Im Betrieb entsteht eine Impulsfolge, die ganz typisch für Kleinschäden an den Ring- oder Wälzkörperoberflächen ist.

Bei flächendeckenden Schäden mit erhöhter Rauheit kann ein ganz anderes Signal entstehen, in dem keine klar definierte Stoßfolge mehr erkennbar ist. Deren Erkennung und Diagnose wird dadurch erschwert, dass diese sich nicht notwendigerweise durch kinematische Frequenzen bemerkbar machen. Solche Schäden treten typischer Weise bei schnell rotierenden Vakuumpumpen auf, deren Drehzahlbereich bei 30000 U/min liegt. Handelt es sich um Welligkeit, werden in den Messungen Periodizitäten entsprechend der Wellenlänge im Oberflächenprofil hervorgerufen.

Schäden, bei denen der Kontakt zwischen den Kontaktpartnern kurzzeitig abbrechen kann, initiieren Stoßvorgänge. Durch den Stoß wird das System zum Schwingen angeregt. Handelt es sich um stetigen Kontakt, so hängen die Veränderungen der Kontaktkraft wesentlich von den Unebenheiten im Profil ab. Hier sind keine Kontaktunterbrechungen zwingend notwendig, vielmehr handelt es sich in diesem Fall um die Veränderung der Hertz'schen Flächenpressung zwischen den Kontaktpartnern, die mit der Veränderung der Kontaktkraft und der Beschleunigungen einhergeht. Dieses Verhalten ist für die flächendeckenden Schäden typisch.

Eine Möglichkeit zur Erstellung einer rauen Oberfläche ist es, diese als eine Reihe von diskreten Punkten zu betrachten. Sawalhi (2007) stellt in seiner Dissertation einen Ansatz zur Modellierung von Oberflächen mit erhöhter Rauheit vor. Die Güte der Annäherung hängt von der Anzahl der Punkte bzw. dem Abstand zwischen den diskreten Punkten in Umfangsrichtung ab. Da es sich aber um diskrete Werte und keine Funktion handelt, kann es notwendig sein, dass während der Zeitintegration zwischen benachbarten Punkten interpoliert werden muss. Dabei können Sprünge entstehen, die den Integrator

stören könnten. Diese Problematik wurde im Gespräch mit Sawalhi bestätigt. Weiterhin besteht die Möglichkeit, die raue Oberfläche als eine stetige Funktion zu beschreiben, wie beispielsweise in Knothe u. Wu (2000). Hier wird von der Störungsamplitude gesprochen. Diese bezeichnet die lokale Abweichung des Profils von der idealen Nulllage. Die Profilabweichung an der aktuell betrachteten Stelle wird in jedem Zeitschritt errechnet. Dadurch werden Interpolationen und eventuelle Sprünge während der Integration weitgehend vermieden.

Eine dritte Möglichkeit zur Modellierung von Schäden wäre es, eine zeitabhängige Materialsteifigkeit einzuführen. Dieser Weg wird hier nicht weiter verfolgt. Die Gründe liegen zum einen darin, dass sich die Systemeigenschaften in realen Bedingungen durch Stoß oder durch Profilabweichungen nicht ändern und zum anderen hier die Berechnung von Kräften im Schadensbereich im Vordergrund stehen soll. Weiterhin kann ein solches Modell die Schadensgeometrie und damit den Überrollvorgang nur unzureichend wiedergeben.

1.4 Festlegung der Probleme und Zielsetzung der Arbeit

Die Hauptfragen bei der Wälzlagerüberwachung sind:

- Ist das Lager beschädigt?
- Um welchen Schadenstyp handelt es sich?
- Wo befindet sich der Schaden?
- Wie groß ist der Schaden?
- Wie lange kann das Lager noch sicher betrieben werden?

Will man durch Simulation einen Beitrag zur Lösung dieser Problemstellung leisten, sollte die Aufgabe darin bestehen, den Zusammenhang zwischen dem Schaden und der Anregung, die durch die Überrollung des Schadens entsteht, zu beschreiben. Basierend auf den Beschreibungen in der Einleitung (Kapitel 1) sowie im Abschnitt 1.3.2 lässt sich die durch den Schaden generierte Anregung durch das Kraftintegral bzw. die sogenannte Kraftstoß $\hat{\mathbf{F}}$ in Gleichung 1.6 annähern, wobei die Kraft mit \mathbf{F} und die Stoßdauer mit τ bezeichnet werden, Gross u. a. (2006).

$$\hat{\mathbf{F}} = \int_0^{\tau} \mathbf{F} dt \quad (1.6)$$

Das Schnittbild in Abbildung 1.10 zeigt ein Wälzlager mit einem kleinen Schaden, der infolge von Überrollungen zu Anregungen führt. Die Anregung lässt sich durch Kraftstoß $\hat{\mathbf{F}}$ in Gleichung 1.6 beschreiben. In Abbildung 1.10 rechts ist erkennbar, dass die Kraftstoß $\hat{\mathbf{F}}$ von der Kontaktkraft \mathbf{F} und von der Stoßdauer τ abhängt. Ändert sich der Schadenszustand in Umfangsrichtung bzw. in radialer Richtung, so ist eine Veränderung des zeitlichen Verlaufs der Kontaktkraft $\mathbf{F}(\mathbf{t})$, der Fläche A und der Kraftstoß $\hat{\mathbf{F}}$ zu erwarten. Damit wäre prinzipiell die Verbindung zwischen dem Schaden und der Anregung gegeben. Hier soll verdeutlicht werden, dass die Kraftstoß $\hat{\mathbf{F}}$ auch von den Betriebsbedingungen abhängt. Das heißt, es können sich neben der Veränderung des Schadenszustands auch bedingt durch die Variation des Lagerspiels, der Last, oder der Drehzahl Stoßkräfte ergeben, die den gleichen Betrag $\hat{\mathbf{F}}_1 = \hat{\mathbf{F}}_2$ ($A_1 = A_2$) aufweisen. Dies erschwert die eindeutige Zuordnung der Kraftstoß auf einen bestimmten Schadens-typ und einen Schadenszustand.

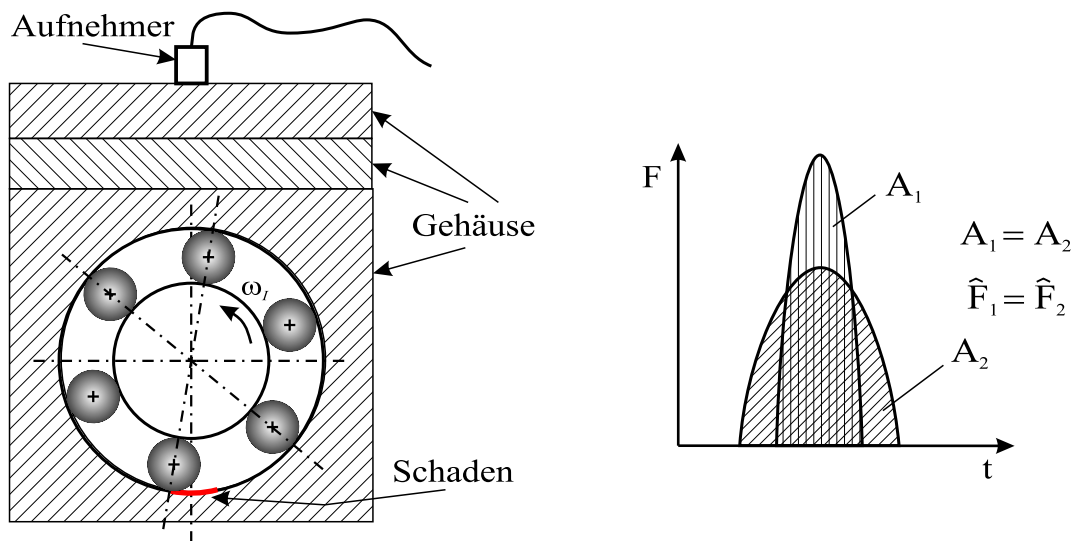


Abbildung 1.10: Anregung durch das Überrollen eines kleinen Schadens. Abhängigkeit der Kraftstoß $\hat{\mathbf{F}}$ vom Schaden

Die Bestimmung der Kraftstoß aus den Messungen ist praktisch unmöglich, denn eine unmittelbare Platzierung des Sensors an der Schadensstelle gelingt kaum, wie die Abbildung 1.10 links verdeutlicht. Unter Umständen muss eine gewisse Entfernung in Kauf genommen werden. Betrachtet man die Strecke vom Ort der Anregung bis zur Messstelle, wird einsichtig, dass mehrere Einflussquellen auf das Signal wirken, wie die Abbildung 1.11 veranschaulicht. Dazu gehören beispielsweise Fugestellen z.B. zwischen dem Lagerring und dem Gehäuse, das Gehäuse selbst und andere schwingungsfähige Systeme in der benachbarten Umgebung. Fugestellen können das Lagerspiel beeinflussen und damit die Dynamik verändern. Weiterhin sind sie nach Zeillinger (1995) und Dietl (1997) als Dämpfungsquellen anzusehen und haben direkten Einfluss auf die Systeme.

meigenschaften. Daraus kann schnell geschlussfolgert werden, dass Dämpfung erheblich durch die Vorspannung beeinflusst wird. Vorspannung kann durch einen Lagerwechsel verändert werden und damit von einer Maschine zu einer anderen Maschine geringfügig bis stark variieren.

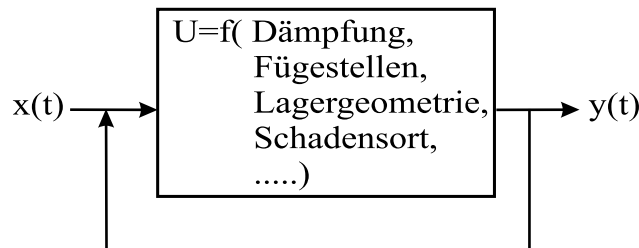


Abbildung 1.11: Veränderliche Transferfunktion

Betrachtet man die einzelnen geschmierten Kontakte zwischen den Wälzkörpern und den Ringen, verändert die Beteiligung von Öl den Kontaktvorgang massiv im Vergleich zur Situation, ohne Schmierstoffbeteiligung. Hier kann der Kontakt nicht als einfacher Stoßvorgang betrachtet werden. Die mathematischen Formulierungen für die Stoßdauer, die aus der Hertz'schen Kontakttheorie hergeleitet wurden, z.B. in Szabó (2001), können bei Ölbeteiligung keine belastbaren Ergebnisse liefern.

Will man Rückschlüsse aus dem Messsignal ziehen und auf die Anregung rückschließen, wird schnell einsichtig, dass ein nichtlineares System vorliegt. Es gibt Modelle, in denen das System als linear oder geringfügig nichtlinear vorausgesetzt wird. Solche Annahmen sollten kritisch überprüft werden.

Aus der beschriebenen Problematik für den Lösungsansatz ergeben sich folgende Zielvorstellungen der vorliegenden Arbeit:

- Simulation von Oberflächenschäden in Wälzlagern. Die Simulation soll einen Beitrag zur Generierung von realitätsnahen Signalen im Hinblick auf deren Verwendung bei der Entwicklung von Schadenserkennungs- und Diagnosemethoden leisten.
- Schadensmodelle sollen erstellt werden, die die Schadenszustände mathematisch beschreiben. Dabei soll sich die Simulation an gemessenen Signalen orientieren. Die Arbeit dient dem Verständnis von Systemantworten.
- Nach der Modellvalidierung soll die Simulation in der Lage sein, Signale zu liefern, die die Grundstruktur des Schadens tragen und verschiedene Fortschrittsphasen eines Schadenstypen durch Variation der Modellparameter wiedergeben.

- Aus den Variationsrechnungen gewonnenen Signale sollen als Lernmengen für Klassifikatoren zur Verfügung gestellt werden.
- Die Simulationen sollen die Notwendigkeit der Durchführung von realen Versuchen reduzieren, besonders von denjenigen, die kosten- und zeitintensiv sein können und diese weitgehend ersetzen.
- Die Simulation soll ermöglichen, die Untersuchungen auf die wesentlichen Eigenschaften des Schadens zu konzentrieren. Einflüsse von Störfaktoren, wie Rauschen oder mitschwingenden Maschinenteilen in der Umgebung, können durch Festlegung der Modellgrenzen ausgeschlossen werden.
- Stöße wie sie bei der Kontaktunterbrechung der Lagerkomponenten vorkommen, sollen zu Stößen wie sie bei der Überrollung des Schadens auftreten abgegrenzt werden. Die Kontaktunterbrechungen können durch externe Lasten und Lagerspiel initiiert werden. Daher sollen Stoßvorgänge in der Arbeit näher betrachtet werden.
- Die Nichtlinearität wird durch die Betrachtung des Kontakts zwischen den Wälzkörpern und der Lagerringe unter Beteiligung von Schmiermittel offensichtlich. Bei dynamischen Vorgängen soll zur Erfassung der Kontaktkraft sowohl der Festkörperkontakt als auch die Fluid-Struktur-Interaktion berücksichtigt werden. In beiden Fällen sind die mathematischen Formulierungen nichtlinear (Hertzsche Kontakttheorie, Reynoldssche Differentialgleichung). Diese Betrachtungen zeigen, dass die Annahme von reinem Stoß nicht zulässig ist. Daher sind detaillierte Untersuchungen von Überrollvorgängen nötig.
- Trotz der hohen Anzahl von industriellen Anwendungen und einer breiten Palette von Einsatzmöglichkeiten weisen Wälzlager generell ähnliche Oberflächenschäden auf. Daher kann mit den Simulationen ein breites Feld von Problemen behandelt werden. Die Wälzlagerschäden und deren Gruppierung im Hinblick auf die Simulation wird im Abschnitt 1.2 behandelt.
- Das Simulationsprogramm soll die Umsetzung verschiedener Ansätze zur Schadensmodellierung sowie Kraftformulierungen ermöglichen und in der Lage sein, mit kommerziellen Programmen wie SIMPACK und ADAMS zu kommunizieren.
- Ein Postprocessor soll erstellt werden, der der Auswertung von Simulationsergebnissen dient. Der Postprocessor soll neben der Visualisierung kinematischer Vorgänge auch die Darstellung der Zustandsgrößen und der inneren Kräfte im Zeitbereich sowie im Frequenzbereich ermöglichen.

Kapitel 2

Theoretische Grundlagen der Dynamiksimulation

Eines der wesentlichen Anliegen in dieser Arbeit ist die Beschreibung der Bewegungen der Körper eines Wälzlagers und deren Interaktionen im Betrieb untereinander. Es sollen innere Kräfte und kinematische Vorgänge untersucht werden. Als solche stehen vor allem die zeitlichen Abläufe im Fehlerbereich im Vordergrund.

Die Untersuchungen erfolgen mit der Dynamiksimulation. Die Zeitintegration ermöglicht Analysen im Zeitbereich und durch anschließende Fouriertransformation im Frequenzbereich. Das Wälzlager wird in einer Mehrkörperumgebung aufgebaut. Die Körper in dieser Umgebung bilden das Mehrkörpersystem (MKS). Die Dynamik des Systems wird mathematisch mit der Systemgleichung beschrieben. Die Systemgleichung ist eine Differentialgleichung (DGL).

Neben dem Aufbau eines Wälzlagers, das aus mehreren Komponenten besteht, die jeweils als eigenständige Körper betrachtet werden können, wird der Einsatz von Mehrkörpersimulation u.a. darin begründet, dass sich die Bewegungen der Körper mathematisch gut beschreiben lassen. Weiterhin lassen sich Kräfte, Momente und die Kräfteübertragung in MKS gut definieren. Der Aufbau der Arbeit sieht zuerst den Aufbau des Wälzlagers in der Mehrkörperumgebung vor. Bei der Berechnung von Kräften spielen Parameter wie die Kontaktsteifigkeit und die Dämpfung eine wesentliche Rolle. Diese sollen ebenfalls untersucht werden. Anschließend sollen verschiedene Fehler, die auf den Körperoberflächen auftreten simuliert werden. Dazu sollen verschiedene Ansätze zur Modellierung von Oberflächenschäden eingesetzt werden.

2.1 Wälzlagermodellierung in der Mehrkörpersimulation

Die Untersuchung von Wälzlagerschäden und die Generierung von realitätsnahen Signalen erfordern eine detaillierte Modellbildung. Das Wälzlagermodell stellt die Basis für

die Untersuchungen von Wälzlagerschäden dar. Für die detaillierte Analyse von dynamischen Vorgängen im Wälzlager und Interaktionen zwischen den Lagerkomponenten bietet sich das Mehrkörpersystem (MKS) an. Die Lagerkomponenten bilden zusammen das Mehrkörpersystem. In dieser Umgebung können zeitlich veränderliche Zustände der einzelnen Körper (Kinematik) oder die auf die einzelnen Körper wirkenden Kräfte und Momente betrachtet werden, somit wird eine hinreichende Modellierungstiefe erreicht.

Ein Wälzlager besteht in der Regel aus dem Innenring, den Wälzkörpern, dem Käfig und dem Außenring. Führt man sich beispielsweise Rillenkugellager, Rollenlager oder Schrägkugellager vor Augen, zeigt das Schnittbild senkrecht zur Drehachse weitgehend kreisförmige Komponenten. Deswegen liegt es nahe, die Körper in einer 2D-Simulation kreisförmig anzunehmen. Änderungen der Dynamik, die aus einer axialen Laständerung resultieren, werden in diesem 2D-Modell nicht erfasst.

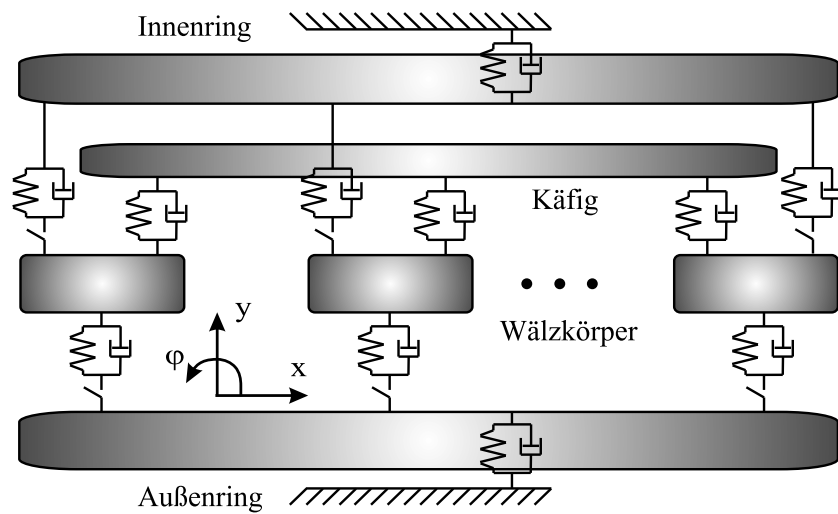


Abbildung 2.1: Das ebene starre Wälzlagermodell mit elastisch-viskosen Feder-Dämpfer-Elementen

Die Abbildung 2.1 zeigt den prinzipiellen Aufbau des starren ebenen Wälzlagermodells und die Interaktionen der Körper in Richtung eines der drei definierten Freiheitsgrade (DoF). Jeder Körper besitzt drei Freiheitsgrade und ist somit frei beweglich in der Ebene. Der Körperschwerpunkt wird im Inertialsystem durch zwei orthogonale translatorische Richtungen x_i , y_i und durch eine rotatorische Richtung φ_i gebildet. Der aktuell betrachtete Körper wird mit i bezeichnet.

Die Kreisform bietet den Vorteil aufgrund der einfachen robusten Kontakterkennung. Der Kontaktpunkt auf dem jeweiligen Kontaktpartner wird mit den aktuellen Schwerpunktlagen der beteiligten Körper und deren Radien berechnet. Ebenfalls werden die Körper per Definition als starr und glatt an der Oberfläche angenommen.

Die Komponenten sind mit dem Inertialsystem über einfache Feder-Dämpfer-Elemente verbunden. Diese Elemente sind in der Mechanik unter dem Begriff Kelvin-Voigt-Element bekannt und bieten den Vorteil, verschiedene Kraftgesetze einfach umzusetzen, was im Hinblick auf die Untersuchung von dynamischen Vorgängen im Schadensbereich einen weiteren Grund für deren Verwendung liefert.

Die Interaktionen zwischen den Lagerkomponenten werden durch Rückstellkräfte und Rückstellmomente berücksichtigt. Diese Vorgehensweise bietet den Vorteil, gegenüber Formulierungen mit Zwangsbedingungen, detaillierte Analysen im Schadensbereich durchzuführen.

Die Dynamik des Systems wird mit Gleichung 2.1 mathematisch beschrieben. Die Bewegungsgleichung ist eine Differentialgleichung (DGL) zweiter Ordnung.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\mathbf{u} = \mathbf{f} \quad (2.1)$$

Die linke Seite der DGL gibt die Systemeigenschaften mit der Massenmatrix \mathbf{M} , der Dämpfungsmatrix \mathbf{D} und der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C} an. Diese sind diagonal besetzt und beinhalten die Variablen Masse m , das Trägheitsmoment J , die Dämpfung d und die Steifigkeit c . Mit den letzten beiden Variablen werden die Materialdämpfung und die Materialsteifigkeit berücksichtigt. Im Vektor \mathbf{f} befinden sich Kräfte und Momente, die auf die Körper wirken (Gleichung 2.4).

$$\begin{aligned} \mathbf{M} &= \text{diag}(m_{x1}, m_{y1}, J_{z1}, m_{x2}, m_{y2}, J_{z2}, \dots, m_{xn}, m_{yn}, J_{zn}) \\ \mathbf{D} &= \text{diag}(d_{x1}, d_{y1}, d_{rot1}, d_{x2}, d_{y2}, d_{rot2}, \dots, d_{xn}, d_{yn}, d_{rotn}) \\ \mathbf{C} &= \text{diag}(c_{x1}, c_{y1}, c_{rot1}, c_{x2}, c_{y2}, c_{rot2}, \dots, c_{xn}, c_{yn}, c_{rotn}) \end{aligned} \quad (2.2)$$

Die Einträge der Matrizen in Gleichung 2.2 sind in der Reihenfolge der Richtung und der aktuellen Körpernummer indiziert. Die Dimensionen der Systemmatrizen $n \times n$ werden mit $n = DoF_i \cdot \text{Anzahl der Körper}$ bestimmt.

Die Zustandsgrößen werden in Gleichung 2.3 mittels Vektoren \mathbf{u} , $\dot{\mathbf{u}}$ und $\ddot{\mathbf{u}}$ angegeben, die die Lagen (Auslenkungen), die Geschwindigkeiten und die Beschleunigungen der Körper in den translatorischen (x, y) und in den rotatorischen (φ) Richtungen beinhalten.

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= \{x_1, y_1, \varphi_1, x_2, y_2, \varphi_2, \dots, x_n, y_n, \varphi_n\}^T \\ \dot{\mathbf{u}} &= \{\dot{x}_1, \dot{y}_1, \dot{\varphi}_1, \dot{x}_2, \dot{y}_2, \dot{\varphi}_2, \dots, \dot{x}_n, \dot{y}_n, \dot{\varphi}_n\}^T \\ \ddot{\mathbf{u}} &= \{\ddot{x}_1, \ddot{y}_1, \ddot{\varphi}_1, \ddot{x}_2, \ddot{y}_2, \ddot{\varphi}_2, \dots, \ddot{x}_n, \ddot{y}_n, \ddot{\varphi}_n\}^T \end{aligned} \quad (2.3)$$

Die äußeren Einflüsse auf das System werden in der rechten Seite der DGL berücksich-

tigt. Daher beinhaltet \mathbf{f} in Gleichung 2.4 die Last und das Moment auf den jeweiligen Körpern.

$$\mathbf{f} = \{F_{x1}, F_{y1}, M_{z1}, F_{x2}, F_{y2}, M_{z2}, \dots, F_{xn}, F_{yn}, M_{zn}\}^T \quad (2.4)$$

Die Kräfte F und die Momente M werden auf die Körperschwerpunkte bezogen. F resultiert aus der Summe der Kontaktkraft, der Reibungskraft und der Gravitationskraft. Soweit vorhanden werden weitere externe Lasten, wie eine Unwucht oder eine konstante Last, ebenfalls hier berücksichtigt. M resultiert aus dem Reibmoment und aus den weiteren extern auf den Körper angreifenden Momenten, beispielsweise der Antrieb des Innenrings. Auf die Berechnung von F und M wird im Abschnitt 2.2.2 eingegangen.

Für die numerische Zeitintegration wird die Bewegungsgleichung 2.1 in den Zustandsraum (Gleichung 2.5) überführt. Diese Überführung bietet den Vorteil, dass die Systemgleichung in eine Form gebracht wird, die für die Zeitintegration bzw. für die Lösung der Anfangswertaufgabe günstig ist. Weiterreichende Informationen über die Zustandsraumdarstellung können beispielsweise Heimann u. a. (1998) und Bestle (1994) entnommen werden. In der rechten Seite befinden sich der Zustandsvektor \mathbf{z} , die Systemmatrix \mathbf{A} und der Kraftvektor $\hat{\mathbf{f}}$. In der linken Seite steht die zeitliche Ableitung $\dot{\mathbf{z}}$ des Zustandsvektors \mathbf{z} .

$$\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{z} + \hat{\mathbf{f}} \quad (2.5)$$

Die Einträge des Zustandsraums und die Matrixdimensionen sind in Gleichung 2.6 näher beschrieben. Der Zustandsraum ist $2n$ -dimensional, d.h. \mathbf{A} enthält $2n \times 2n$ Einträge und $\hat{\mathbf{f}}$, $2n \times 1$.

$$\begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\mathbf{u}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} & -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{D} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \dot{\mathbf{u}} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{f} \end{Bmatrix} \quad (2.6)$$

Die Gleichung 2.6 stellt die typische Form einer Anfangswertaufgabe dar. Der Integrator erhält die zeitlichen Ableitungen der Zustandsgrößen für den aktuellen Zeitschritt und liefert die Zustandsgrößen für den nächsten Zeitschritt. Die Lösung erfolgt mit bekannten numerischen Integrationsverfahren, beispielsweise von Runge-Kutta oder von Rosenbrock. Im Rahmen der Arbeit wurden mit `ode15s` und `ode23s` MATLAB interne Löser verwendet.

Radialspiel

Spiel in einem Wälzlager ist definiert als maximal mögliche Verschiebung des einen Rings gegen den anderen, Brändlein (1995), Hamrock (1999) und Harris (2000). Geschieht die Verschiebung in radialer Richtung, erhält man das radiale Lagerspiel (englisch: Diametral clearance c_d), wie in Abbildung 2.2 dargestellt.

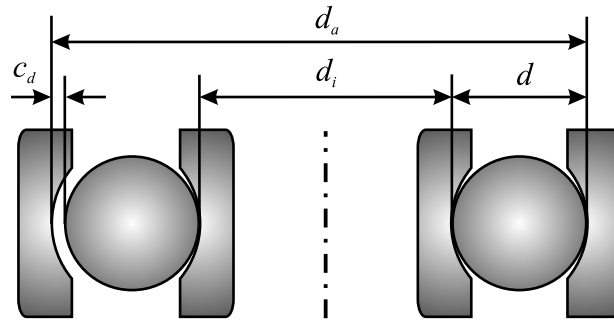


Abbildung 2.2: Radiales Lagerspiel c_d

Das radiale Lagerspiel c_d wird mit den Durchmessern der Außen- und Innenringlaufbahnen d_a , d_i und dem Durchmesser des Wälzkörpers d durch den einfachen Zusammenhang in Gleichung 2.7, zum Beispiel aus Hamrock (1999), angegeben.

$$c_d = d_a - d_i - 2d \quad (2.7)$$

Man spricht von dem axialen Lagerspiel, wenn die Verschiebung in axialer Richtung erfolgt. Da das Wälzlagermodell nur die Bewegungen in der Ebene berücksichtigen kann, wird auf das Axiallagerspiel nicht eingegangen. Die Modellgrenzen werden im Abschnitt 2.5 beschrieben.

Bei der Bezeichnung des Spiels in radialer Richtung wird zwischen der Lagerluft, die sich auf den nicht eingebauten Zustand bezieht und dem Lagerspiel, das sich auf den eingebauten Zustand bezieht, unterschieden. Diese Unterscheidung ist nach Brändlein (1995) notwendig, um die Veränderung der Lagerluft nach dem Einbau durch die gewählte Passung und die Betriebsverhältnisse wie die unterschiedlichen Wärmedehnungen der Laufringe zu berücksichtigen. Dafür werden Lager in unterschiedlichen Lagerluftgruppen hergestellt, die in DIN 620-4 (2004) festgelegt sind. Die Werte der Radialluftgruppen werden in den Herstellerkatalogen aufgeführt. Die Angaben erfolgen für die Lagerluft vor dem Einbau und beziehen sich auf den nicht belasteten Zustand.

In den durchgeführten Simulationen orientieren sich die Lagerspielwerte an den Lagerluftgruppen aus den Herstellerkatalogen und an den Richtwerten in Brändlein (1995).

Käfigspiel

Das Käfigspiel wird berücksichtigt, um die im Abschnitt 1.2 beschriebenen Käfigschäden zu modellieren und bezieht sich auf das Taschenspiel c_t . Basierend auf den Beschreibungen für zylinderförmige Käfigtaschen in Gupta (1984) wird auf dem starren Ring (Käfig) in Umfangsrichtung gleichmäßig verteilte Taschen eingeführt, so dass zwischen der Tasche und dem Wälzkörper der in Abbildung 2.3 dargestellte konforme Kontakt besteht.

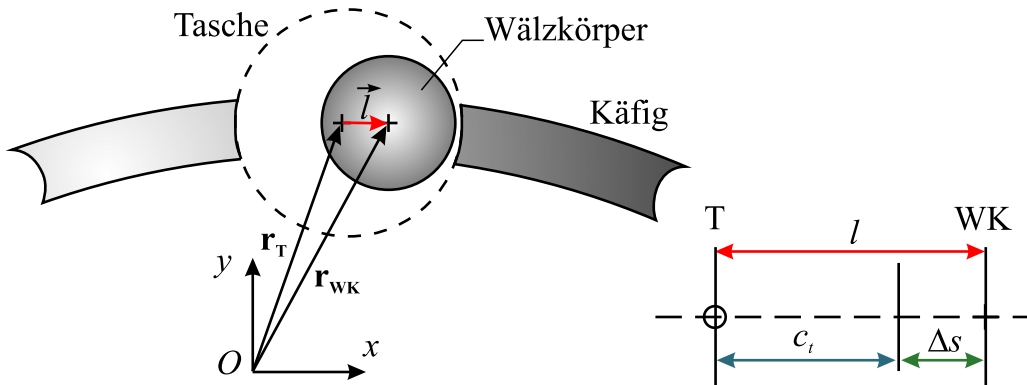


Abbildung 2.3: Käfigtaschenspiel c_t

Die Erkennung des Taschenkontakts und die Berechnung der Kontaktkraft erfolgen unter Verwendung der Taschenmittelpunktslage \mathbf{r}_T und der Wälzkörperschwerpunktslage \mathbf{r}_{WK} nach den Ausführungen im Abschnitt 2.2.2. Dabei wird der aktuelle Abstand l mit dem Taschenspiel c_t verglichen und die Durchdringung Δs nach Gleichung 2.8 berechnet.

$$\Delta s = \begin{cases} 0, & l < c_t \\ l - c_t, & l > c_t \end{cases} \quad (2.8)$$

Das auf den käfigschwerpunktbezogene Moment $\mathbf{m}_T = \mathbf{r}_T \times \mathbf{f}_{NT}$ wird mit der Taschenkontaktkraft \mathbf{f}_{NT} berechnet. Dadurch wird die Führung des Käfigs durch die Wälzkörper erreicht.

2.2 Kontaktmodellierung

2.2.1 Kinematische Grundlagen

In der Dynamiksimulation wird unter dem Begriff *Kontakt* immer das Interagieren von *zwei* beliebigen Körpern im Mehrkörpersystem verstanden. Betrachtet man den Kontakt im Wälzlager, beispielsweise zwischen dem Wälzkörper und dem Innenring, führt die Last zu einer lokalen elastischen Verformung der Oberflächen. In der Dynamiksimulation werden die Körper als starr angenommen und verformen sich nicht. Im Kontaktmodell wird deshalb die Überlappung der Körper zugelassen, um die elastische Verformung bzw. die Abplattung der kontaktierenden Oberflächen anzunähern. In der vorliegenden Arbeit wird für die Abplattung der Begriff *Durchdringung* Δs verwendet. Diese wird in Abbildung 2.4 veranschaulicht und ist entscheidend für die Berechnung der Normalkraft.

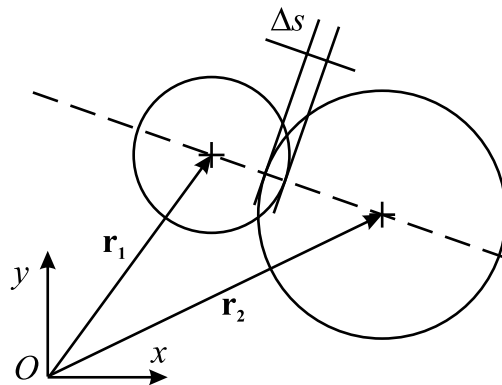


Abbildung 2.4: Durchdringung zwischen den Kontaktpartnern

Die Kraftübertragung zwischen den Körpern erfolgt über die Feder-Dämpfer-Elemente, die bereits in Abbildung 2.1 dargestellt wurden. Durchdringen sich die Körper, werden diese durch eingepreßte Kräfte auseinander gedrückt, indem eine aus der Hertz'schen Flächenpressung abgeleitete und zur Bewegungsrichtung entgegengesetzte Kontaktkraft auf die Körper wirkt. Für die Kraftberechnung werden die Durchdringung und die Relativgeschwindigkeit am Kontaktpunkt benötigt. Die Kontaktsuche und die Berechnung der Kontaktkraft erfolgt in jedem Zeitschritt der Integration erneut.

Die Vorgehensweise und die wichtigen Rechengrößen werden im Nachfolgenden näher erläutert.

Die Anzahl der zu überprüfenden Kontakte ist für die Simulationsdauer entscheidend. Führt man sich den Aufbau eines Wälzlagers und die möglichen Kontaktstellen vor

Augen, liegt es nahe, die Kontakterkennung von den Wälzkörpern ausgehend zu beschreiben. Ein Wälzkörper kann gleichzeitig mit drei Körpern im Kontakt stehen. Diese sind der Innenring, der Außenring und der Käfig. Ein direkter Kontakt zwischen zwei benachbarten Wälzkörpern wird durch den Käfig konstruktiv verhindert. Der Suchvorgang wird für die restlichen Wälzkörper wiederholt.

In der Kontakterkennung werden wichtige Größen für die Kontaktkraft berechnet. Diese sind in Kontaktnormalenrichtung, die Durchdringung Δs und die Durchdringungsgeschwindigkeit $\Delta \dot{s}$ und in tangentialer Richtung die tangentielle Relativgeschwindigkeitskomponente $\Delta \mathbf{v}_t$.

Der Begriff Kontaktpunkt bezieht sich auf den Angriffspunkt der Kontaktkraft an dem jeweiligen Kontaktpartner. Die Kontaktpartner werden im Nachfolgenden mit i indiziert. Die Schwerpunktlagen der Körper werden mit den Vektoren \mathbf{r}_i im Inertialsystem eindeutig beschrieben. Um die Vektoren der körperbezogenen Kontaktpunkte \mathbf{p}_i zu rechnen, werden zuerst die Einheitsvektoren in Kontaktnormalenrichtung mit Gleichung 2.9 berechnet.

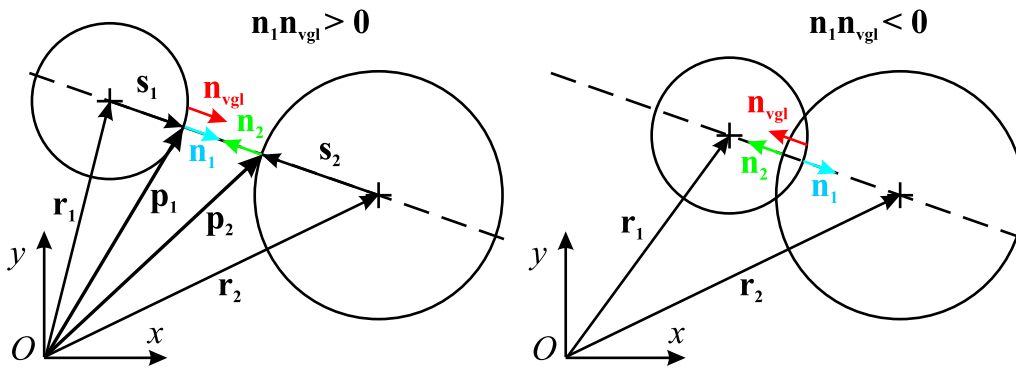


Abbildung 2.5: Kontakterkennung durch Richtungsvergleich von Einheitsvektoren

$$\mathbf{n}_1 = \frac{\mathbf{r}_2 - \mathbf{r}_1}{|\mathbf{r}_2 - \mathbf{r}_1|} \quad (2.9)$$

$$\mathbf{n}_2 = -\mathbf{n}_1$$

Bei der Berechnung des Lagenvektors des Kontaktpunkts \mathbf{p}_i ist der Kontakttyp entscheidend. Die Körper können sich von außen oder von innen berühren. Im ersten Fall können zwei konvexe Oberflächen aufeinander treffen, wie im Kontakt zwischen dem Wälzkörper und dem Innenring. Im zweiten Fall kann eine konvexe Oberfläche auf eine konkave Oberfläche treffen, wie im Kontakt zwischen dem Wälzkörper und dem Außenring oder zwischen dem Wälzkörper und der Käfigtasche.

Die Fallunterscheidung erfolgt über die Vorzeichen der Radien r_i der Kontaktpartner in der Kontaktroutine, in der den konvexen Oberflächen, wie dem Wälzkörper und dem Innenring, positive Vorzeichen und den konkaven Oberflächen, wie dem Außenring und der Käfigtasche, negative Vorzeichen zugewiesen werden. Mit der Gleichung 2.10 lassen sich die \mathbf{p}_i berechnen.

$$\mathbf{p}_i = \mathbf{r}_i + r_i \cdot \mathbf{n}_i \quad (2.10)$$

Weiterhin werden \mathbf{p}_i für die Berechnung eines Einheitsvektors verwendet, der Aufschluss über das Vorliegen des Kontakts liefert. Dieser wird hier *Vergleichsvektor* genannt und mit \mathbf{n}_{vgl} bezeichnet.

$$\mathbf{n}_{\text{vgl}} = \frac{\mathbf{p}_2 - \mathbf{p}_1}{|\mathbf{p}_2 - \mathbf{p}_1|} \quad (2.11)$$

Aus den Definitionen der Gleichungen 2.9 und 2.11 geht hervor, dass \mathbf{n}_{vgl} parallel zu \mathbf{n}_1 liegen muss. Ausschlaggebend für Kontakt sind deren Richtungen. Zeigen \mathbf{n}_1 und \mathbf{n}_{vgl} in die selbe Richtung, liegt kein Kontakt vor. Zeigen diese in entgegengesetzte Richtungen, durchdringen sich die Körper. Dies kann leicht mit dem Skalarprodukt von \mathbf{n}_1 und \mathbf{n}_{vgl} in Gleichung 2.12 überprüft werden.

$$\textit{kontakt} = \begin{cases} 0, & \mathbf{n}_1 \cdot \mathbf{n}_{\text{vgl}} > 0 \\ 1, & \mathbf{n}_1 \cdot \mathbf{n}_{\text{vgl}} < 0 \end{cases} \quad (2.12)$$

Besteht Kontakt zwischen zwei Körpern, werden die skalaren Größen Δs , $\Delta \dot{s}$ und der Vektor $\Delta \mathbf{v}_T$ in tangentialer Richtung berechnet.

Die Durchdringung Δs ist der skalare Wert des Abstands zwischen den Lagenvektoren \mathbf{p}_i und wird mit Gleichung 2.13 berechnet.

$$\Delta s = -|\mathbf{p}_2 - \mathbf{p}_1| \quad (2.13)$$

Die Geschwindigkeit eines Kontaktpunkts \mathbf{v}_i setzt sich aus dem translatorischen Anteil und dem rotatorischen Anteil zusammen. Mit der Euler'schen Geschwindigkeitsgleichung ergibt sich \mathbf{v}_i in Gleichung 2.14 aus der Summe der Schwerpunktschwindigkeit \mathbf{v}_{S_i} und der Rotationsgeschwindigkeit, in die neben dem Körperradius r_i und dem Einheitsvektor \mathbf{n}_i der Winkelgeschwindigkeitsvektor $\boldsymbol{\omega}_i$ eingehen.

$$\mathbf{v}_i = \mathbf{v}_{S_i} + \boldsymbol{\omega}_i \times (r_i \cdot \mathbf{n}_i) \quad (2.14)$$

Die Relativgeschwindigkeit der körperfesten Kontaktpunkte $\Delta \mathbf{v}$ lässt sich mit Gleichung 2.15 berechnen.

$$\Delta \mathbf{v} = \mathbf{v}_2 - \mathbf{v}_1 \quad (2.15)$$

Der skalare Wert der Durchdringungsgeschwindigkeit $\Delta \dot{s}$ wird mit der Vektorprojektion von $\Delta \mathbf{v}$ auf \mathbf{n}_1 berechnet.

$$\Delta \dot{s} = \frac{\Delta \mathbf{v} \cdot \mathbf{n}_1}{\mathbf{n}_1 \cdot \mathbf{n}_1} \quad (2.16)$$

Die Aufteilung von $\Delta \mathbf{v}$ in die Kontaktnormalenrichtung und in die tangentielle Richtung erfolgt in Gleichung 2.17.

$$\begin{aligned}\Delta \mathbf{v}_N &= \Delta \dot{s} \cdot \mathbf{n}_1 \\ \Delta \mathbf{v}_T &= \Delta \mathbf{v} - \Delta \mathbf{v}_N\end{aligned}\tag{2.17}$$

Weiterhin gilt $\Delta \mathbf{v}_T = \Delta \mathbf{v}_{T1} = -\Delta \mathbf{v}_{T2}$ für die tangentialen Geschwindigkeitskomponenten der einzelnen Kontaktpunkte.

2.2.2 Kontaktkräfte

Die im Abschnitt 2.1 eingeführte Körperindizierung i wird hier weggelassen, weil die Erläuterungen sich auf einen Körper beziehen und die Kontaktkräfte in entgegengesetzten Richtungen auf die Kontaktpartner wirken.

Die Kontaktkraft \mathbf{f}_C , die auf einen Körper wirkt, wird im Inertialsystem aus der Summe der normalen und tangentialen Anteile beschrieben.

$$\mathbf{f}_C = \mathbf{f}_N + \mathbf{f}_T\tag{2.18}$$

Die Normalkraft \mathbf{f}_N besteht aus dem elastischen Anteil F_{el} und dem dissipativen Anteil F_{disp} . Für die vektorielle Beschreibung der Normalkraft \mathbf{f}_N geht in Gleichung 2.19 neben den skalaren F_{el} und F_{disp} der Einheitsvektor \mathbf{n} in Kontaktnormalenrichtung.

$$\mathbf{f}_N = (F_{el} + F_{disp}) \mathbf{n}\tag{2.19}$$

Wie bereits im Abschnitt 2.2.1 kurz erläutert, basiert die Beschreibung des elastischen Anteils F_{el} auf der Formulierung der Federkraft. Im Bezug auf die Modellierung der Kontaktkraft werden in Gleichung 2.20 die Kontaktsteifigkeit mit c^* und die Durchdringung mit Δs angegeben. Mit dem Exponenten m kann die vom Kraftgesetz herrührende Nichtlinearität berücksichtigt werden.

Für die Berechnung des elastischen Anteils F_{el} der Normalkraft gibt es verschiedene Möglichkeiten, die in Johnson (1992) zusammengefasst wurden, wobei hier die Hertz'sche Gleichungen für den elastischen Kontakt die Basis bilden.

$$F_{el} = c^* (\Delta s)^m\tag{2.20}$$

Für die elliptischen und punktförmigen Kontakte wird $m = \frac{3}{2}$, beispielsweise in Hamrock (1999), angegeben. In Gleichung 2.20 wird für $m \neq 1$ der nichtlineare Charakter des elastischen Anteils offenbar. Im weiteren Verlauf dieses Abschnitts wird auf die Berechnung des elastischen Anteils F_{el} der Normalkraft näher eingegangen.

Die dissipativen Einflüsse auf die Normalkraft werden mit F_{disp} berücksichtigt, wobei die Dämpfungskonstante d_{disp} und die Durchdringungsgeschwindigkeit $\Delta \dot{s}$ herangezogen werden. Die Erläuterungen für die Dämpfungskonstante d_{disp} erfolgen für Kontakte

ohne Schmierstoffbeteiligung im Abschnitt 2.3.1 und für geschmierte Kontakte im Abschnitt 2.4. Dadurch wird gezeigt, dass die Konstante d_{disp} besonders in geschmierten Kontakten nichtlinear sein kann und folglich in dem dissipativen Anteil der Normalkraft F_{disp} ebenfalls Nichtlinearität auftreten kann.

$$F_{disp} = d_{disp} \Delta \dot{s} \quad (2.21)$$

Aus den Gleichungen 2.20 und 2.21 für die Normalkraft und aus der Abbildung 2.1 geht hervor, dass die Kraftübertragung in der Simulation mit Feder-Dämpfer-Elementen erfolgt und somit die Formulierung dem Kelvin-Voigt-Element entspricht. Diese Formulierung bietet den Vorteil, dass verschiedene Ansätze bezüglich der Kontaktsteifigkeit und bezüglich der Dämpfung schnell umgesetzt werden können.

Die Reibung wird durch den tangentialen Anteil der Kontaktkraft \mathbf{f}_T berücksichtigt.

$$\mathbf{f}_T = \mu_R(\Delta v_T) |\mathbf{f}_N| \frac{\Delta \mathbf{v}_T}{|\Delta \mathbf{v}_T|} \quad (2.22)$$

In Gleichung 2.22 bezeichnen $\mu_R(\Delta v_T)$ die tangentialgeschwindigkeitsabhängige Reibkoeffizient nach Coulomb und $|\mathbf{f}_N|$ den Betrag der Normalkraft. Der Einheitsvektor $\frac{\Delta \mathbf{v}_T}{|\Delta \mathbf{v}_T|}$ gibt die Richtung des Reibungsvektors an.

Eine weitere wichtige Rechengröße ist das Moment um die Rotationsachse eines Körpers. Das Moment kann beispielsweise durch Reibung am Kontaktpunkt (Wälzkörper) oder durch einen Antrieb (Innenring) entstehen. Das Moment um den Schwerpunkt eines Körpers wird mit der Gleichung 2.23 berechnet.

$$\mathbf{m} = \mathbf{s} \times \mathbf{f}_C, \quad (2.23)$$

Der körperfeste Ortsvektor des Kontaktpunkts \mathbf{s} zeigt vom Körperschwerpunkt zum aktuellen Kontaktpunkt und wird mit $\mathbf{s} = R \cdot \mathbf{n}$ beschrieben, wobei der Körperradius mit R und die Kontaktkraft mit \mathbf{f}_C bezeichnet werden.

Wirken weitere Momente auf den Körper, werden diese summiert und das resultierende Moment um den Schwerpunkt des Körpers berechnet. Unter anderem wird der Antrieb des Innenrings auf diese Weise berücksichtigt.

Elastischer Anteil der Normalkraft nach Hertz

Zur Berechnung des elastischen Anteils der Normalkraft F_{el} werden die Gleichungen von Hertz (1881) für den Kontakt elastischer Körper herangezogen. Daher ist es sinnvoll, die getroffenen Annahmen und die Zusammenhänge in den Hertz'schen Gleichungen mit einem einfachen Beispiel kurz zu erläutern.

Werden zwei um die Längsachse rotationssymmetrische Körper K_i und K_j , wie die Abbildung 2.6 zeigt, aufeinander gedrückt, verformen sich die Oberflächen elastisch. Die Verformungen der Körper sind lokal, das heißt begrenzt auf die Kontaktstelle und die Kraftübertragung erfolgt über eine kreisförmige Kontaktfläche mit dem Radius a . Die Konturen der Körper im Kontaktbereich werden jeweils durch eine Kugel mit dem Radius R_i bzw. R_j angenähert. Der Begriff *lokal* ist darin begründet, dass die Abmaße der Kontaktfläche viel kleiner sind als die der Kontaktpartner ($a \ll R_{i,j}$). Daher spricht man bei dieser Belastungsart von der *konzentrierten Last*.

Da hier nur der linear-elastische Bereich betrachtet wird, das heißt, die Streckgrenze nicht überschritten wird, sind die Körper elastisch und isotrop angenommen. Die Oberflächen sind vollkommen glatt und es entstehen keine tangentialen Kräfte. Die Last wirkt normal zur Druckfläche.

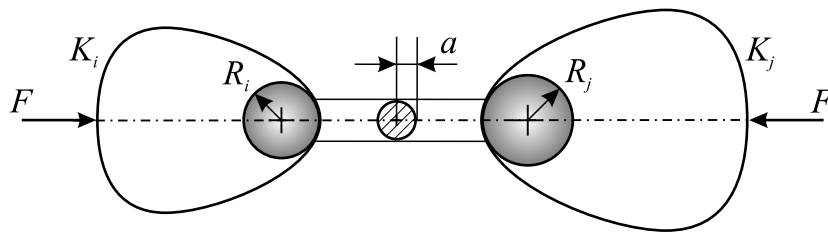


Abbildung 2.6: Annäherung der Oberflächenkontur durch Ersatzkugel und die Kontaktfläche bei Hertz'scher Flächenpressung, qualitativ

Will man zum Beispiel die Kontaktkraft auf einer Eisenbahnschiene in Querschnittsrichtung an mehreren Punkten berechnen, so müssen jeweils die lokalen Radien im Konturverlauf berücksichtigt werden, Johnson (1992).

Für das einfache Kontaktproblem mit kreisförmiger Kontaktfläche sind die Hertz'schen Gleichungen 2.24 und 2.25 z.B. in Szabó (2001) angegeben. Hier gehen die Radien $R_{1,2}$, die Elastizitätsmoduli $E_{1,2}$ und die Querkontraktionszahl $\nu_{1,2}$ der Kontaktpartner ein. Die Last, die auf die Kontaktfläche wirkt, wird mit F bezeichnet.

Aus den Gleichungen geht hervor, dass die Größe der Kontaktfläche bzw. ihr Radius a und die Abplattung infolge elastischer Verformung, die hier als Durchdringung der starren Körper Δs modelliert wurde, von den Geometrien, den Materialeigenschaften und der Last abhängen.

Der nichtlineare Zusammenhang zwischen der Last und dem Kontaktflächenradius und zwischen der Last und der Durchdringung wird hier ersichtlich.

$$a = \sqrt[3]{\frac{3}{4} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]} F \quad (2.24)$$

$$\Delta s = \sqrt[3]{\frac{9}{16} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]^2} F^2 \quad (2.25)$$

Die Gleichung 2.25 wird nach F aufgelöst, um den elastischen Anteil der Kontaktkraft F_{el} als Funktion der Durchdringung Δs zu erhalten.

$$F_{el} = \left(\frac{3}{4} \sqrt{\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right]} \right)^{-1} \Delta s^{\frac{3}{2}} \quad (2.26)$$

$$F_{el} = c_H \Delta s^{\frac{3}{2}} \quad (2.27)$$

Für die bereits in Gleichung 2.20 eingeführte Kontaktsteifigkeit c_H wird hier in Gleichung 2.27 ersichtlich, dass diese nur von den Geometrie- und Materialeigenschaften abhängt. Da diese konstant sind, ist c_H ebenfalls konstant und wird für elliptische Kontakte in SI-Einheiten mit $\text{N}/\text{m}^{\frac{3}{2}}$ angegeben. Stellt man die Last F gegen die Durchdringung Δs dar, erhält man deshalb eine nichtlineare Kennlinie. Die vom Arbeitspunkt abhängige lokale Steifigkeit c_{lokal} ergibt sich durch die Ableitung von F nach Δs . Löst man die Gleichung 2.27 nach Δs auf und setzt in Gleichung 2.29 ein, ergibt sich c_{lokal} mit Gleichung 2.30 in N/m . Aus der Gleichung 2.29 und Gleichung 2.30 geht weiterhin hervor, dass sich die lokale Steifigkeit c_{lokal} in Abhängigkeit vom Arbeitspunkt, das heißt die Durchdringung Δs ändert.

$$c_{\text{lokal}} = \partial F_{el} / \partial \Delta s \quad (2.28)$$

$$= \frac{3}{2} c_H \sqrt{\Delta s} \quad (2.29)$$

$$= \frac{3}{2} \sqrt[3]{c_H^2 F_{el}} \quad (2.30)$$

Bei Punktkontakten unter Last nimmt die Kontaktfläche die Form eines Kreises oder einer Ellipse an. Bei Linienkontakten entstehen streifenförmige und rechteckförmige Kontaktflächen.

Für die Flächenform der Kontakte ist die Oberflächengeometrie der Kontaktpartner entscheidend. Zur Beschreibung der Oberflächen werden Radien in Rollrichtung R_x und in

transversaler Richtung R_y eingeführt. Für geeignete R_x und R_y werden Formen von Kugel bis Zylinder berücksichtigt. Stellt man sich einen rollenden zylinderförmigen Körper vor, so hat dieser Zylinder in Rollrichtung einen Radius R_x und in transversaler Richtung einen Radius R_y , der gegen Unendlich geht. Für eine Kugel sind $R = R_x = R_y$.

Geht man von kreisförmigen Kontaktflächen zu ellipsenförmigen Kontaktflächen über, so müssen elliptische Integrale gelöst werden, um die Druckverteilung auf der Kontaktfläche zu berechnen. Die genaue Berechnung der Druckverteilung ist für die Kontaktkraft ausschlaggebend. Für die elliptischen Integrale existieren keine analytischen Lösungsmöglichkeiten, sondern es werden numerische iterative Verfahren aufgegriffen, Hamrock u. Brewe (1983). Dieser Weg ist jedoch für die Dynamiksimulation zeitaufwendig. In jedem Schritt der Zeitintegration müssen eine beachtliche Anzahl von Kontakten berücksichtigt werden ($3 \cdot n_{WK}$), da jeder Wälzkörper mit drei weiteren Gegenkörpern in Kontakt stehen kann. Die Zeitschritte liegen üblicherweise im 10^{-6} s Bereich, daher wird auf die Lösungen in tabellarischer Form oder als Funktionen in Abhängigkeit von Parametern zurückgegriffen. Solche Tabellen sind beispielsweise in Brändlein (1995) und Seherr-Thoss u. a. (2002) hinterlegt, bringen aber den Nachteil, dass diese nicht kontinuierlich sind und die Interpolation zwischen den benachbarten Werten die Zeitintegration beeinflussen kann.

Kontinuierliche Lösungen zu elliptischen Integralen liefern Hamrock u. Brewe (1983) in Form von Funktionen. Diese Funktionen beruhen auf den numerischen Lösungen des Kontaktproblems, die die elliptischen Flächenform berücksichtigen. Die Regressionsanalyse wurde mit der Methode der kleinsten Quadrate durchgeführt.

Die Kontaktfläche bildet eine Ebene, in deren Mittelpunkt ein Koordinatensystem gelegt wird. Die Rollrichtung des Wälzkörpers bildet die x -Achse. In der Ebene und orthogonal zur x -Achse liegt die y -Achse, die auch als transversale Richtung bezeichnet wird. Die Normalenrichtung der Kontaktfläche bildet die z -Achse, in der die Kontaktkraft berechnet wird. Die konkaven Oberflächen werden mit negativem Vorzeichen und die konvexen mit positivem Vorzeichen gekennzeichnet.

Die Radien werden mit R und die Kontaktpartner mit a und b angegeben.

$$\frac{1}{R_x} = \frac{1}{R_{ax}} + \frac{1}{R_{bx}} \quad (2.31)$$

$$\frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{ay}} + \frac{1}{R_{by}} \quad (2.32)$$

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} \quad (2.33)$$

$$\alpha_r = \frac{R_y}{R_x} \quad (2.34)$$

$$k_e = \alpha_r^{\frac{2}{3}} \quad (2.35)$$

Die Vereinfachung liegt darin, dass die elliptischen Integrale als Funktionen des Radien-

verhältnisses α_r angegeben werden.

$$\mathcal{F} = \begin{cases} \frac{\pi}{2} - q_a \ln \alpha_r, & 0.01 \leq \alpha_r \leq 1 \\ \frac{\pi}{2} + q_a \ln \alpha_r, & 1 \leq \alpha_r \leq 100 \end{cases} \quad (2.36)$$

$$\mathcal{E} = \begin{cases} 1 + q_a \alpha_r, & 0.01 \leq \alpha_r \leq 1 \\ 1 + \frac{q_a}{\alpha_r}, & 1 \leq \alpha_r \leq 100 \end{cases} \quad (2.37)$$

Materialeigenschaften werden mit den E-Moduli E_a, E_b und den Querkontraktionszahlen ν_a, ν_b in Gleichung 2.38 berücksichtigt. Die Abmaße der Kontaktellipse in Rollrichtung und in Transversalrichtung (D_x und D_y) werden mit den Gleichungen in 2.39 und 2.40 berechnet.

$$E^* = \frac{2}{\frac{(1-\nu_a^2)}{E_a} + \frac{(1-\nu_b^2)}{E_b}} \quad (2.38)$$

$$D_y = 2 \left(\frac{6k_e^2 \mathcal{E} F R^*}{\pi E^*} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.39)$$

$$D_x = 2 \left(\frac{6\mathcal{E} F R^*}{\pi k_e E^*} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.40)$$

Die maximale Flächenpressung $p_{H,max}$ und die maximale Verformung $\delta_{H,max}$ liegen im Ursprung des Koordinatensystems und werden mit den Gleichungen in 2.41 und 2.42 berechnet.

$$p_{H,max} = \frac{6F}{\pi D_x D_y} \quad (2.41)$$

$$\delta_{H,max} = \mathcal{F} \left[\frac{9}{2\mathcal{E} R^*} \left(\frac{F}{\pi k_e E^*} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.42)$$

Die maximale Verformung $\delta_{H,max}$ entspricht dabei der bereits im Abschnitt 2.2.1 beschriebenen Abplattung, die über die Durchdringung Δs der starren Körper modelliert wird, siehe Abbildung 2.4. Die gesuchte Größe ist der elastische Anteil der Kontaktkraft. Für das hier entwickelte Dynamiksimulationsprogramm ist es notwendig, die Gleichung 2.42 nach F umzustellen. Dann ergibt sich die gesuchte Rückstellkraft F in Abhängigkeit der Hertz'schen Kontaktsteifigkeit c_H und der Durchdringung Δs der Körper in Kontaktnormalenrichtung. Die Gleichung 2.44 wurde bereits in Gleichung 2.27

aufgeführt und wird hier der Vollständigkeit halber wiederholt.

$$c_H = \pi k_e E^* \left(\frac{2\mathcal{E}R^*}{9\mathcal{F}^3} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.43)$$

$$F = c_H \Delta s^{\frac{3}{2}} \quad (2.44)$$

Die Berücksichtigung der linienförmigen Kontakte ist mit dem Wälzlagermodell ebenfalls möglich. Die Kontaktkraft kann mit den Gleichungen beispielsweise aus Hamrock u. Brewe (1983), aus Brändlein (1995), und aus Stolarski u. Tobe (2000) berechnet werden. Aufgrund der im Abschnitt 2.5 getroffenen Annahmen und Idealisierungen blieb jedoch der Linienkontakt unberücksichtigt.

Beispiel mit elliptischer Kontaktfläche

In Wälzlagern mit kugelförmigen Wälzkörpern sind Punktkontakte mit elliptischer Kontaktfläche zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen vorherrschend. Als Beispiel sollen hier die wichtigen Größen, wie die Druckverteilung bei der Hertz'schen Flächenpressung p_H und die Abmaße der Druckfläche D_x , D_y anhand eines Kugel-Außenring-Kontakts berechnet werden. Dazu dient ein gängiges Rillenkugellager mit der Bezeichnung 6310. Die Abmaße des Lagers sind in den Katalogen aller namhaften Wälzlagerherstellern zugänglich, die Lagerdaten werden ebenfalls als 3D-Zeichnungen online bereitgestellt, sodass diese mit gängigen Konstruktionsprogrammen direkt bearbeitet werden können. Der Laufbahndurchmesser des Außenrings D_{Al} und der Kugeldurchmesser D_W betragen jeweils 91.6 mm und 19.05 mm. Um die Schmiegun g zwischen der Kugel und der Rille zu berücksichtigen wird der Nutradius mit $R_{Nut} = 0.53 \cdot D_W$ nach Harris (2000) berechnet. Als Materialparameter für Stahl werden ein E-Modul von 210 GPa und eine Querkontraktionszahl ν von 0.3 verwendet. Die Last F auf den Wälzkörper beträgt 500 N.

Unter Einhaltung der Vorzeichenkonvention (Gleichung 2.31) für konkave bzw. konvexe Oberflächen lässt sich der Druck p_H auf jeder Teilfläche $dA = dx \cdot dy$ mit der Gleichung 2.45 unter Verwendung von D_x und D_y aus den Gleichungen 2.39 sowie 2.40 und $p_{H,max}$ aus der Gleichung 2.41 für die gesamte diskretisierte Fläche berechnen.

$$p_H = p_{H,max} \left[1 - \left(\frac{2x}{D_x} \right)^2 - \left(\frac{2y}{D_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.45)$$

Die für die Flächendiskretision gewählte Kantenlänge beträgt $dx = dy = D_y/40 \approx 56 \mu\text{m}$.

Abbildung 2.7 zeigt auf der linken Seite die Druckverteilung, die im Ursprung des Koordinatensystems den maximalen Wert $p_{H,max} = 1.03 \text{ GPa}$ annimmt. In der Draufsicht, auf der rechten Seite der Abbildung wird deutlicher, dass sich die kleine Hauptachse der Ellipse in Rollrichtung (x-Achse) und die große Hauptachse in der transversalen Richtung (y-Achse) ergeben. Hier ergibt sich die Kontaktfläche $A = 0.7 \text{ mm}^2$, deren Grenzen durch die größte Ellipse in der Abbildung rechts gekennzeichnet sind.

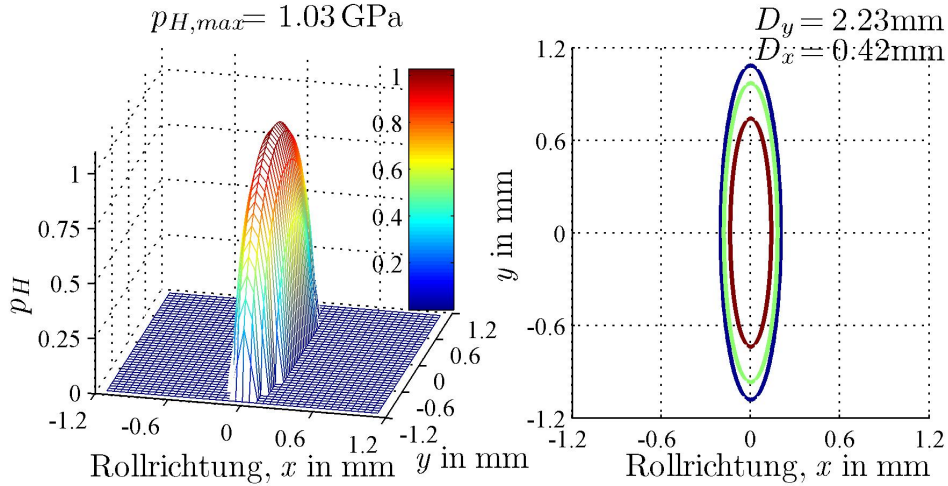


Abbildung 2.7: Hertz'sche Flächenpressung

Führt man die Berechnung für den Kugel-Innenring-Kontakt durch, das heißt mit positivem Ringradius in Rollrichtung und mit sonst unveränderten Abmaßen sowie unveränderter Last, ergeben sich $p_{H,max} = 1.24 \text{ GPa}$ und $A = 0.6 \text{ mm}^2$. Hieraus wird leicht ersichtlich, dass der nicht-konforme Kontakt im Vergleich zum konformen Kontakt zu einer kleineren Kontaktfläche A und einem höheren Druck $p_{H,max}$ führt.

2.2.3 Stoßtheorie und Validierung

In Wälzlagern können Lagerschäden, das Lagerspiel sowie externe Lasten dazu führen, dass der Kontakt zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen, wenn auch kurzzeitig, abbricht. Diese Kontaktunterbrechungen rufen Stoßvorgänge hervor. In diesem Abschnitt soll deshalb die Eignung des Simulationsprogramms für die Berechnung des Stoßes anhand der Gegenüberstellung von Ergebnissen aus der analytischen Gleichung nach Hertz, aus der Simulation und aus den Messungen der Fallversuche überprüft werden. Als Messgröße dient dabei die Stoßdauer. Diese Überprüfung dient weiterhin als Voruntersuchung für die im Kapitel 3 vorgestellte Modellierung von Lokalschäden.

Basierend auf der Voraussetzung von Hertz, dass der Zusammenhang zwischen der Last F und der Abplattung Δs auch für den dynamischen Fall gilt, das heißt, dass sich die Kraft F während des Stoßes zum Zeitpunkt t mit der Gleichung 2.44 berechnen lässt, leitet Szabó (2001) unter Verwendung der Differentialgleichung für die Abplattungsbeschleunigung $\Delta \ddot{s}$ und den Massen m_1, m_2 der kugelförmigen Körper den analytischen Zusammenhang für die Berechnung der Stoßdauer τ her.

$$\Delta \ddot{s} = -\frac{m_1 + m_2}{m_1 \cdot m_2} F \quad (2.46)$$

$$\tau = 2,9432 R_1 R_2 \sqrt[5]{\frac{25}{64} \pi^2 \frac{\rho_1^2 \rho_2^2}{v_1 - v_2} \frac{R_1 + R_2}{(R_1^3 \rho_1 + R_2^3 \rho_2)^2} \left(\frac{1 - \nu_1}{G_1} + \frac{1 - \nu_2}{G_2} \right)^2} \quad (2.47)$$

Dabei werden die Geschwindigkeiten der stoßenden Körper mit v_1, v_2 , die Radien mit R_1, R_2 , die Dichten mit ρ_1, ρ_2 , die Querkontraktionszahlen mit ν_1, ν_2 und die Schubmoduli mit G_1, G_2 bezeichnet. Aus Gleichung 2.47 geht hervor, dass die Stoßdauer τ von den geometrischen Eigenschaften sowie von den Materialeigenschaften abhängt. Ausgehend von der Annahme, dass im Wälzlager die Materialeigenschaften und die Radien während eines Stoßvorgangs konstant bleiben, sind die Geschwindigkeiten der stoßenden Körper die wesentlichen Parameter, die zur Stoßdauer τ beitragen. Fasst man deshalb die hier als unveränderlich angesehenen Größen zu einer Konstanten C^* zusammen, kann die Abhängigkeit der Stoßdauer von der Differenzgeschwindigkeit Δv entsprechend Gleichung 2.48 angegeben werden:

$$\tau = C^* (\Delta v)^{-\frac{1}{5}} \quad (2.48)$$

Die mit der Gleichung 2.47 berechnete Stoßdauer τ dient als Referenz für die folgenden Untersuchungen, deren Durchführung in der Überprüfung der Eignung des Simulationsprogramms zur Berechnung des Stoßes begründet ist.

Basierend auf den Beschreibungen für die Herleitung von Stoßdauer τ in Gleichung 2.47 werden in der Simulation auch zwei Kugeln aus Stahl mit unterschiedlichen Radien R_1, R_2 nach den Beschreibungen im Abschnitt 2.1 durch starre Körper angenähert und deren zentrischer Stoß betrachtet. Die Abbildung 2.8 veranschaulicht die wesentlichen Parameter, wobei sich m_1 mit v_1 auf den ruhenden Gegenkörper bewegt.

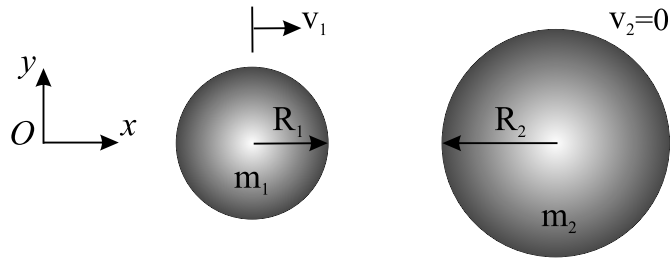


Abbildung 2.8: Nicht-konformer elastischer Stoß starrer Körper

Um die Ergebnisse aus der Simulation und aus den im Folgenden erläuterten Fallversuchen vergleichen zu können, orientiert sich R_1 am Rillenkugellager Typ 6310, so dass $R_1 = 9.525 \text{ mm}$ gewählt wurde. Der in den Fallversuchen verwendete massive Stahlblock wird in der Simulation durch einen Gegenkörper mit einem verhältnismäßig großen $R_2 = 250 \text{ mm}$ angenähert. Die Massen der Kugeln m_1 und m_2 lassen sich durch den einfachen Zusammenhang $m = \rho V$ berechnen, wobei die Dichten mit $\rho_1 = \rho_2 = 7850 \text{ kg/m}^3$ und die Volumina mit $V_{1,2} = \frac{4}{3}\pi R_{1,2}^3$ berücksichtigt werden.

Für die Ermittlung der Stoßdauer τ wird die im Abschnitt 2.2.1 beschriebene Kontakterkennung verwendet. Dabei erfolgt in jedem Zeitschritt eine Fallunterscheidung nach der Gleichung 2.12, um festzustellen, ob Kontakt zwischen den stoßenden Körpern vorhanden ist. So liegt die Information über den Kontaktzustand für die gesamte Simulationsdauer vor.

In Abbildung 2.10 links lässt sich die Stoßdauer τ aus dem zeitlichen Verlauf ermitteln. Dabei betragen die Geschwindigkeiten vor dem Stoß $v_1 = 1 \text{ m/s}$ und $v_2 = 0 \text{ m/s}$. Verändert man v_1 in mehreren Simulationen stufenweise und ermittelt jeweils die Stoßdauer τ , so ergibt sich der in Abbildung 2.11 mit den Sternchen eingezeichnete Verlauf.

Für die Validierung der Simulationsergebnisse wurden Versuche durchgeführt, bei denen es sich um den freien Fall handelt. Die Abmaße des Blocks betragen $180 \text{ mm} \times 100 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$. Der Kugeldurchmesser ist bereits aus den Simulationen bekannt. Aus den vorangegangenen Versuchen mit einem Block aus üblichem Baustahl (S235) ist bekannt, dass bereits bei geringen Fallhöhen ($h < 100 \text{ mm}$) plastische Verformungen an der Oberfläche zurückbleiben. Weiterhin liefern Messungen für die Stoßdauer τ große Abweichungen von den theoretischen Betrachtungen nach Gleichung 2.47. Da die Materialeigenschaften für die Stoßdauer τ maßgeblich sind, wurde ein weiterer Block, der sich an den Materialeigenschaften der Kugel orientiert, verwendet. Dabei handelt es sich um einen Block aus Kugellagerstahl (100Cr6) mit einer Härte von 62 HRC in bereits genannten Abmaßen.

Wie ein Blick in Abbildung 2.11 belegt, liegt die Stoßdauer nach den theoretischen Betrachtungen mit Gleichung 2.47 unter $1 \cdot 10^{-4} \text{ s}$. Verwendet man eine Hochgeschwindigkeitskamera zur Ermittlung der Stoßdauer, erreicht diese mit bis zu 8000 Bildern pro Sekunde eine Auflösung von $dt = 1.25 \cdot 10^{-4} \text{ s}$ und kann somit nicht die mindest

notwendige Auflösung für die Ermittlung der Stoßdauer liefern. Messtechnisch ist es jedoch möglich, eine Auflösung von $dt \approx 1 \cdot 10^{-6}$ s zu erreichen. Dieser Umstand führte zu einem einfachen Versuchsstand, der auf der Idee beruht, unter Verwendung einer verkabelten Kugel, eines als Aufprallkörper verwendeten Stahlblocks und einer kleinen Batterie einen Stromkreis zu erstellen, in dem die Kugel sowie der Stahlblock als Schalter dienen und die Spannung im Stromkreis während des Stoßvorgangs zu messen. Die Spannung wird durch eine kleine Batterie mit 3 V erzeugt. Durch eine Messkette, zu der auch ein A/D-Wandler und ein Rechner gehören, wird die Spannung registriert und steht dann in Abbildung 2.9 als zeitlicher Verlauf diskreter Werte zur Verfügung.

In Abbildung 2.9 sind die Stöße der Kugel auf den Block durch die Peaks mit einer Amplitude von 3 V sichtbar. In der betrachteten Versuchsstufe wird die Kugel ($m = 28.42$ g) von einer Höhe $h = 50$ mm zum freien Fall gelassen, so dass sich beim ersten Stoß eine Relativgeschwindigkeit von $v = \sqrt{2gh} = 1$ m/s ergibt. Aus der Abbildung 2.9 lässt sich weiterhin entnehmen, dass die zeitlichen Abstände T zwischen den aufeinander folgenden Stöße kleiner werden, $T_1 > T_2$. Durch das verhältnismäßig dünn gewählte Kabel werden Einflüsse auf den Fallvorgang weitgehend vermieden.

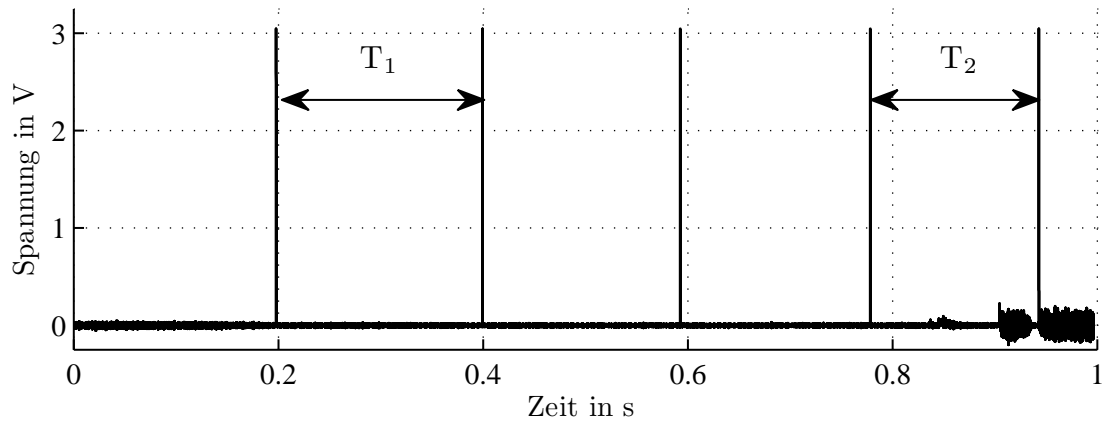


Abbildung 2.9: Zeitsignal aus den Fallversuchen

Für die Ermittlung der Stoßdauer wird stets der erste Peak verwendet, da hier bedingt durch die Fallhöhe die vorgegebene Stoßgeschwindigkeit eingehalten wird. Der erste Peak ($t = 0.2$ s) aus Abbildung 2.9 wird deshalb in Abbildung 2.10 rechts vergrößert dargestellt, wobei hier die normierte Spannung in die Ordinatenachse eingetragen wurde. Wie bereits erläutert, dient die Abbildung auf der linken Seite dem direkten Vergleich der Ergebnisse aus der Simulation und aus den Versuchen.

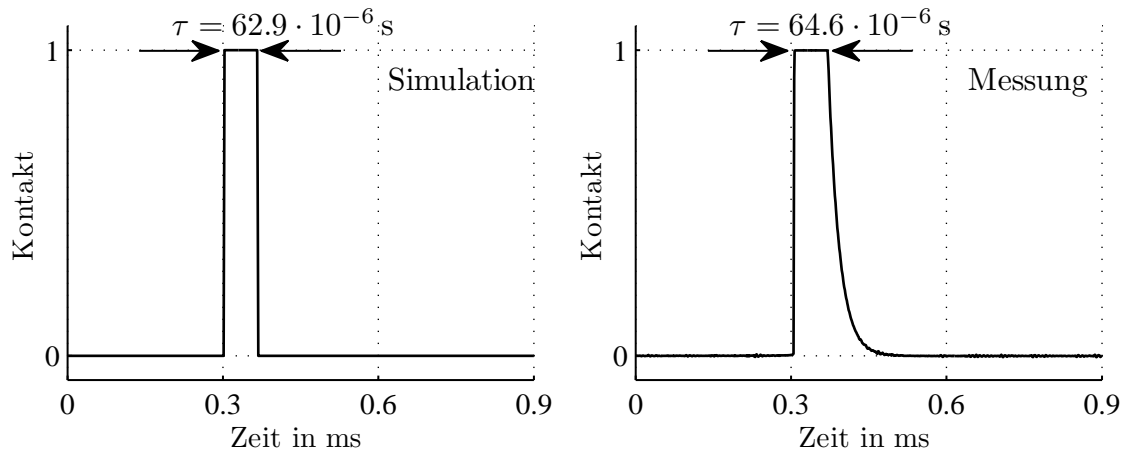


Abbildung 2.10: Ermittlung der Stoßdauer τ

Die berechneten Werte der Stoßdauer τ nach Gleichung 2.47 (Referenzkurve) sowie die ermittelten Werte aus der Simulation und aus den Fallversuchen sind in Abbildung 2.11 gegenübergestellt. In der Abszissenachse handelt es sich um die Relativgeschwindigkeit Δv vor dem Stoß.

Die Simulationen wurden mit verschiedenen Δv , ausgehend von 0.25 m/s in zehn Schritten durchgeführt, für jede Stufe wurde die in Abbildung 2.11 mit Sternchen eingezeichnete Stoßdauer τ ermittelt. Die Abnahme der simulierten τ infolge erhöhter Δv ist in guter Übereinstimmung mit dem Verlauf der Referenzkurve, die nach Gleichung 2.47 beschrieben wird. Betrachtet man hier alle zehn Schritte, beträgt die gemittelte Abweichung der Simulationsergebnisse von der Referenzkurve unter 3%.

In den Versuchen wurde die Kugel aus verschiedenen Höhen (20 mm, 50 mm, 100 mm, 150 mm und 200 mm) zum freien Fall gelassen, für jede Stufe wurden 10 Versuche durchgeführt. Die Streuung der ermittelten Stoßdauer wurde jeweils für die betrachtete Stufe berechnet und in Abbildung 2.11 eingezeichnet. Da die Streuung jedoch gering ausfällt, wird auf ihre Angabe verzichtet.

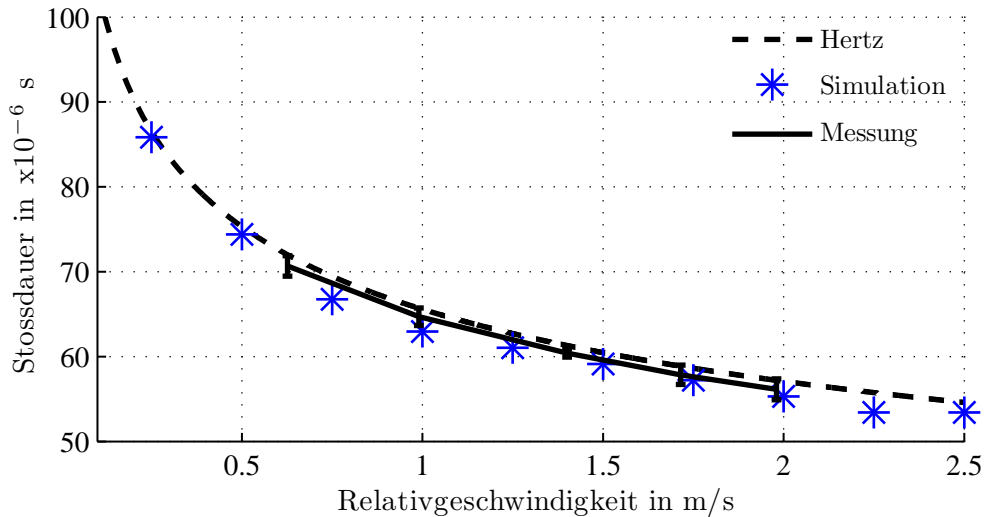


Abbildung 2.11: Stossdauer, Gegenüberstellung von Theorie, Simulation und Versuch

Aus den vorangegangenen Untersuchungen unter Verwendung von Gleichung 2.47, aus Szabó (2001) und aus eigenen Simulationen ist bekannt, dass die Erhöhung der Radien im gleichen Verhältnis zu einer erhöhten Stossdauer führt. Bei Änderung des Radienverhältnisses von $\frac{R_2}{R_1} > 2$ ändert sich jedoch die Stossdauer kaum. Daher werden durch Verwendung des massiven Stahlblocks die Verhältnisse in den Simulationen weitgehend nachgebildet.

2.3 Materialparameter

Die im Abschnitt 2.1 beschriebenen Materialsteifigkeit und Materialdämpfung lassen sich in Abhängigkeit von der Eigenfrequenz angeben. Daher wird zuerst auf die Berechnung der Eigenfrequenz auf analytischem und numerischem Weg näher eingegangen. Dann erfolgen im Abschnitt 2.3.1 die Berechnung von Materialsteifigkeit und die Bestimmung von Materialdämpfung durch Messungen. Aufgrund der im Abschnitt 2.5 beschriebenen Modellgrenzen stellen jedoch die bestimmten und berechneten Parameter Idealisierungen im Bezug auf die realen Betriebsbedingungen dar.

Die Eigenschwingungen werden im Wesentlichen durch die Form bzw. die Geometrie des betrachteten Bauteils geprägt. Wälzlager bestehen weitgehend aus ringförmigen Komponenten. Das Schwingverhalten des Lagers wird nach Sturm u. a. (1986) durch die Biegeeigenschwingungen geprägt. Daher tragen diese Schwingungen zur Gewinnung von Informationen für die Wälzlagerdiagnose wesentlich bei.

Für die Zustandsanalyse kommt den Außenringschwingungen besondere Bedeutung zu. Eine direkte Messung am Lageraußenring wird jedoch aus konstruktiven Gründen nur in wenigen Fällen möglich sein, weil sich die zugänglichen Stellen, um einen Aufnehmer anzubringen, in den meisten Fällen an den Gehäusen der Maschinen befinden.

Die Eigenfrequenzen eines ringförmigen, auf der Ebene schwingenden Bauteils können analytisch mit Gleichung 2.49 in guter Näherung gerechnet werden. Dieser Gleichung liegt die Bernoulli-Euler'sche Balkentheorie zugrunde, die den Arbeiten zahlreicher Autoren Strackeljan (2009), Magnus u. a. (2008), Gasch u. Knothe (1989), Weaver u. a. (1990), Sturm u. a. (1986) und Sassi u. a. (2007) entnommen werden kann.

Der Vorteil der Gleichung 2.49 liegt in der einfachen Berechnung von Eigenfrequenzen. Weiterhin liefert sie für einen Gültigkeitsbereich, der im Folgenden eingegrenzt wird, belastbare Ergebnisse und stellt daher eine alternative Lösungsmöglichkeit zur Finite-Elemente-Methode (FEM) und zur Messung dar.

Die Schwingungen eines Ringes in der Ebene wurden in Gleichung 2.49 aus Weaver u. a. (1990) zusammengefasst. In die Gleichungen gehen die Ordnungszahl n , der Elastizitätsmodul E , das Flächenträgheitsmoment I , die Querschnittsfläche A und der mittlere Ringradius R ein.

Der Querschnitt wird in radialer Richtung erstellt. Die Achse, um die der Ring rotations-symmetrisch ist, wird hier als Lagerachse (z - Achse) bezeichnet. Das Flächenträgheitsmoment $I = bh^3/12$ lässt sich mit der Ringbreite b und der Wanddicke h (in radialer Richtung) in guter Näherung berechnen.

$$f_{0,n} = \begin{cases} \frac{1}{2\pi R} \sqrt{\frac{E}{\rho}} & \text{I} \\ 0 & , n = 1, \text{ II} \\ \frac{1}{2\pi R^2} \frac{n \cdot (n^2 - 1)}{\sqrt{1 + n^2}} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} & , n \geq 2, \text{ III} \end{cases} \quad (2.49)$$

Im Bereich I führt der Ring rein radiale Schwingungen aus (atmender Ring). Die Eigenfrequenz der radialen Schwingung liegt höher als die der Biegeeigenschwingung ($n = 2, 3, 4$), beachte Tabelle 2.1. Für den Außenring eines Rillenkugellagers Typ 6310 lieferte der analytische Weg aus der Gleichung 2.49, Bereich I die Eigenfrequenz bei 16441 Hz. Mittels FEM wurde die Eigenfrequenz 16404 Hz berechnet. Der analytische Ansatz weicht von FEM geringfügig um 0.2% ab. Im zweiten Bereich ($n = 1$) tritt die Starrkörper-verschiebung auf. Der dritte Bereich ($n \geq 2$) liefert die Biegeeigenschwingungen. In der Simulation wird die erste Biegeeigenschwingung bei $n = 2$ verwendet. Dabei nimmt der Ring die Form einer Ellipse mit zwei Schwingungsknoten an. Weiterhin geht aus der Gleichung im dritten Bereich die Abhängigkeit der Eigenfrequenz f_0 von dem Verhältnis der Biegesteifigkeit (EI) zum Massenbelag (ρA) hervor.

Die Eigenformen aus einer Modalanalyse mit FEM wurden für $n = 2, 3, 4$ und 5 qualitativ in Abbildung 2.12 dargestellt. In der Modalanalyse wurden die ersten 50 Eigenfrequenzen berechnet. Unter diesen wurden diejenigen ausgewählt, bei denen der Ring Schwingungen auf der Ebene ausführte.

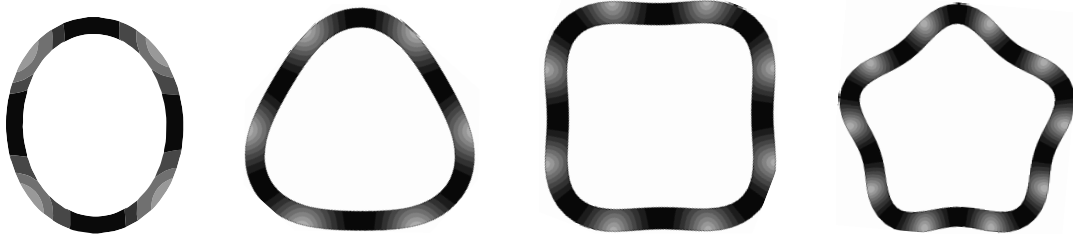


Abbildung 2.12: Eigenschwingungsformen eines Außenrings Typ 6310 für $n = 2, 3, 4, 5$

In der Tabelle 2.1 wurden die analytisch berechneten Eigenfrequenzen $f_{0,an}$ aus der Gleichung 2.49 (Bereich III) denjenigen aus der Modalanalyse mit FEM $f_{0,FEM}$ gegenübergestellt. Hier fällt auf, dass der Unterschied zwischen den Ergebnissen der beiden Berechnungsmethoden bei steigender Ordnungszahl n ebenfalls größer wird. Bis $n = 4$ weicht $f_{0,an}$ um weniger als 5% von $f_{0,FEM}$ ab. Für $n = 5$ steigt die Abweichung weiter auf ca. 7.2% an.

n	$f_{0,an}$ Hz	$f_{0,FEM}$ Hz	rel. Fehler %
2	2118	2102	0.77
3	5990	5866	2.13
4	11486	11014	4.29
5	18576	17334	7.17

Tabelle 2.1: Vergleich von Eigenfrequenzen, Außenring Typ 6310

Für die Berechnung der Materialsteifigkeit im Wälzlagermodell wird die erste Biege-eigenfrequenz ($n = 2$) verwendet. Daher stellt hier die geringfügige Abweichung von 0.77% keine Einschränkung für den Einsatz der analytischen Betrachtung dar. Die hieraus gewonnenen Ergebnisse sind auf den Innenring übertragbar.

Die Materialdämpfung wurde durch die Messungen an den Lagerringen bestimmt. Dazu diente ein Rillenkugellager vom Typ 6003 mit einem Kunststoffkäfig, das sich leicht in seine Komponenten zerlegen und wieder zusammenbauen lässt (Abbildung 2.13).



Abbildung 2.13: Lagerkomponenten Typ 6003

Für die Messungen wurde der Ring auf eine weiche Unterlage gelegt und durch Anschlagen angeregt. Hierdurch sollte die Eigenfrequenz von der Lagerung unabhängig sein. Mit einem Laservibrometer wurde das Geschwindigkeitssignal in radialer Richtung mit einer Abtastfrequenz f_s von 2^{17} Hz und Dauer von 0.5 s aufgenommen, siehe Abbildung 2.14. Neben der Eigenschwingung führte der Ring, wenn auch geringfügig, eine willkürliche, translatorische Bewegung aus, die als niedrigfrequent angesehen werden kann und hauptsächlich durch die Federsteifigkeit der weichen Unterlage vorgegeben war.

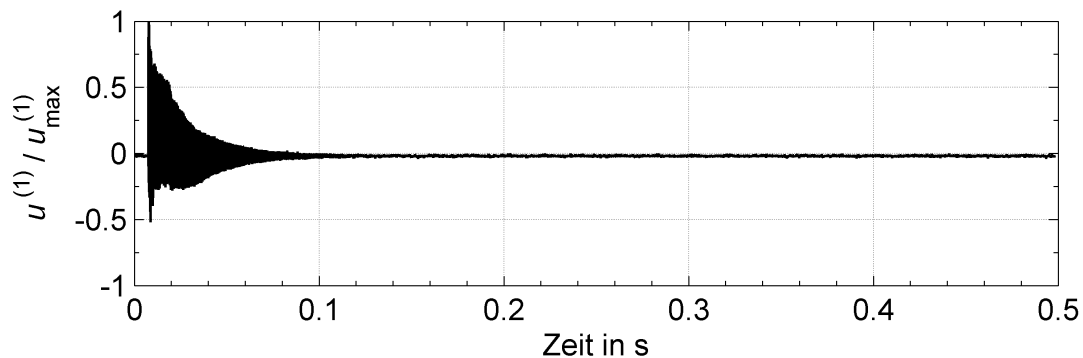


Abbildung 2.14: Zeitverlauf des Außenringsignals, normiert mit Maximalwert

Das Signal wurde mit seinem maximalen Wert normiert, weil die Einheit der Messgröße für die Bestimmung der Dämpfung aus der Abklingkurve unwesentlich ist. In der Abbildung 2.15 tritt die höchste Amplitude bei 5869 Hz auf. Die erste Biegeeigenfrequenz lässt sich analytisch ($n=2$) $f_{0,an} = 6622$ Hz und numerisch $f_{0,FEM} = 6604$ Hz nachrechnen. Die Abweichung der analytischen Lösung von der numerischen Lösung ist vernachlässigbar (0.27%). Die Differenz zwischen der Rechnung und der Messung könnte auf die Lagerung zurückgeführt werden, obwohl der Ring durch die weiche Unterlage weitgehend frei

schwingen sollte. Außerdem blieb die Dämpfung in der analytischen und in der numerischen Lösung unberücksichtigt. Weiterhin sind kleine Unterschiede zwischen den angenommenen Materialeigenschaften und den realen Materialeigenschaften denkbar. Die Differenz zwischen der Rechnung und der Messung stellt jedoch keine Einschränkung für die Verwendung des Signals zur Bestimmung der Materialdämpfung dar.

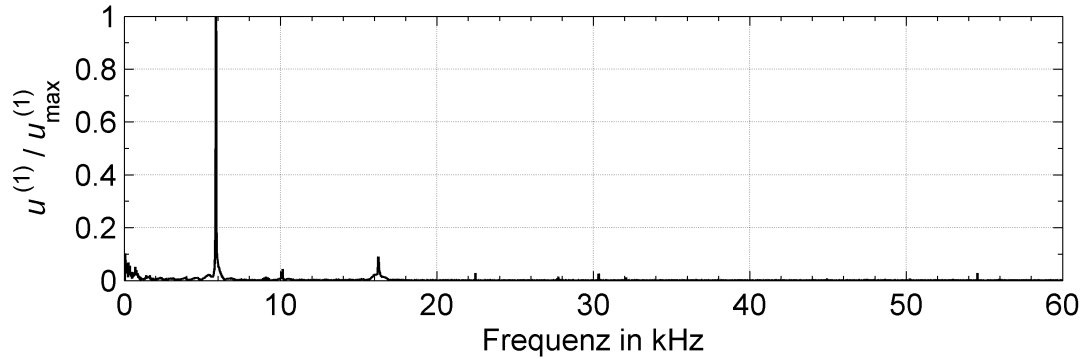


Abbildung 2.15: Spektrum des Außenringsignals, normiert mit Maximalwert

Hier wurde nur die Messung für den Außenring in den Abbildungen 2.14 und 2.15 aufgeführt. Da die Eigenfrequenzbestimmung für den Innenring auf die gleiche Weise erfolgt wie beim Außenring, wurde auf die Darstellung verzichtet. Die gemessene Eigenfrequenz des Innenrings lag bei 17208 Hz, wobei die Masse des Innenrings 12.6 g betrug. Die Masse des Außenrings lag bei 20 g.

2.3.1 Materialsteifigkeit und Materialdämpfung

Die Materialsteifigkeit c_i eines Körpers wird mit der Gleichung 2.50 berechnet. Darin bezeichnen m_i die Masse und $\omega_{0,i}$ die Eigenkreisfrequenz, wobei es sich hier um einen Sonderfall handelt, weil das Schwingungsverhalten eines realen Bauteils, das theoretisch unendlich viele Freiheitsgrade aufweist in der Simulation mit drei Freiheitsgraden angenähert wird. Für die Berechnung der Materialsteifigkeit c_i wird die erste Biege-eigenfrequenz verwendet. Die Berechnung von ω_0 erfolgt in Gleichung 2.49 zwar ohne Berücksichtigung der Dämpfung, für schwachgedämpfte Systeme kann die Materialsteifigkeit jedoch hinreichend genau berechnet werden, wie beispielsweise Sassi u. a. (2007) entnommen werden kann.

$$c_i = m_i \cdot \omega_{0,i}^2 \quad (2.50)$$

Freie gedämpfte Schwingungen können zur Bestimmung einer Dämpfungskenngröße verwendet werden. Diese sind nicht periodisch, jedoch ändert sich die Schwingungszeit T' , z.B. Abstand zwischen zwei Maxima oder zwischen zwei gleichsinnigen Nulldurchgängen, während des gesamten Verlaufs kaum. Aus diesem Grund kann der Dämpfungseinfluss auf die Eigenfrequenz bei schwach gedämpften Systemen vernachlässigt werden. Die Abklingkurve in Abbildung 2.14 stellt ein typisches Beispiel für freie gedämpfte Schwingungen dar. Das Signal wurde um die Eigenfrequenz Bandpass gefiltert, um ein monofrequentes Signal zu erhalten. Das Abklingverhalten wurde durch eine Einhüllende, die sich auf die Maxima stützt, approximiert. Als dimensionslose Kenngröße wurde das Lehr'sche Dämpfungsmaß ϑ bestimmt und die dimensionsbehaftete Dämpfungskonstante d gerechnet. Im Folgenden wird die Vorgehensweise genauer erläutert.

Um die Materialdämpfung anhand der aufgenommenen Abklingkurve zu bestimmen, wird ein monofrequentes Signal benötigt. Aus diesem Grund wurde das Signal um seine Eigenfrequenz mit einer Fensterbreite von 600 Hz Bandpass gefiltert ($f_u = 5569$ Hz, $f_o = 6169$ Hz). Hierbei handelte es sich um eine FFT-Filterung, deren Schritte im Folgenden zusammengefasst werden. Das Signal wird durch Fourier-Transformation in den Frequenzbereich überführt. Alle Amplituden der Frequenzen, die außerhalb des Bandpassbereiches liegen, werden nullgesetzt. Anschließend erfolgt eine Rücktransformation in den Zeitbereich. Der Vorteil der FFT-Filterung liegt darin, dass der vorgegebene Filterbereich exakt eingehalten werden kann. Abbildung 2.16 zeigt das gefilterte Signal (grau) und die Einhüllende (schwarz), deren Beschreibung Gleichung 2.51 zugrunde liegt.

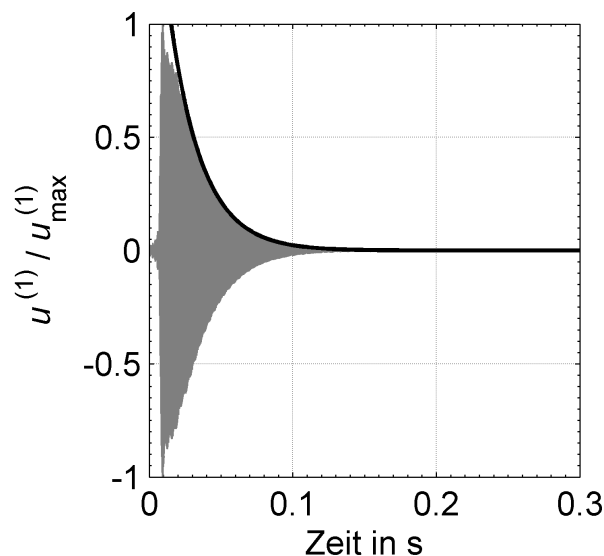


Abbildung 2.16: Bestimmung der Materialdämpfung, Zeitsignal vgl. Abbildung 2.14

In den Gleichungen 2.51 und 2.52 bezeichnen die Konstanten C und D die Amplitude und die Dämpfung der e-Funktion. Da das Signal normiert wurde, besitzt C keine Einheit.

Die Dämpfungskonstante D wird in $1/s$ angegeben. Die Einhüllende wird auf zwei Signalmaxima $P_1(t_1, u_1)$ und $P_2(t_2, u_2)$ gestützt. Anhand dieser Punkte kann D mit dem Amplitudenverhältnis u_1/u_2 und der zeitlichen Differenz ($\Delta t = t_2 - t_1$) gerechnet werden. Weiterhin ergibt sich C aus den Bekannten u (aus P_1 oder P_2) und D durch Umstellung der Gleichung 2.51. So wurde die schwarz dargestellte Einhüllende in Abbildung 2.16 eingezeichnet.

$$u(t) = Ce^{-Dt} \quad (2.51)$$

$$D = \frac{1}{t_2 - t_1} \ln \left(\frac{u_1}{u_2} \right) \quad (2.52)$$

$$\omega_0 \approx \frac{2\pi}{T'} \quad (2.53)$$

$$\vartheta = \frac{D}{\omega_0} \quad (2.54)$$

$$d = 2m\omega_0\vartheta \quad (2.55)$$

$$c = \frac{d\omega_0}{2\vartheta} \quad (2.56)$$

Die Dauer einer Schwingung T' wurde in dem betrachteten Zeitraum unveränderlich angenommen und aus einem 33.4 ms langen Signalausschnitt mit 196 vollen Schwingungen zu $T' = 0.17$ ms bestimmt. Hieraus lässt sich mit $1/T'$ die in Abbildung 2.15 dargestellte Eigenfrequenz aus der Messung in guter Näherung nachvollziehen. Das Lehr'sche Dämpfungsmaß $\vartheta = 1.2 \cdot 10^{-3}$ ergab sich in der Gleichung 2.54 mit der aus der Gleichung 2.52 bekannten Dämpfungskonstanten der Einhüllenden $D = 44.16 \text{ s}^{-1}$ und der Eigenkreisfrequenz des Ringes ω_0 . Die in der Simulation als Materialdämpfung eingesetzte Konstante $d = 1.784 \text{ Ns/m}$ wurde in Gleichung 2.55 mit der Ringmasse m , ω_0 und ϑ berechnet. Die Materialsteifigkeit c kann neben der Gleichung 2.50 auch mit Gleichung 2.56 berechnet werden.

2.4 Dissipativer Anteil in geschmierten Kontakten

Viele mechanische Systeme, in denen Relativbewegungen auftreten, werden mit Schmierstoffen betrieben. Wie aus Hamrock u. Dowson (1981), Hamrock u. a. (2004) und Harris (2000) entnehmbar, bewirken Schmierstoffe eine Reibungsreduktion, verbessern die Tragfähigkeit durch Druckaufbau über einen dünnen Film und vermindern effektiv die abrasive Wirkung und damit den Verschleiß. Weiterhin werden durch Schmierung die Laufeigenschaften verbessert, ungünstige eventuell schädliche Schwingungen, die aufgrund sprung- oder pulsartiger Anregungen entstehen, verhindert.

Im Maschinenbau sind geschmierte Kontakte in einer sehr breiten Palette von Maschinenelementen anzutreffen. Um nur einige Beispiele zu nennen, sollen hier Gelenke, Wälzlager sowie Gleitlager erwähnt werden, die in Kolbenmaschinen, Verbrennungsmotoren (Kurbelwelle), Kompressoren, Pumpen und Turbinen, Fahrzeuge und Luftfahrzeuge eingebaut werden.

In diesem Abschnitt wird das Hauptaugenmerk auf die geschmierten Kontakte gelegt. Die Untersuchung konzentriert sich auf die dämpfende Wirkung von Schmiermitteln, die Einflussgrößen auf die Dämpfung und deren Berechnung. In der Dynamiksimulation wird die Kontaktkraft nach den Beschreibungen im Abschnitt 2.1 mit dem Kelvin-Voigt-Element berechnet. Die Kontaktkraft besteht nach Gleichung 2.19 aus einem elastischen und einem dissipativen Anteil und wirkt im Fall einer Durchdringung als Rückstellkraft auf die Körper. Die Berücksichtigung der Dämpfungskonstanten im dissipativen Anteil der Kontaktkraft liefert die Motivation für die Untersuchungen in diesem Abschnitt.

Im Gegensatz zu den *trockenen* Kontakten, das heißt ohne Beteiligung von Schmierstoff, resultiert die Kontaktkraft in geschmierten Kontakten aus der Wechselwirkung von Fluid und Festkörpern. Die von den Festkörpern auf den Fluidfilm ausgeübte Last wird durch den hydrodynamischen Druck im Schmierfilm im Gleichgewicht gehalten. Der Druckaufbau erfolgt durch Einzug des Schmierstoffs in den Kontaktbereich infolge der Bewegung (Rollen und Rotation) der Kontaktpartner. Diese Art von Kraftübertragung ist in Wälzkontakten und in Gleitlagern typisch.

Um das transiente Kontaktproblem in geschmierten Kontakten in der Simulation zu berechnen ist es erforderlich, die Fluid-Struktur-Interaktion zu berücksichtigen. Dazu wird das Kontaktproblem in Teilsysteme zerlegt und jedes Teilsystem mathematisch beschrieben. Nachfolgend wird auf die relevanten Gleichungen für den isothermen Zustand eingegangen.

Das Fluid, bzw. der hydrodynamische Druckaufbau wird mit der Reynolds Differentialgleichung, beispielsweise aus Hamrock u. a. (2004) oder aus Gohar u. Rahnejat (2008), in Gleichung 2.57 berücksichtigt.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 6 \left\{ \frac{\partial}{\partial x} [\rho h(U_1 + U_2)] + \frac{\partial}{\partial y} [\rho h(V_1 + V_2)] + 2 \frac{d}{dt}(\rho h) \right\} \quad (2.57)$$

Diese ist eine partielle Differentialgleichung, deren Lösung eine Funktion für die Druckverteilung im Schmierspalt in Abhängigkeit der Druckrandbedingungen liefert, wobei die Eingangsgrößen durch die dynamische Viskosität η , die Dichte ρ , die lokale Spalthöhe h und durch die Geschwindigkeiten in Umfangsrichtung U sowie in Breitenrichtung V bezeichnet werden. An den Rändern des Berechnungsgebiets wird der Umgebungsdruck als Randbedingung festgelegt.

Die Schmierfilmgeometrie ergibt sich aus der ortsbezogenen Spalthöhe $h(x, y)$ in Gleichung 2.58. In der Spaltfunktion bezeichnet h_0 die Annäherung der Körper und R_x, R_y die lokalen Krümmungsradien des Kontakts.

$$h(x, y) = h_0 + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + \delta(x, y) \quad (2.58)$$

Die elastische Verformung der Festkörperoberflächen $\delta(x, y)$ spielt bei elasto-hydrodynamischen Kontakten eine wesentliche Rolle und wird mit Gleichung 2.59 aus der Halbraumtheorie nach Boussinesq (1885) und Cerruti (1882) berechnet. Die Verformung an einem Punkt $P(x, y)$ resultiert aus der Beteiligung aller Teillasten, die auf die Teilflächen $dA' = dx'dy'$ der diskretisierten Berechnungsfläche A wirken.

$$\delta(x, y) = \frac{1 - \nu^2}{\pi E} \int_A \int \frac{p(x', y') dx' dy'}{\sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} \quad (2.59)$$

Aus der Literatur z.B. Johnson (1992) kann entnommen werden, dass die elastische Halbraumtheorie die Festkörper mit einem unregelmäßigen Oberflächenprofil in halbunendliche linear elastische Materialien überführt. Diese Betrachtungsweise ermöglicht die Berechnung von Verschiebungs- und Spannungszuständen in dem belasteten Bereich.

Der im Kontaktbereich herrschende hydrodynamische Druck kann die Schmierstoffeigenschaften beeinflussen. Bei Venner u. Lubrecht (2000) wird die Schmierstoffdichte $\rho(p)$ nach Dowson und Higginson mit Gleichung 2.60 in Abhängigkeit von der Dichte ρ_0 bei Atmosphärendruck und von dem hydrodynamischen Druck p berücksichtigt.

$$\rho(p) = \rho_0 \frac{5.9 \cdot 10^8 + 1.34p}{5.9 \cdot 10^8 + p} \quad (2.60)$$

Der Zusammenhang zwischen der Viskosität und dem Druck wird bei Venner u. Lubrecht (2000) nach Roleand mit der Gleichung 2.61 beschrieben, wobei hier die Schmierstoffviskosität η_0 bei Atmosphärendruck, die Konstante $p_0 = 1.96 \cdot 10^8$ Pa und der Druckviskositäts-Index $z = 0.6$ eingehen.

$$\eta(p) = \eta_0 e^{(\ln(\eta_0) + 9.76)(-1 + (\frac{p}{p_0})^z)} \quad (2.61)$$

Die durch das Fluid auf den Festkörper ausgeübte Kraft F ergibt sich durch die Integration des Kontaktdrucks über die Berechnungsfläche A in Gleichung 2.62.

$$F = \int_A \int p(x', y') dx' dy' \quad (2.62)$$

Die Gleichungen 2.57 - 2.62 stellen ein gekoppeltes Differentialgleichungssystem dar, dessen Lösung numerisch erfolgt. Dabei kommen iterative Verfahren wie Gauß-Seidel-Relaxation und Mehrgitterverfahren zum Einsatz. Als Nachschlagewerk über diese Lösungsverfahren wird auf Venner u. Lubrecht (2000) Hamrock u. a. (2004), Hamrock u. Dowson (1981), Gohar u. Rahnejat (2008) und Wensing (1998) hingewiesen.

Im Hinblick auf die Dynamiksimulation ist die Lösung dieses Gleichungssystems in jedem Zeitschritt der Integration und für jeden der Kontaktpunkte, deren Anzahl sich auf $3 \cdot n_{WK}$ beläuft, wenig sinnvoll. In der Zeitintegration werden üblicherweise Auflösungen im μs -Bereich verwendet, um die dynamischen Vorgänge hinreichend genau zu erfassen. Die komplette Rechnung ist aus heutiger Sicht zeit- und rechenaufwendig. Daher wurde die Umsetzung der Lösung des gekoppelten Gleichungssystems für die transiente Kontaktanalyse in Wälzlagern nicht angestrebt.

2.4.1 Dämpfungsmodelle für EHD Kontakt

Ausgehend davon, dass Dämpfungseinflüsse dort auftreten können, wo sich Komponenten in Relativbewegung befinden, sollten Übergangsstellen in technischen Systemen als potenzielle Dämpfungsquellen anvisiert werden. Die primären Dämpfungsquellen in Wälzlagern sind deshalb nach Zeillinger (1995), Dietl (1997) und Wensing (1998) neben der Materialdämpfung und der Dämpfung in den Fügstellen, zwischen dem Außenring und dem Gehäuse sowie zwischen dem Innenring und der Welle, auch der Schmierfilm selbst in Wälzkontakten, insbesondere in der Einlaufzone des elasto-hydrodynamischen (EHD) Kontaktes zwischen dem Wälzkörper und der Laufbahn. Dieser Abschnitt konzentriert sich auf die viskosen Verluste im Schmierfilm.

Abgesehen von Wälzlagern mit zylinderförmigen Wälzkörpern wird die Last von punkt- oder ellipsenförmigen Kontaktflächen getragen, wobei der übliche Druckbereich bei Wälzkontakten nach Hamrock u. a. (2004) bei $0.5 - 3 \text{ GPa}$ liegt.

Der stationäre EHD-Kontakt wurde von zahlreichen Autoren erforscht. Für diesen Bereich stehen erprobte Gleichungen von Hamrock u. Dowson (1981) und Hamrock u. a. (2004) zur Verfügung und liefern belastbare Ergebnisse für die Mindestfilmdicke in Abhängigkeit von der Last, der Rollgeschwindigkeit und der Kontaktgeometrie.

Reale Betriebszustände sind hingegen meistens transient. Das heißt, die zeitlichen Änderungen der aufgezählten Parameter müssen berücksichtigt werden. Dazu gehört auch die zeitliche Änderung des Abstands zwischen den Kontaktpartnern in Normalenrichtung. Für die Berechnung der Kontaktkräfte kann Reynolds Differentialgleichung (Gleichung 2.57) verwendet werden. Die Lösung der Reynolds DGL in der Dynamiksimula-

tion für jeden Zeitschritt der Integration wäre auch mit heutiger Rechenkapazität zu aufwändig und zeitlastend.

Um das Dämpfungsverhalten von EHD-Kontakten zu beschreiben wurden Berechnungsmodelle von diversen Autoren erarbeitet. Im Folgenden werden einige ausgewählte Arbeiten vorgestellt.

Klumpers (1980) und Opey (1986) ordnen die Dämpfung den Quetschfilmeffekten in der hochbelasteten elliptischen Kontaktzone zu. Unter Nutzung von Zwei-Platten-Dämpfer-Modell aus der Quetschfilmtheorie setzen sie voraus, dass die Kontaktellipse durch ein Rechteck angenähert werden kann. Experimentelle Untersuchungen liefern aber abweichende Ergebnisse von den theoretischen Ergebnissen.

Walford u. Stone (1983) schließen Dämpfung in der Lastzone aufgrund der vergleichsweise hohen Steifigkeit des Schmierfilms zur Hertz'schen Kontaktsteifigkeit aus. Sie setzen voraus, dass dissipative Mechanismen in der Einlaufzone des EHD-Kontaktes vorkommen und geben den einfachen Zusammenhang in Gleichung 2.63 an. Diese Gleichung entstand nach der analytischen Lösung der Reynolds Differentialgleichung und gibt die Dämpfungskonstante d_{EHD} in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität des Schmierstoffs η , der großen Halbachse der Hertz'schen Kontaktellipse a , der minimalen Schmierfilmdicke h_{min} im EHD-Kontakt und dem äquivalenten Radius R in Rollrichtung.

$$d_{EHD} = \frac{6\pi\eta a}{\sqrt{2}} \left(\frac{R}{h_{min}} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (2.63)$$

Die Lösung der Reynolds DGL wurde durch Vereinfachung der Kontaktgeometrie möglich. Die Einlaufzone, die Lastzone und die Auslaufzone wurden durch eine Parabel angenähert. Außerdem wurde die Kontaktellipse durch ein Rechteck ersetzt, dessen Abmaße den Längen von Haupt- und Nebenachse der Kontaktellipse entsprechen. Diese Annahmen geben die tatsächliche Geometrie eines EHD-Kontaktes nur unzureichend wieder.

Aus den oben aufgeführten Erläuterungen geht hervor, dass die realitätsnahe Modellierung bei der Erfassung von Schmierstoffdämpfung zu einem erhöhten Rechenaufwand führt. Daher finden auch einfache Parametermodelle Verwendung.

Sjö (1996) berücksichtigt Dämpfung infolge der Relativbewegung von Körpern in Normalenrichtung und gibt eine teilempirische Formel an. In Gleichung 2.64 wird der dissipative Anteil F_{disp} der Kontaktkraft in Abhängigkeit von der bereits in Gleichung 2.44 erläuterten elastischen Anteil F_{el} und von der Durchdringungsgeschwindigkeit der Körper $\Delta\dot{s}$ aus Gleichung 2.16 beschrieben. Die Konstanten $c_{sq1} = 0.08$ und $c_{sq2} = 5 \cdot 10^{-4}$ m/s sind experimentell bestimmte Größen.

$$F_{disp} = -\frac{2}{\pi} F_{el} c_{sq1} \arctan\left(\frac{\Delta\dot{s}}{c_{sq2}}\right) \quad (2.64)$$

Das Parametermodell von ADAMS (2005) beschreibt das Dämpfungsverhalten durch eine abschnittsweise definierte Funktion mit kubischem Mittelteil. Dieses Modell wird von Teutsch (2005) in Gleichung 2.65 angegeben. Neben der Durchdringung Δs und der Durchdringungsgeschwindigkeit $\Delta\dot{s}$ geht hier der maximale Wert der Dämpfungskonstanten d_{\max} ein.

$$F_{disp} = -\Delta\dot{s} \cdot \begin{cases} 0, & \Delta s < 0 \\ f_k(\Delta s_{\max}, d_{\max}), & 0 \leq \Delta s < \Delta s_{\max} \\ d_{\max}, & \Delta s \geq \Delta s_{\max} \end{cases} \quad (2.65)$$

Hahn (2005) untersucht geschmierte Kontakte in Käfigtaschen. Aufgrund der geringen Lasten im Vergleich zum EHD-Bereich geht er von hydrodynamischer Schmierung mit vollständiger Trennung der Kontaktpartner aus. Zur Rechnung von Dämpfung in isoviskosem Zustand gibt er die Gleichung 2.66 von Böswirth an. Da bei der Modellierung Kugel-Platte-Kontakt angenommen wird, ist der Anwendungsbereich jedoch auf Kugellagerkäfige mit zylindrischer Taschenform begrenzt. Approximiert man die Käfigtasche durch eine Kugel (z.B. Blechkäfig), wird bei konformem Kugel-Kugel-Kontakt der wirksame Radius r_{eq} aufgrund der engen Schmiegunng sehr groß. Daher liefert diese Formel unrealistisch hohe Dämpfungswerte. Derselbe Grund erschwert die Anwendung auf Kugel-Laufbahn-Kontakt. Daher wurde dieser Ansatz nicht verfolgt.

$$d_{HD} = 12\pi\eta r_{eq}^4 \left(\frac{1}{2h_0 r_{eq}} - \frac{1}{2h_0 r_{eq} + r_{d_{eq}}^2} - \frac{r_{d_{eq}}^2}{(2h_0 r_{eq} + r_{d_{eq}}^2)^2} \right) \quad (2.66)$$

Dietl (1997) stellt basierend auf den Messungen von Zeillinger (1995) und auf der vollständigen numerischen Lösung des EHD-Dämpfungsproblems durch van Nijen ein empirisches Modell zur Berechnung der Dämpfungskonstante im EHD-Kontakt vor.

Die von Dietl abgeleitete d_{EHD} in Gleichung 2.67 ergibt sich aus der numerischen Lösung der zweidimensionalen EHD Problem. Der Dämpfungskoeffizient d_{EHD} hängt von den Betriebsbedingungen, wie Last und Geschwindigkeit ab. Weiterhin werden die Kontaktgeometrie, die Kontaktkraft, der Elastizitätsmodul, die Druckabhängigkeit der Schmierstoffviskosität und die Rollgeschwindigkeit von Kontaktpartnern berücksichtigt. Die Temperatur wird während der Simulationzeit als konstant angenommen. Das Programm von van Nijen wurde bei SKF entwickelt und ist nicht frei zugänglich, daher sind Details zur Modellierung unbekannt. Der Dämpfungskoeffizient d_{EHD} wird im Dynamik-simulationsprogramm für jeden Zeitschritt während der Zeit Integration berechnet.

Die Parameter in Gleichung 2.67 werden in Gruppen nach ihrer Wirkung auf die Dämpfung beschrieben, weil detaillierte Informationen in Dietl (1997) entnommen werden können. Die mit K bezeichneten Parameter sind konstanten. Kontaktform und Kontaktgeometrie werden durch die Parameter R_x , l_c und F_{inlet} beschrieben. Die Materialeigenschaften der Kontaktpartner und des Schmierstoffes sind durch E' , η_0 und α gegeben. Die Last wird durch q bezeichnet. Die Rollgeschwindigkeit u_s ist die Summe der Oberflächengeschwindigkeiten der Kontaktpartner am Kontaktpunkt. Die Parameter sind in SI-Einheiten gegeben, um d_{EHD} in Ns/m zu erhalten.

$$d_{EHD} = K_0 \cdot R_x^{K_R} \cdot l_c^{K_l} \cdot E'^{K_E} \cdot \eta_0^{K_\eta} \cdot \alpha^{K_\alpha} \cdot q^{K_q} \cdot u_s^{K_u} \cdot F_{inlet}^{K_i} \quad (2.67)$$

Die von Dietl angegebene Dämpfungskonstante d_{EHD} besitzt einen abfallenden Verlauf über die Geschwindigkeit. Dies deutet auf einen geringer werdenden Dämpfungseinfluss bei hohen Geschwindigkeiten hin. Diese Tendenz wurde in Experimenten von Dietl (1997), Dietl u. a. (2000) und Mitsuya u. a. (1998) auch festgestellt.

Dietl gibt Gültigkeitsbereiche an. Diese sind als Werte zu betrachten, für die Validierungsversuche durchgeführt wurden. In den Versuchen wurden Kontaktdruck von 1 GPa und Oberflächengeschwindigkeit von 11 m/s erreicht. In üblichen EHD-Kontakten können Drücke von 0.5 GPa bis 3 GPa und Geschwindigkeit von 40 m/s vorkommen. Diese liegen außerhalb des Bereiches, der von Dietl validiert wurde. Dies würde auf dem ersten Blick dafür sprechen, einen anderen Ansatz zu wählen, wie denjenigen von Walford und Stone oder von Hahn. Für die bekannten Ansätze liegen aber keine Validierungsversuche im Hochgeschwindigkeitsbereich vor. Aus diesem Grund wurde der Einfluss des Ölfilms in punktförmigen Kontakten mit dem Dämpfungskoeffizienten d_{EHD} von Dietl (1997), Dietl u. a. (2000) in Gleichung 2.67 berücksichtigt und die Simulationen in der vorliegenden Arbeit primär mit dem Dietl'schen Ansatz durchgeführt.

Neben den Arbeiten, die sich mit der Erfassung des Dämpfungsverhalten von Einzelkontakten beschäftigen, existieren auch Arbeiten, die sich auf die experimentelle Ermittlung der Dämpfung im Gesamtlager konzentrieren. Experimente von Mitsuya u. a. (1998) ergeben Dämpfungswerte für Rillenkugellager (Typ6200) in einem Bereich von 150 Ns/m bis 350 Ns/m. Sopanen u. Mikkola (2003c) und Hoffmann (2008) ermitteln eine Dämpfungskonstante d von 400 Ns/m bis 800 Ns/m für Schrägkugellager (Typ7309) unter normalen Betriebsbedingungen. Basierend auf der Arbeit von Klumpers (1980) gibt Zeillinger (1995) experimentell ermittelte Dämpfungswerte von 2000 Ns/m bis 4000 Ns/m für Rillenkugellager (Typ6211K) an. Weiterhin führt Zeillinger (1995) Experimente an einem Rillenkugellager (Typ6309) durch und vergleicht seine Ergebnisse mit denjenigen, die auf dem Ansatz von Walford (Gleichung 2.63) basieren. Beide Vorgehen führen zu degressiv sinkenden Dämpfungskoeffizienten bei steigender Drehzahl. Experimentell ermittelte Dämpfungskoeffizienten liegen um ca. Faktor 6 geringer als die berechneten Werte. Nach Zeillinger werden die Abweichungen durch Vereinfachungen am Dämpfungsmodell von Walford hervorgerufen. In Experimenten von Mitsuya u. a. (1998) wird

ebenfalls ein degresiv sinkendes Dämpfungsvermögen bei steigender Drehzahl festgestellt.

Aus der durchgeführten Literaturrecherche wird ersichtlich, dass der gravierende Anteil der Dämpfung in EHD-Kontakten den Quetscheffekten in der Einlaufzone zuzuordnen ist. Die Theorie der Quetschfilmdämpfung entstand 1960er Jahre und wurde primär in der Luftfahrt bei den Untersuchungen zur Minimierung von Turbinenrotorschwingungen eingesetzt. Diese Theorien sind aber aufgrund der Unterschiede bei der Beschreibung von Kontaktgeometrie (Zwei-Platten-Dämpfer, zylindrische Ringdämpfer) für EHD-Kontakten nur bedingt anwendbar. Kontaktgeometrie spielt in EHD bei der Entstehung von Kontaktkräften eine wichtige Rolle. Einerseits sind Vereinfachungen in der Dynamiksimulation zur mathematischen Beschreibung aufgrund des sonst zu hohen Rechenaufwands nötig, andererseits können nur dann belastbare Ergebnisse erreicht werden, wenn Modelle eingesetzt werden, die die Realität hinreichend genau abbilden. Daher sollte von der vorliegenden Anwendung abhängig gemacht werden, wie realitätsgenau das Modell sein muss.

Die Ansätze zur Modellierung des Dämpfungsverhalten beinhalten Vereinfachungen und liefern im besten Fall nur Näherungslösungen. Durch Vereinfachungen erhält man systematische Fehler, deren Einflüsse aufgrund der Nichtlinearität unter Umständen verstärkt wird. In den empirischen Modellen leidet die physikalische Nachvollziehbarkeit. Zur besseren Verständnis und Nachvollziehbarkeit sollten die Eingangsgrößen physikalische Hintergründe aufweisen und einheitsbehaftet bleiben. Zur Zeit der Entstehung vorliegender Arbeit fehlen noch etliche Validierungsversuche zur Beschreibung des Dämpfungsverhaltens von EHD-Kontakten. Das Fehlen solcher Versuche erschwert die Wahl der passenden Rechenmethode.

2.4.2 Modellierung von geschmiertem Kontakt

Die Kontaktkraft oder die Tragkraft F_{Fluid} zwischen dem Wälzkörper und dem Untergrund besteht aus dem elastischen Anteil nach Hertz F_{el} und dem hydrodynamischen Anteil F_{HD} nach Kurzlagertheorie, sodass $F_{Fluid} = F_{el} + F_{HD}$, wobei die Kurzlagertheorie beispielsweise in Gasch u. a. (2002) und Gohar u. Rahnejat (2008) entnommen werden kann. Der Annahme einer zusammengesetzten tragenden Kraft F_{Fluid} liegt der Aufbau des EHD-Kontakts zugrunde. Der Hertzsche Anteil F_{el} wird über die Durchdringung der Körper gerechnet. Hydrodynamischer Anteil F_{HD} der Kontaktkraft ergibt sich durch die Integration des hydrodynamischen Drucks über die Fläche. Die Kräftegleichgewicht zwischen den auf den Wälzkörper angreifenden Kräften und der Trägheitskraft wird mit $m_{WK}\ddot{y} + F_{el} + F_{HD} = F_{Ext}$ aufgestellt.

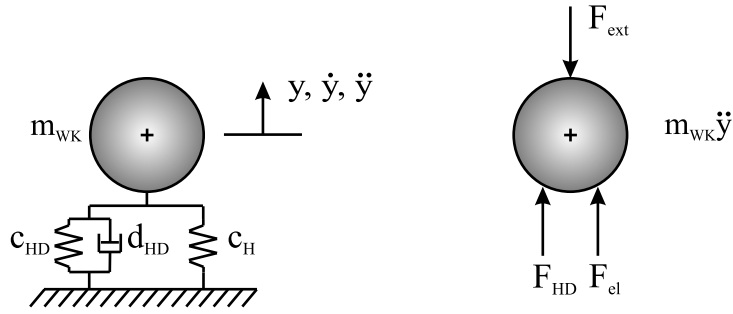


Abbildung 2.17: Dämpfungsmodell

Die in der Kurzlagertheorie getroffenen Annahmen zur Herleitung der Funktion für Druckverteilung lauten:

- Körper sind starr,
- Zylinder-Zylinder-Kontakt wird betrachtet,
- Dichte ρ und dynamische Viskosität η sind konstant,
- Der Druckgradient in Umfangsrichtung ist vernachlässigbar klein gegenüber dem Druckgradient in Breitenrichtung, so dass $\frac{\partial p}{\partial y} \gg \frac{\partial p}{\partial x}$,
- Keine Höhenänderung in Breitenrichtung und gering in Umfangsrichtung, so dass $\frac{\partial h}{\partial y} = 0, \frac{\partial h}{\partial x} \rightarrow 0$,
- Oberflächengeschwindigkeiten sind konstant, $\frac{\partial U_1}{\partial x} = \frac{\partial U_2}{\partial x} = 0$,
- Randbedingung nach Gumbel, durch das Fluid können keine Zugkräfte übertragen werden, so dass im divergierenden Teil des Filmspalts, wenn $p < 0$, $p = 0$ gesetzt wird,
- Äquivalenter Radius $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$,
- Geschwindigkeit in Rollrichtung $U = \frac{U_1 + U_2}{2}$,
- Annäherung der Kontaktgeometrie durch eine Parabel $h \approx h_0 + \frac{1}{2R}x^2$,

Unter Berücksichtigung eines vernachlässigbar kleinen Druckgradienten in Umfangsrichtung gegenüber demjenigen in Breitenrichtung sowie einer als unveränderlich angenommenen Spalthöhe in Breitenrichtung verschwinden in der generellen Reynolds Differentialgleichung der erste und der vierte Term von links, siehe Gleichung 2.57. Weiterhin führen die Annahmen, dass die Oberflächengeschwindigkeiten U_1, U_2 , die Dichte ρ sowie die dynamische Viskosität η unverändert bleiben, zur vereinfachten und aus der Kurzlagertheorie bekannten Form:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial y^2} = \frac{12\eta}{h^3} \left\{ \frac{\partial h}{\partial x} U + \frac{dh}{dt} \right\} \quad (2.68)$$

und nach zweimaliger Integration nach y

$$p(x, y) = \frac{1}{2} \frac{12\eta}{h^3} \left\{ U \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{dh}{dt} \right\} y^2 + C_1 y + C_2 \quad (2.69)$$

Die Integrationskonstanten C_1 und C_2 können durch die Randbedingung bestimmt werden, dass in Breitenrichtung an den beiden Lagerenden Umgebungsdruck herrscht. Das heisst, $p(x = 0 - 2\pi, y = \pm \frac{B}{2}) = 0$. Daraus ergeben sich

$$\begin{aligned} C_1 &= 0 \\ C_2 &= -\frac{12\eta}{h^3} \left\{ U \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{dh}{dt} \right\} \frac{B^2}{8} \end{aligned} \quad (2.70)$$

Durch Einsetzen von Integrationskonstanten aus Gleichung 2.70 in Gleichung 2.69 erhält man die Gleichung für Druckfeld im Schmierpalt.

$$p(x, y) = \frac{12\eta}{h^3} \left\{ U \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{dh}{dt} \right\} \left(\frac{y^2}{2} - \frac{B^2}{8} \right) \quad (2.71)$$

Nun müssen noch in Gleichung 2.71 die Spaltfunktion h und die Änderung der Spalthöhe $\frac{\partial h}{\partial x}$ in Umfangsrichtung x berücksichtigt werden. Für den Fall, dass keine elastische Verformung der Körper außerhalb des Hertzschen Bereiches vorliegt, kann die Spaltfunktion nach Hamrock u. a. (2004) und Gohar u. Rahnejat (2008) durch ein Parabel approximiert werden:

$$h = h_0 + \frac{1}{2R} x^2 \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{x}{R} \right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{x}{R} \right)^4 + \dots \right] \quad (2.72)$$

Für den Bereich, indem $\left(\frac{x}{R} \right)^2 \ll 1$ gilt, ergibt sich die Spaltfunktion zu

$$h \approx h_0 + \frac{1}{2R} x^2. \quad (2.73)$$

Ableitung nach x liefert

$$\frac{\partial h}{\partial x} = \frac{x}{R} \quad (2.74)$$

Die vom Fluid auf den zylinderförmig angenommenen Wälzkörper wirkende Kräfte können durch Integration der Druckfunktion in Gleichung 2.71 über den Umfang $L = \phi R_{Schale}$ und die Breite B des Lagers gerechnet werden. Die errechneten Kräfte sind in Radial- und in Umfangsrichtung. Radialkraft verläuft auf der Verbindungslinie, die

die Schwerpunkte von Lager und Wälzkörper verbindet. Tangentialkraft verläuft in der Seitenenebene, senkrecht zur Radialkraft.

$$F_r = \int_{-L/2}^{L/2} \int_{-B/2}^{B/2} (p(\phi, y) dy) \cos \phi R_{Schale} d\phi \quad (2.75)$$

$$F_t = \int_{-L/2}^{L/2} \int_{-B/2}^{B/2} (p(\phi, y) dy) \sin \phi R_{Schale} d\phi \quad (2.76)$$

Um die Kräfte in Koordinaten des Inertialsystems, das in der Lagermitte befestigt ist, zu erhalten, wird eine einfache Transformation durchgeführt.

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \gamma & \cos \gamma \\ \cos \gamma & -\sin \gamma \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_t \\ F_r \end{Bmatrix}. \quad (2.77)$$

Die Lösung der Anfangswertaufgabe mittels Zeitintegration liefert die Antwort des Wälzkörpers auf eine Anregung oder eine Anfangsauslenkung, wobei die Antwort die in Abbildung 2.18 eingezeichnete Form einer abklingenden Schwingung aufweist. Aus dieser abklingenden Schwingung wird die Dämpfung bestimmt. Die Bestimmung der Dämpfung anhand einer abklingenden monofrequenten Schwingung wurde bereits im Abschnitt 2.3.1 erläutert.

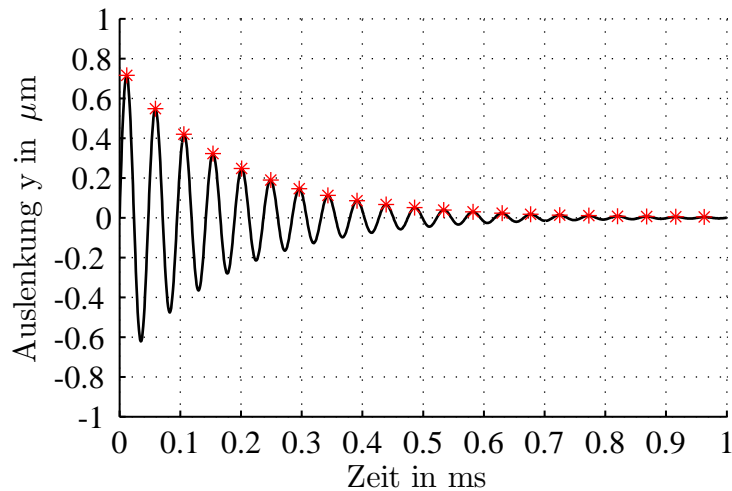


Abbildung 2.18: Bestimmung der Dämpfung aus der Abklingkurve bei 8000 U/min
1000 N Kugellast

Fluidanteil der Kontaktkraft wird von den nachfolgend aufgelisteten Parametern direkt beeinflusst. Druck in Reynolds-Gleichung aus der Kurzlagertheorie hängt unter anderem von h_0 und Lagerbreite ab. Für diese Parameter wurden Annahmen getroffen, weil die Kontaktgeometrie im Modell nicht exakt entsprechend der Realität abgebildet wird. Für das dargestellte Dämpfungsfeld wurden Abmaße von Rillenkugellager mit der Bezeichnung 6309 verwendet. Außenringlaufbahndurchmesser 83.3 mm und Wälzkörperdurchmesser ca. 17.5 mm. Zur Überprüfung und Vergleichbarkeit der Ergebnisse wurden Messungen von Dietl verwendet. Jeder Knoten in Abbildung 2.19 wurde mit variierten Parameterwerten gerechnet. Die jeweiligen Werte in der Zeitintegration können den Achsen entnommen werden. Die Achsenlimits orientieren sich nach den gängigen Lasten und Geschwindigkeitswerten in Wälzlager. Als Geschwindigkeit wurde hier die Innenringdrehzahl angegeben. Die Angabe kann natürlich mit einer einfachen Umrechnung für die translatorische Geschwindigkeit erfolgen. Innenringdrehzahl wurde in 20 Schritten von 500 U/min auf 10000 U/min erhöht und die Last auf dem Wälzkörper in 10 Schritten von 500 N auf 5000 N. Wegen der vereinfachenden Annahmen im Modell bezüglich der Kontaktgeometrie wurden die Modellparameter Mindestspalthöhe des Schmierfilms h_0 , Länge in Umfangsrichtung L und Lagerbreite B so gewählt, dass die Dämpfungswerte in der Größenordnung von Dietls Messergebnissen liegen. Die ersten sieben Schritte im Innenringdrehzahlbereich von 500 U/min bis 3500 U/min mit 500 N Wälzkörperlast entsprechen dem von Dietl gemessenen Bereich. Die Dämpfungswerte und der Kennlinienverlauf passen sehr gut zu den Messergebnissen von Dietl.

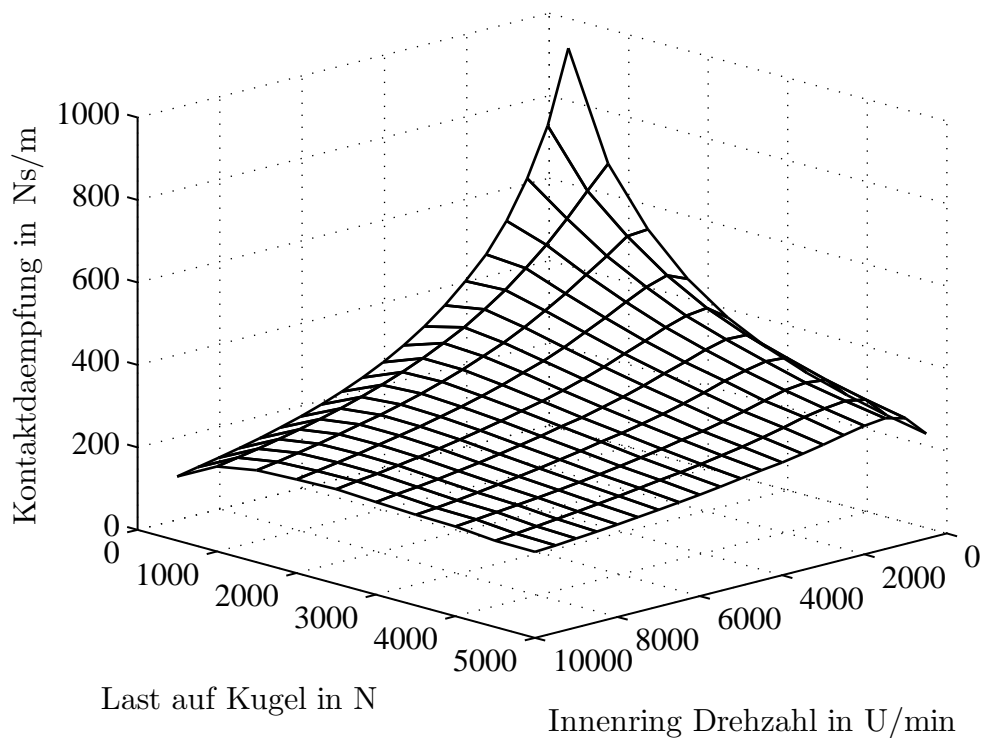


Abbildung 2.19: Dämpfungsfeld

Aus der Abbildung 2.19 geht hervor, dass die Dämpfung mit der steigenden Last und Geschwindigkeit abfällt. Aufgrund der getroffenen Annahmen bei der Berechnung der Dämpfung wie die Näherung der Kontaktgeometrie, die unverändert angenommene Temperatur und die Unabhängigkeit der Viskosität und der Dichte vom Druck sowie von der Temperatur, wird auf die Vollständigkeit des Modells und auf die quantitative Belastbarkeit der Dämpfungswerte kein Anspruch erhoben. Allerdings liefert das Modell trotz stark vereinfachender Annahmen einen Dämpfungsverlauf, der Eigenschaften aufweist, die in den Arbeiten von zahlreichen Autoren ebenfalls beschrieben wurden. Daher sollte die Betrachtung qualitativ sein. In der Simulation werden die Dämpfungswerte zwischen den benachbarten Punkten durch Interpolation gerechnet.

2.5 Modellgrenzen

Die Modellgrenzen ergeben sich grundsätzlich aus dem Modellansatz und dessen zugrundeliegenden mathematischen Formulierungen. Die Kontaktkraft zwischen den La-

gerkomponenten sowie die im Schadensbereich auf die Körper wirkenden Kräfte basieren auf der Hertz'schen Flächenpressung. Der Abschnitt 2.2.2 enthält die Umsetzung der Normalkraft. Die Druchdringung selbst und deren Veränderungen zwischen den Kontaktpartnern prägen die Kontaktkraft und die daraus resultierenden Signale. Basierend auf der Kraftformulierung können mit dem verwendeten Simulationsprogramm nur die Oberflächenschäden behandelt werden. Dazu gehören beispielsweise Eindruckstellen, Grübchenbildung, False Brinelling und raue Oberflächen. Die Schadensarten und deren Modellierung werden in Kapitel 3 behandelt. Die Untersuchung von Schäden, die sich unterhalb der Oberfläche befinden, können mit dem Simulationsprogramm nicht erfolgen. Daher bleiben Schäden wie Materialfehler, Hohlräume oder Spalten unterhalb der Oberfläche unberücksichtigt.

Reale Bauteile sind Kontinuumsschwinger mit theoretisch unendlich vielen Freiheitsgraden. Im Wälzlagermodell wird das Schwingungsverhalten eines Körpers mit drei Freiheitsgraden angenähert. Ausgehend von der translatorischen Eigenschwingung eines ringförmigen Körpers wird nur die erste Biegeeigenfrequenz berücksichtigt. Weiterhin erfordern die im Abschnitt 2.1 aufgeführten Modellbeschreibungen die Zuweisung von Materialparametern auf die einzelnen Körper. Eine exakte Zuordnung der Masse, der Materialsteifigkeit und der Materialdämpfung auf einen Körper wird in der Realität durch die feste Verbindung zwischen dem Lager und den umgebenden Maschinenkomponenten (z.B. Einbettung im Gehäuse) erschwert. Daher wurden Annahmen bezüglich der Materialsteifigkeit und der Materialdämpfung getroffen. Die Vorgehensweise für die Berechnung und für die Bestimmung der Eigenfrequenz und der Materialparameter wird im Abschnitt 2.3 erläutert.

Im Wälzlagermodell besitzen die Körper nur Freiheitsgrade für die Bewegungen auf der Ebene. Daher bleiben die axialen Bewegungen und die damit verbundenen axialen Kräfte unberücksichtigt. Ebenso können die externen axialen Lasten, die eine Vorspannung oder eine Veränderung des axialen Lagerspiels hervorrufen, nicht berücksichtigt werden.

Für die Schadensbetrachtungen im Hinblick auf die Modellierung ergibt sich die Situation, dass die Schadensgeometrie in der axialen Richtung unberücksichtigt bleibt. In der Realität können jedoch die axialen Verschiebungen entscheidend für die Erkennung von Lokalschäden sein. Ob ein Punktschaden wirklich getroffen wird, hängt besonders bei Kugellagern vom Ort und von den Abmaßen des Schadens, sowie von der Vorspannung und dem Lagerspiel ab. Das heißt, es kann vorkommen, dass die Wälzkörper aufgrund der Vorspannung in den Fehlerbereich gedrückt werden und sich der Schaden im Signal bemerkbar macht. Andererseits kann es ebenso vorkommen, dass der Punktschaden auf der Laufbahn aufgrund der axialen Verlagerung der Wälzkörper und der Ringe nicht überrollt wird.

Bei der Schadensmodellierung wurde aufgrund der Schadensgeometrie ein Punktkontakt angenommen. Da Lokalschäden meistens einen Teilbereich der Laufbahn abdecken, wird mit zwei dimensional Körpern der Schaden in jedem Fall getroffen. Bei Wälzkörpern

in Rollenform gäbe es Bereiche, die gar nicht in Kontakt mit dem Schaden kämen, wenn die Rolle über den Punktschaden rollt. Darum wurde der Linienkontakt im Hinblick auf die Schadensmodellierung nicht berücksichtigt.

Der Betriebsdruckwinkel beeinflusst die kinematischen Frequenzen, welche zur Erkennung von Lokalschäden wesentlich beitragen. Da in der Simulation keine Verlagerung der Ringe in axialer Richtung oder deren Verkipfung gegen einander stattfindet, kann der Einfluß des Betriebsdruckwinkels mit dem ebenen Modell nicht berücksichtigt werden. In der Arbeit wird dieser Winkel mit Null angenommen. In den durchgeführten Simulationen wurden stets isotherme Bedingungen angenommen.

Kapitel 3

Simulation von Wälzlagerschäden

3.1 Modellierung von Lokalschäden

In diesem Abschnitt wird die Modellierung von kleinen Oberflächenschäden behandelt. Die Kräfte, die beim Überrollen des Schadens entstehen, prägen das gemessene Signal wesentlich. Die Messung dieser Kräfte wird in vielen Fällen aus konstruktiven Gründen schwierig sein. Hier wird ein Modell vorgestellt, mit dem es möglich ist, die auftretenden Kräfte im Schadensbereich zu berechnen. Mit dem Modell können lokale Oberflächenschäden am Außenring, Innenring und Wälzkörpern simuliert werden.

Das Modell orientiert sich an der Art von Lokalschäden wie diese in der Realität vorkommen. In Anlehnung an die Betrachtungen über die Lokalschäden aus dem Abschnitt 1.2 wurde bei der Modellierung der Ansatz verfolgt, den Schaden durch einen Spalt in der Oberfläche anzunähern. Dieser kann auf einer Laufbahn oder auf der Oberfläche eines Wälzkörpers positioniert sein. Weiterhin wurde angenommen, dass aufgrund der Überrollungen der Wälzkörper über den Schaden sich die Kanten des Spalts plastisch verformen, so dass die Kanten abgerundet werden und durch Radien beschrieben werden können.

Die Abbildung 3.1 zeigt den Modellansatz am Außenring. Hier wurde der Schadensbereich rot gekennzeichnet. Die Breite des Schadens s_B wurde mit der Bogenlänge des Außenrings angegeben. An den beiden Enden dieses Bereichs wurden zwei kreisförmige Körper jeweils mit dem Radius R_{FE} tangential auf die Außenringlaufbahn aufgebracht. Diese werden im weiteren Verlauf als *Fehler-elemente* bezeichnet. Die Positionierung des Schadens erfolgt durch die Angabe der Winkellage des ersten Fehler-elements φ_S und die Schadensbreite φ_B in Drehrichtung. Aus den einfachen geometrischen und trigonometrischen Betrachtungen lassen sich die Schadensbreite als Bogenlänge mit $s_B = \varphi_B \cdot R_A$ ausdrücken und die Fehler-elemente tangential an den Außenring anbringen.

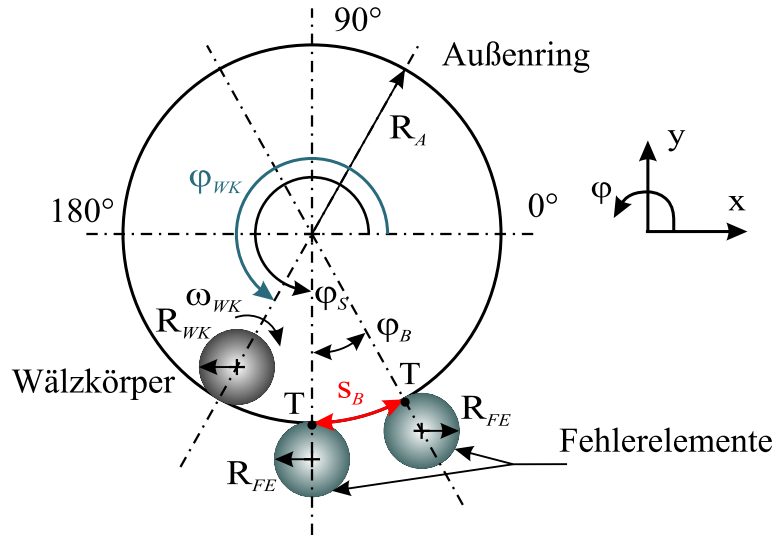


Abbildung 3.1: Modell für Lokalschaden am Außenring mit kreisförmigen, körperfest angebrachten Fehlerelementen

Weiterhin wird um die Entscheidung zu fällen, ob sich ein Wälzkörper im Schadensbereich befindet, die Winkellage des Wälzkörpers φ_{WK} aus dessen aktueller Schwerpunktslage berechnet. Die Überprüfung erfolgt mit:

$$schaden = \begin{cases} 1, & \varphi_S \leq \varphi_{WK} \leq \varphi_S + \varphi_B \\ 0, & \text{sonst} \end{cases}$$

Während der Überrollung des Schadens, das heißt $schaden = 1$, wird der Kontakt zwischen dem Wälzkörper und den Fehlerelementen berechnet. Dabei kann es sich um einen Kontakt zwischen dem Wälzkörper und einem Fehlerelement oder zwischen dem Wälzkörper und mehreren Fehlerelementen handeln. Tritt der letzte Fall auf, so wird die resultierende Kraft gebildet und auf die Schwerpunkte der Kontaktpartner bezogen. Außerhalb der Schadensgrenzen, das heißt $schaden = 0$, erfolgt die Kontaktabfrage zwischen dem Wälzkörper und dem Außenring.

Der Schaden lässt sich über die Variation der Einstellparameter Schadensbreite, Radien der Fehlerelemente und deren Anzahl modifizieren. So kann beispielsweise ein Brinellingschaden mit zwei Fehlerelementen angenähert werden. Erweitert man die Betrachtung vom Brinellingschaden auf einen größeren Oberflächenschaden, in dem sich gleichzeitig mehrere Wälzkörper befinden, so kann dieser mit einer erhöhten Anzahl von Fehlerelementen simuliert werden. Eine Schwelle lässt sich ebenfalls mit den Fehlerelementen durch einen geringeren radialen Abstand als $R_A + R_{FE}$ zwischen den Schwerpunkten des Außenrings und des Fehlerelements realisieren.

Zum besseren Verständnis und zur Verdeutlichung der verfolgten Idee wurden die Fehlererelemente Abbildung 3.1 übertrieben groß dargestellt, größer als in den Simulationen angenommen.

Die Kreisform bietet den Vorteil, dass sich die Kontaktkraft nach Hertz berechnen lässt. Außerdem können die Kontakttroutinen verwendet werden, die auch zur Kontaktberechnung zwischen den restlichen Körpern eingesetzt werden. Den Fehlererelementen werden Materialparameter desjenigen Körpers zugewiesen, auf den diese aufgebracht werden.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass dieses Modell sich primär für die Simulation von Schäden eignet, in denen Impulsanregungen infolge der Kontaktunterbrechungen zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen vorkommen. Die Modellierung von rauen Oberflächen ist prinzipiell durch eine Ansammlung von Fehlererelementen im Schadensbereich möglich. Das Modell zur Behandlung von rauen Oberflächen wird im Abschnitt 3.4 vorgestellt.

3.2 Simulation von Lokalschäden

Durch das Einrollen eines Wälzkörpers in den Fehlerbereich und den Stoß mit den Fehlererelementen entsteht ein Puls, der das System zum Schwingen anregt. Die Schwingung klingt unter Einfluß der Dämpfung ab. Bei niedrigen Drehzahlen ist diese Struktur im Zeitsignal klar zu erkennen. Mit höher werdender Drehzahl rücken die sogenannten Bursts aufgrund der häufiger werdenden Wiederholungen auf der Zeitachse zusammen.

In diesem Abschnitt wird der Zusammenhang zwischen der Drehzahl und der Signalstruktur anhand der Außenringbeschleunigungen \ddot{y} gezeigt. Es ist nicht das Ziel dieses Abschnitts, eine Kennzahl für den Zusammenhang zwischen der Drehzahl und der Beschleunigung abzuleiten, sondern die Untersuchung soll ermitteln, wie sich die Signalstruktur verändert.

In Abbildung 3.2 wurden die Überrollungen eines Lokalschadens bei veränderten Innenringdrehzahlen dargestellt. Dazu wurde ein Punktschaden mit einer Breite von 2 mm auf die Laufbahn des Außenrings aufgebracht. Der Ansatz und die Theorie zu diesem Modell wurden im Abschnitt 3.1 vorgestellt. Der Punktschaden besteht aus zwei kreisförmigen Fehlererelementen, die jeweils einen Radius von 1 mm aufweisen. Die Fehlererelemente wurden tangential auf die Laufbahn aufgebracht, sodass der Fehlerbereich zwischen den Fehlererelementen wie ein kleiner Spalt angesehen werden kann. Um das Gewicht zu simulieren, wurde auf den Innenring eine konstante Last von 50 N gegeben. Die Gewichtskraft ist auf den Schwerpunkt des ersten Fehlererelements gerichtet.

Die Zeitsignale in Abbildung 3.2 zeigen die Systemantwort anhand der Außenringbeschleunigung \ddot{y} in vertikaler Richtung. Die Richtungsangaben erfolgen nach dem in Ab-

bildung 3.1 dargestellten Koordinatensystem. Der Begriff „Systemantwort“ wurde hier bewußt verwendet, denn in \ddot{y} sind weitere Lagerkomponenten wie die Wälzkörper und der Innenring aufgrund der Kontakte und der Kraftübertragung mitbeteiligt.

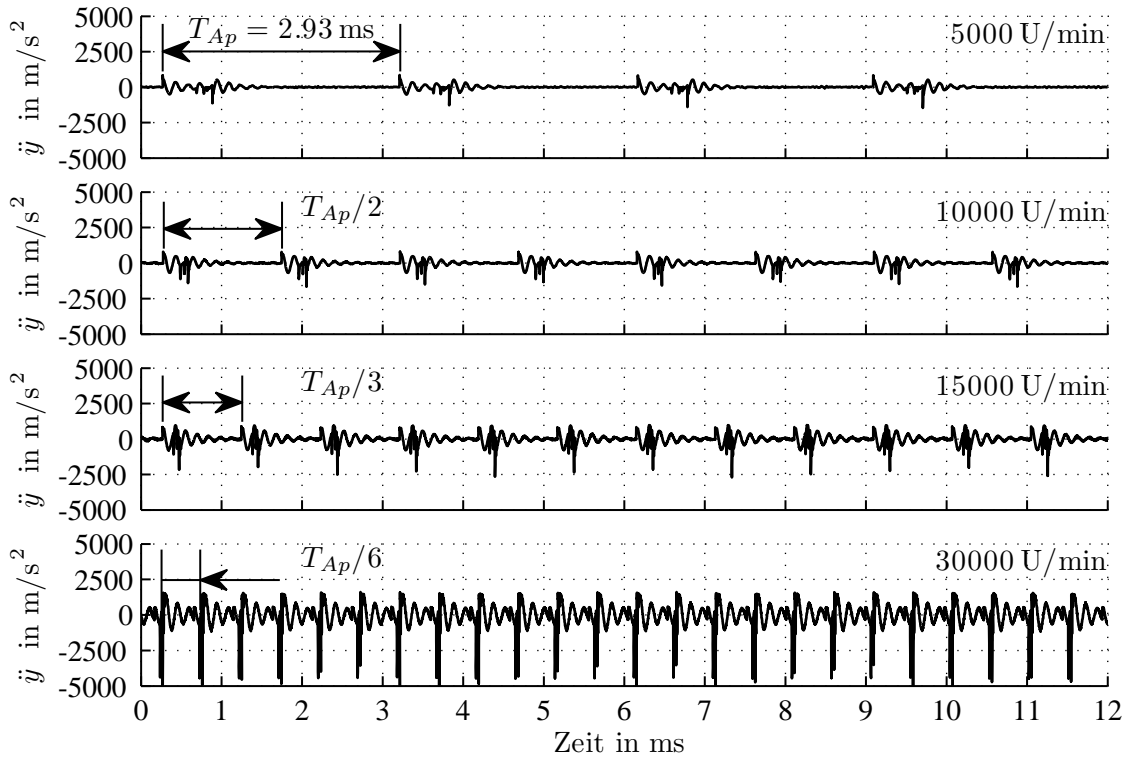


Abbildung 3.2: Änderung der zeitlichen Abstände und Zusammenrücken der Bursts infolge der Drehzahländerung

Die Drehzahl wurde schrittweise in einem Bereich von 5000 U/min bis 30000 U/min erhöht. Die Signale stellen jeweils einen Ausschnitt aus dem längeren simulierten Datensatz dar. Die Länge des Ausschnitts wurde so festgelegt, dass zeitlich eine Innenringumdrehung T_I bei der langsamsten Drehzahlstufe mit $T_{I,5000} = (5000/60)^{-1} = 12 \text{ ms}$ erfasst wurde. Diese Länge wurde für die folgenden höheren Drehzahlen beibehalten. Weiterhin wurden die zeitlichen Abstände zwischen den Überrollungen $T_{AP,5000} = 2.93 \text{ ms}$, $T_{AP,10000} = 1.47 \text{ ms}$, $T_{AP,15000} = 0.98 \text{ ms}$ und $T_{AP,30000} = 0.49 \text{ ms}$ eingezeichnet. Aus den Zeitsignalen in Abbildung 3.2 geht der lineare Zusammenhang zwischen der Drehzahl und den zeitlichen Abständen zwischen den Überrollungen hervor. Weiterhin wird das Zusammenrücken der abklingenden Schwingungen aufgrund der erhöhten Drehzahl deutlich sichtbar.

An dieser Stelle soll nur ein Beispiel zur analytischen Verifizierung gerechnet werden. Die Anzahl der Anregungen n pro Innenringumdrehung kann aus dem Zeitsignal mit

$n = T_I/T_{AP}$ bestimmt und analytisch mit $n = f_{AP}/f_I$ gerechnet werden. Die Außenringpassierfrequenz f_{AP} lässt sich in Gleichung 1.2 mit der Anzahl der Wälzkörper z , der Innenring Drehfrequenz f_I , dem Wälzkörperdurchmesser D_{WK} , dem Käfigdurchmesser (Teilkreisdurchmesser) $D_{Kä}$ und dem Betriebswinkel α berechnen. Bei 5000 U/min ergibt sich aus dem Zeitsignal $n_{5000} = T_I/T_{Ap} = 12/2.93 = 4.095$ und unter Verwendung von Gleichung 1.2 $n_{5000} = f_{Ap}/f_I = 340.32/83.3 = 4.085$. Die beiden Lösungen liefern nahezu gleiche Werte und können auf $n_{5000} = 4$ gerundet werden.

Ein näherer Blick in das Zeitsignal verschafft ein besseres Verständnis über das Verhalten des Lagers im Fehlerbereich. Dazu wurde ein Burst aus der Abbildung 3.2 detailliert dargestellt. Die Abbildung 3.3 zeigt einen 1 ms langen Ausschnitt aus dem Zeitsignal bei 10000 U/min. Diese Dauer erfasst den kompletten Vorgang bei der Entstehung der Anregung und die Systemantwort als Außenringbeschleunigung \ddot{y} . Die drei Bilder über dem Zeitsignal stammen aus der Simulation und zeigen die wichtigen Zeitpunkte beim Überrollvorgang. Diese sind:

1. Eintritt des Wälzkörpers in den Fehlerbereich und Kontakt mit dem ersten Fehlerelement zum Zeitpunkt t_{Ein} ,
2. Stoß mit dem zweiten Fehlerelement zum Zeitpunkt t_{S} ,
3. Austritt aus dem Fehlerbereich zum Zeitpunkt t_{Aus} .

Die Einheiten in den Peakkoordinaten zu den Zeitpunkten t_{Ein} , t_{S} und t_{Aus} sind in ms angegeben wurden. In der Zeitintegration wurde die Schrittweite ca. $\Delta t = 1 \mu\text{s}$ ($f_s = 2^{20}$ Hz) gewählt.

Im Bereich $t < 4.7$ ms sind die Beschleunigungen verhältnismäßig klein. Bei $t_{\text{Ein}} = 4.7$ ms tritt der Wälzkörper in den Fehlerbereich ein. Das Bild oben links über dem Zeitsignal zeigt den Kontakt des Wälzkörpers mit dem ersten Fehlerelement und die Kontaktkraft in Normalenrichtung. Der Eintritt ist im Zeitsignal durch die schlagartige Erhöhung der Beschleunigung, $\ddot{y}(t_{\text{Ein}}) = 797 \text{ m/s}^2$, deutlich sichtbar. Unmittelbar danach setzt eine abklingende Schwingung ein, die bis zum Zeitpunkt t_{S} ununterbrochen weiter verläuft. Zum Zeitpunkt $t_{\text{S}} = 4.9$ ms stößt der Wälzkörper auf das zweite Fehlerelement. Dieser Stoß wird im mittleren Bild über dem Zeitsignal gezeigt und ist durch die abrupte Änderung von $\ddot{y}(t_{\text{S}}) = -1134 \text{ m/s}^2$ deutlich zu erkennen. Nach t_{S} sind bis zum Austritt des Wälzkörpers bei t_{Aus} zwei weitere Stöße im Zeitsignal erkennbar.

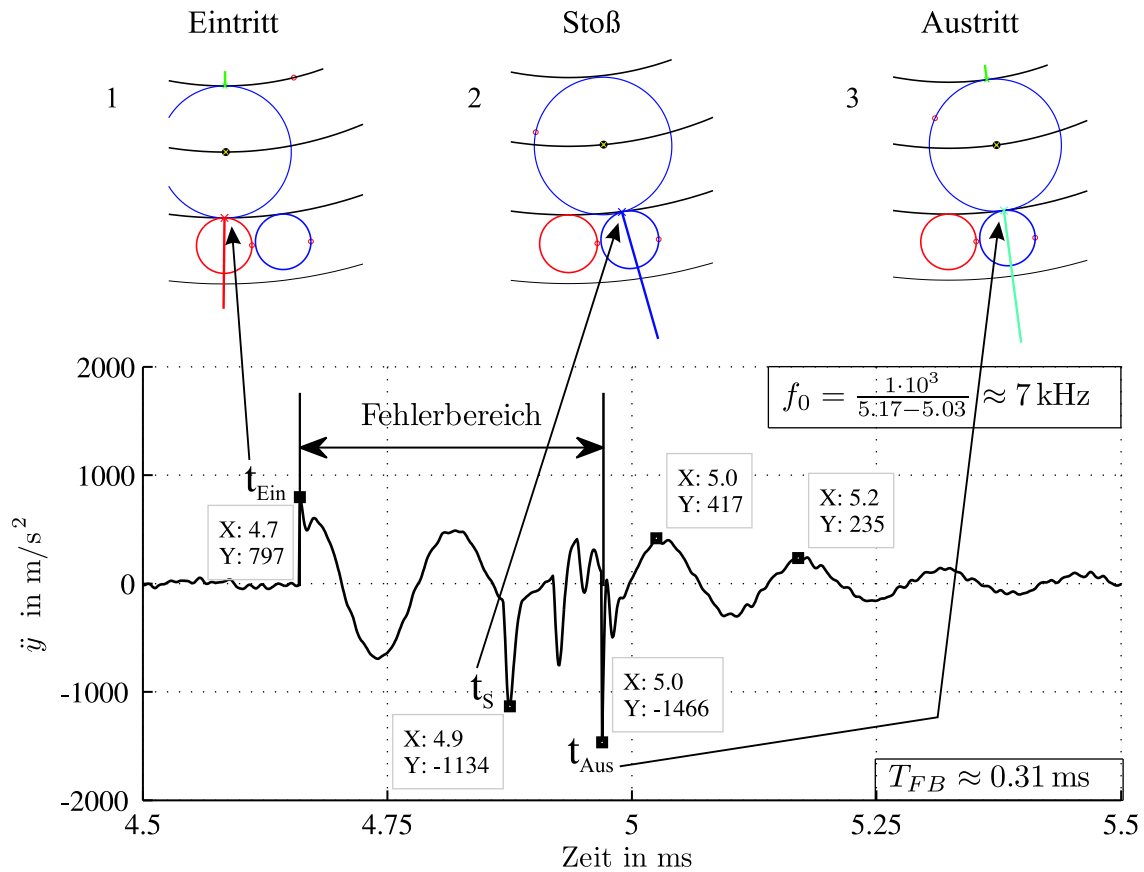


Abbildung 3.3: Anregung durch den Punktschaden und Änderung der Kontaktsteifigkeit aufgrund der wechselnden Kontaktpartnern

Zum Zeitpunkt $t_{Aus} = 5.0 \text{ ms}$ verlässt der Wälzkörper den Fehlerbereich und rollt vom zweiten Fehlerelement auf den Außenring weiter. Der Austritt des Wälzkörpers und der Kontakt mit dem Außenring sind im Bild oben rechts über dem Zeitsignal dargestellt. Im Zeitsignal macht sich der Austritt durch die schlagartige Veränderung der Beschleunigung, $\ddot{y}(t_{Aus}) = -1466 \text{ m/s}^2$ bemerkbar.

Aus dem Zeitsignal wurde für die Gesamtdauer der Überrollung T_{FB} zwischen dem Eintritt und dem Austritt des Wälzkörpers ca. 0.31 ms abgelesen.

Hieraus lässt sich die Größe des Lokalschadens berechnen. Betrachtet man lediglich den Kontaktpunkt zwischen dem Wälzkörper und dem Außenring, kann die Geschwindigkeit des Kontaktpunkts mit $v_P = \omega_{K\ddot{a}}(r_{K\ddot{a}} + r_{WK})$ berechnet werden. Während der Zeit T_{FB} wurde die Winkelgeschwindigkeit des Käfigs $\omega_{K\ddot{a}}$ konstant angenommen. Dann kann der zurückgelegte Weg mit $FB = v_P T_{FB}$ hinreichend genau approximiert werden. So ergibt sich beispielsweise für 10000 U/min mit dem Käfigradius $r_{K\ddot{a}} = 13 \text{ mm}$, dem Wälzkörperradius $r_{WK} = 2.4 \text{ mm}$ und $\omega_{K\ddot{a}} = 427.65 \text{ rad/s}$ die Fehlerbreite $FB = 2 \text{ mm}$.

Diese nachgerechnete Fehlerbreite entspricht genau der in der Simulation eingestellten Fehlerbreite.

Nach dem Austritt ($t > t_{\text{Aus}}$) klingt die Schwingung ab. Die Eigenfrequenz $f_0 \approx 7 \text{ kHz}$ wird einfach aus der Grafik anhand der zwei markierten aufeinander folgenden Maxima in der Schwingung ermittelt. Dieselbe Frequenz wird im Bereich $t_{\text{Ein}} > t > t_{\text{S}}$ sichtbar. Daraus ist eindeutig zu sehen, dass das System zeitlich vor dem primär interessierenden Stoß am Zeitpunkt t_{S} , bereits schwingt.

Dieser Schwingung liegt die plötzliche Änderung der Hertz'schen Kontaktsteifigkeit c_H und Kontaktkraft F_N zugrunde. Bis zum Zeitpunkt t_{Ein} wird der Kontakt zwischen dem Wälzkörper und dem Außenring gerechnet. Ab dem Zeitpunkt t_{Ein} wird der Kontakt zwischen dem Wälzkörper und dem ersten Fehlerelement abgefragt.

Der Übergang von dem Außenring zum Fehlerelement verursacht eine plötzliche Änderung von c_H , in deren Berechnung die Radien, die E-Moduli und die Querkontraktionszahlen der Kontaktpartner eingehen. Der Zusammenhang zwischen den hier aufgezählten Eingangsgrößen und c_H kann im Abschnitt 2.2.2 den Gleichungen 2.26 und 2.44 entnommen werden. In der Simulation wurde c_H für den Wälzkörper und den Außenring $2.2 \cdot 10^{10} \text{ Nm}^{-\frac{3}{2}}$, für den Wälzkörper und das Fehlerelement $4.2 \cdot 10^9 \text{ Nm}^{-\frac{3}{2}}$ und für den Wälzkörper und den Innenring $2.1 \cdot 10^9 \text{ Nm}^{-\frac{3}{2}}$ berechnet. Aus diesen einfachen Angaben wird sofort erkennbar, dass die Kontaktsteifigkeit ca. um den Faktor 5 absinkt. Diese plötzliche Änderung geht unmittelbar in die Berechnung von F_N ein. Auf die ΔF_N in der rechten Seite der DGL antwortet das System mit der Eigenschwingung, die zum Zeitpunkt t_{Ein} einsetzt. Bevor diese abklingt, wird der Einfluß des Stoßes zum Zeitpunkt t_{S} auf die Eigenschwingung überlagert. Dadurch wird die Angabe des Zusammenhangs zwischen der drehzahlabhängigen Anregung und der Systemantwort erschwert.

Ist jedoch die Stoßzeit bekannt, kann die Beziehung zwischen der Anregung und der Antwort gezielt untersucht werden. Die Simulation lässt zu, den exakten Zeitpunkt des Stoßes zu bestimmen. Im Beschleunigungssignal ist der Peak zur Stoßzeit $\ddot{y}(t_{\text{S}})$ ablesbar. Außerdem liegen F_N und die Zustandsgrößen der Körper zu jedem Zeitschritt vor. Verfolgt man nun den Peak bei t_{S} , $F_N(t_{\text{S}})$ und die wichtigen Größen, die in die Berechnung von F_N eingehen, über eine Reihe von steigenden Drehzahlen, kann ein deutlicher Zusammenhang trotz Überlagerung der Einflüsse extrahiert werden.

n_I $\frac{\text{U}}{\text{min}}$	$\Delta v_{N,0}$ $\frac{\text{m}}{\text{s}}$	$\Delta s_{max}(t_S)$ μm	$F_N(t_S)$ N	$\ddot{y}(t_S)$ $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
5000	0.8	5.3	53	418
10000	1.6	8.5	118	1134
15000	2.5	11.4	203	1023
20000	2.9	12.2	237	1858
25000	4.0	15	369	3663
30000	5.1	17.2	509	4409

Tabelle 3.1: Anregung und Systemantwort

$\Delta v_{N,0}$ ist die relative Geschwindigkeit unmittelbar vor dem Stoß des Wälzkörpers auf das zweite Fehlererelement. Δs_{max} gibt die maximale Durchdringungstiefe während des Stoßes an. Der Zusammenhang von n_I und $\Delta v_{N,0}$ kann linear angesehen werden. Die Vervielfachung von n_I bewirkt eine Erhöhung von $\Delta v_{N,0}$ fast um den gleichen Faktor. Mit $\Delta v_{N,0}$ steigt Δs_{max} ebenfalls an. Hier soll betont werden, dass Δs_{max} von $\Delta v_{N,0}$ abhängt. $\ddot{y}(t_S)$ wurde in Absolutwerten angegeben. Die Simulationen zeigen eine deutliche Zunahme von $\ddot{y}(t_S)$ aufgrund der erhöhten Drehzahl an. Beispielsweise bewirkt die Erhöhung der Drehzahl um den Faktor 6 eine Steigerung der Beschleunigung ca. um den Faktor 10.

Im Vergleich zu den übrigen Beschleunigungswerten $\ddot{y}(t_S)$ erweckt der Wert bei 10000 U/min den Eindruck einer sprunghaften Erhöhung. Dieser Schritt wurde bewusst angegeben und soll verdeutlichen, wie die Überlagerung von Eigenschwingung und Stoß das einfache Erkennen des Zusammenhangs zwischen F_N und \ddot{y} erschwert. Betrachtet man die restlichen Drehzahlstufen in der Tabelle 3.1, wird trotzdem eine stetige Steigung von $\ddot{y}(n_I)$ deutlich sichtbar.

Diskussion

Bei der Simulation von Lokalschäden lag der Fokus auf den dynamischen Vorgängen im Fehlerbereich, insbesondere auf dem Stoß beim Überrollen eines Lokalschadens. Ziel war es, den Zusammenhang zwischen der Anregung und der Systemantwort zu untersuchen. Daher wurde die Kontaktkraft beim Stoß und die Außenringbeschleunigung als Systemantwort beobachtet. In den praktischen Anwendungen werden häufig die Beschleunigungen gemessen. Vor dem eigentlich interessierenden Stoß ergibt sich ein Sprung in der Kontaktkraft F_N aufgrund der Hertz'schen Kontaktsteifigkeit zwischen den Kontaktpartnern. Darauf reagiert das System mit der Eigenschwingung, die unter Einfluß der Dämpfung abklingt.

Auch wenn der Sprung in der Kontaktsteifigkeit modellbedingt ist, wirkt die Auswirkung nicht unrealistisch, da die Fehlerbreite exakt nachgerechnet werden konnte. Die gewonnenen Erkenntnisse können im Rahmen der Modellgrenzen als belastbar angesehen

werden. Im realen Betrieb wird die Schwierigkeit in der Zuordnung der entscheidenden Zeitpunkte, wie t_{Ein} , t_{S} und t_{Aus} , bestehen.

3.3 Validierung des Modells für Lokalschäden

Zur Validierung des erstellten Schadensmodells war es notwendig Versuche an einem praktischen Beispiel vorzunehmen. Dazu sollen im Folgenden Referenzsignale jeweils für einen Außenringschaden und einen Innenringschaden erstellt und das Modell mit den Simulationen validiert werden.

3.3.1 Außenringschaden

Ein Pkw-Radlager diente zur Generierung des Referenzsignals für den Außenringschaden. Es handelt sich um ein doppelreihiges Schrägkugellager mit elf Wälzkörpern pro Reihe. Die Angabe der genauen Abmaße der Laufbahndurchmesser und des Betriebsdruckwinkels ist schwierig, weil das Lager werkseitig vorgespannt ist. Wird das Lager geöffnet, ist es für den weiteren Einsatz im Pkw unbrauchbar. Die Messungen erfolgten am Prüfstand am Institut für Mechanik, Lehrstuhl für Technische Dynamik der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg.

Geht man von einer Gesamtmasse von ca. 2 t für einen Pkw aus, dann kann man annehmen, dass auf einem Rad eine Last von 5 kN liegt. Nimmt man eine Fahrgeschwindigkeit v von 130 km/h und einen Reifenradius r von 30 cm an, ergibt sich die Drehzahl des Rades n mit $n = (60/2\pi) \cdot v \cdot r$ zu 1034 U/min.

Unter Berücksichtigung dieser Annahmen wurde der Innenring des Radlagers radial mit 5 kN belastet und die Drehzahl 1000 U/min (bei stehendem Außenring) eingestellt. Ein Beschleunigungsaufnehmer wurde direkt am Außenring mit fest aushärtendem Klebstoff befestigt, um durch eine steife Verbindung die Übertragung eines möglichst breiten Frequenzbereichs zugewährleisten.

In dem Zeitsignal aus der Abbildung 3.4 handelt es sich um einen Lokalschaden am Außenring. Das Signal weist die Überrollungen eindeutig auf, aus denen sich die Außenringpassierfrequenz f_{AP} bestimmen lässt. So wurde $f_{AP} = 90$ Hz mit neun Überrollungen innerhalb von 0.1 s bestimmt. Da in diesem Signal die schadenstypischen Eigenschaften ausgeprägt zu sehen sind, wurde es als Referenzsignal zur Modellvalidierung ausgewählt.

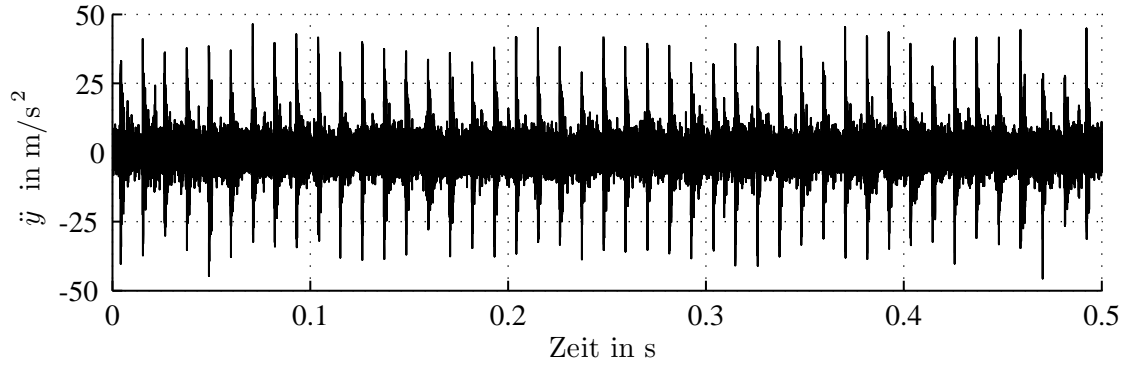


Abbildung 3.4: Referenzsignal für Außenringsschaden aus der Messung am Radlager

Die Messung wurde mit einer Abtastfrequenz von $f_S = 2^{17}$ Hz durchgeführt. Diese Frequenzauflösung wurde in der Simulation durch die Ausgabeschrittweite beibehalten. Durch die gewählte Simulationsdauer von 1.1s kann in der FFT Analyse eine Auflösung von 1 Hz erreicht werden.

Für die Simulation wurde der Lokalschaden in die Außenringlaufbahn nach den Modellbeschreibungen im Abschnitt 3.1 aufgebracht und die Positionierung der Fehlerelemente wurden entsprechend der Abbildung 3.1 vorgenommen. Daher erfolgen die Richtungsangaben nach dem Koordinatensystem der Abbildung 3.1. Hier wurde die Schadensbreite $s_B = 1$ mm gewählt. Abgeleitet aus den zuvor beschriebenen Betrachtungen wurde auf den Innenring eine konstante vertikale Last von 5 kN aufgebracht und die Innenringdrehzahl 1000 U/min gewählt. Die Situation der Messung wurde damit weitgehend nachgebildet.

Abbildung 3.5 zeigt oben die Außenringbeschleunigungen aus der Simulation und unten das Spektrum der Hüllkurve. Ein Vergleich des Zeitsignals mit demjenigen der Messung entsprechend Abbildung 3.4 zeigt eine deutliche Übereinstimmung in der Signalgrundstruktur. Ein direkter Amplitudenvergleich ist nicht sinnvoll. Die Gründe hierfür liegen in den unvermeidbaren Schwankungen in den Überrollvorgängen, den nicht vollständig identischen Lastannahmen und weiteren Idealisierungen des Modells. Die Übertragungsstrecke, die mit der Position des Sensors im Zusammenhang steht, wurde in der Simulation nicht berücksichtigt.

Aus dem Zeitsignal lässt sich aber die Außenringpassierfrequenz mit $f_{AP} = 1/t_{AP} = 71$ Hz bestimmen, siehe Zeitsignal $t_{AP} = 14.1$ ms. Dieser Wert kann analytisch mit der kinematischen Frequenz des Außenrings aus der Gleichung 1.2 mit sehr guter Übereinstimmung nachgerechnet werden. Darin sind die Anzahl der Wälzkörper $z = 11$, die Innenringdrehfrequenz $f_I = 16.7$ Hz (1000 U/min), der Wälzkörperdurchmesser $D_{WK} = 12$ mm, der Teilkreisdurchmesser $D_T = 53$ mm und der Betriebswinkel $\alpha = 0$.

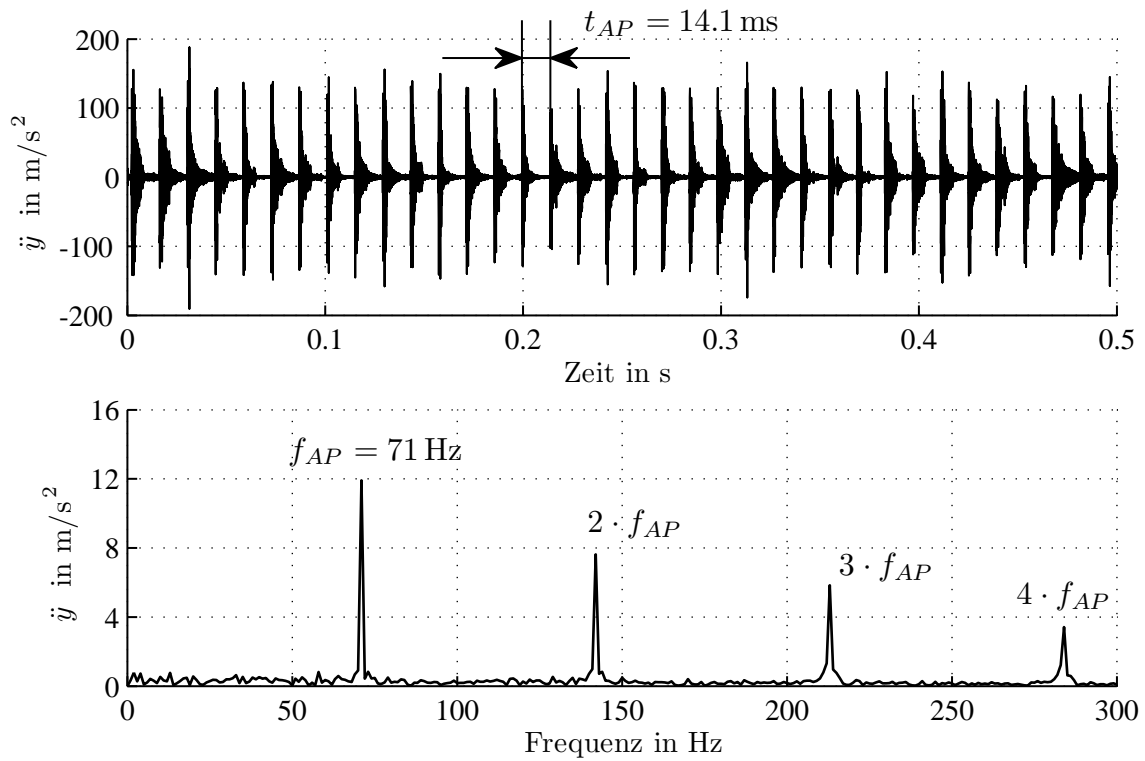


Abbildung 3.5: Simulation mit Lokalschaden am Außenring. Abmaße orientieren sich am Radlager. Drehzahl 1000 U/min, $s_B = 1 \text{ mm}$, $f_{AP,Soll} = 70.9 \text{ Hz}$

Für die Hüllkurvenberechnung wurden digitale Filter mit den Grenzfrequenzen für den Bandpass von 8 – 12 kHz und für den Tiefpass von 300 Hz eingesetzt. Das Hüllkurvenspektrum lässt sich unter Verwendung eines Signalausschnitts mit 2^{17} diskreten Werten aus dem 1.1 s langen Signal mit einer Frequenzauflösung von 1 Hz in der Abbildung 3.5 darstellen. Im Spektrum wurde $f_{AP} = 71 \text{ Hz}$ und deren Vielfache angegeben.

Zusammenfassend kann eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Ergebnissen für die Außenringpassierfrequenz aus der analytischen Gleichung und aus der Simulation festgestellt werden. Die geringe Differenz zwischen f_{AP} aus der Messung und aus der Simulation wird durch den Betriebsdruckwinkel und durch den abgeschätzten Teilkreisdurchmesser des Schrägkugellagers erklärt. Dies wirkt sich aber keineswegs negativ auf die Eignung des Modells zur Simulation von Lokalschäden aus.

3.3.2 Innenringschaden

Zur Generierung des Referenzsignals für den Innenringschaden diente ein Pkw-Radlager, ähnlicher Bauweise wie das Lager, das für Referenzsignalgenerierung für den Außenring-schaden eingesetzt wurde. Dazu wurde im Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg ein Radlager gezielt beschädigt, indem der Außenring des Radlagers fest eingespannt und der Innenring belastet wurde. Es handelte sich um ein ungebrauchtes doppelreihiges Schrägkugellager, das durch eine Überlast von 50 kN geschädigt wurde. Die Höhe der gewählten Überlast liess die Annahme zu, dass beide Ringe des Lagers beschädigt wurden. Aufgrund des Drucks entstanden durch die Kugeln Eindruckstellen sowohl auf dem Außenring als auch auf dem Innenring vom Schadentyp Brinelling. Die Abbildung 1.6 stellt ein Beispiel für einen Brinelling-Schaden. Mit einem Beschleunigungsaufnehmer wurden Messungen am Außenring des Radlagers durchgeführt.

Für die Messung am beschädigten Lager wurden die Betriebseinstellungen aus der Messung für den Außenringschaden beibehalten, so dass der Innenring des Radlagers radial mit 5 kN belastet und die Drehzahl 1000 U/min (bei stehendem Außenring) eingestellt wurden. Weiterhin orientierten sich auch die Messeinstellungen an denen aus der Messung für den Außenringschaden, so dass eine Abtastfrequenz von $f_S = 2^{17}$ Hz verwendet wurde. Diese Frequenzauflösung wurde in der nachfolgenden Simulation durch die Ausgabeschrittweite beibehalten.

Da beide Laufbahnen durch die Überlast beschädigt wurden, war es zu erwarten, dass die Schwingungen des Lagers sowohl durch den Brinelling auf dem Innenring als auch durch den Brinelling auf dem Außenring geprägt wurden. Die Abbildung 3.6 oben zeigt die Messung. Aus dem Zeitsignal sind jedoch keine der gesuchten schadentypischen Grundstrukturen oder der kinematischen Frequenzen entnehmbar. Es wurde angenommen, durch Bandpassfilterung sollte es möglich sein, sowohl den Innenringschaden als auch den Außenringschaden sichtbarzumachen. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen stand die Gewinnung des Referenzsignals für den Innenringschaden im Vordergrund, daher wurde auf den Außenringschaden nicht eingegangen. Der Außenringschaden wurde bereits in der vorangegangenen Untersuchung behandelt, siehe Abbildung 3.4 und 3.5.

Zur Festlegung der Grenzfrequenzen für die Filterung wurde die in Abbildung 3.6 unten dargestellte FFT-Analyse durchgeführt und die Frequenzbereiche, in denen erhöhte Amplituden vermutlich durch Eigenfrequenzanregungen vorkamen, eingegrenzt. So wurden im Spektrum in Abbildung 3.6 drei mit den Pfeilen gekennzeichneten Bereiche definiert. Der erste Bereich liegt zwischen 0 – 2000 Hz, der zweite bei 5000 – 8000 Hz und der dritte bei 12000 – 15000 Hz.

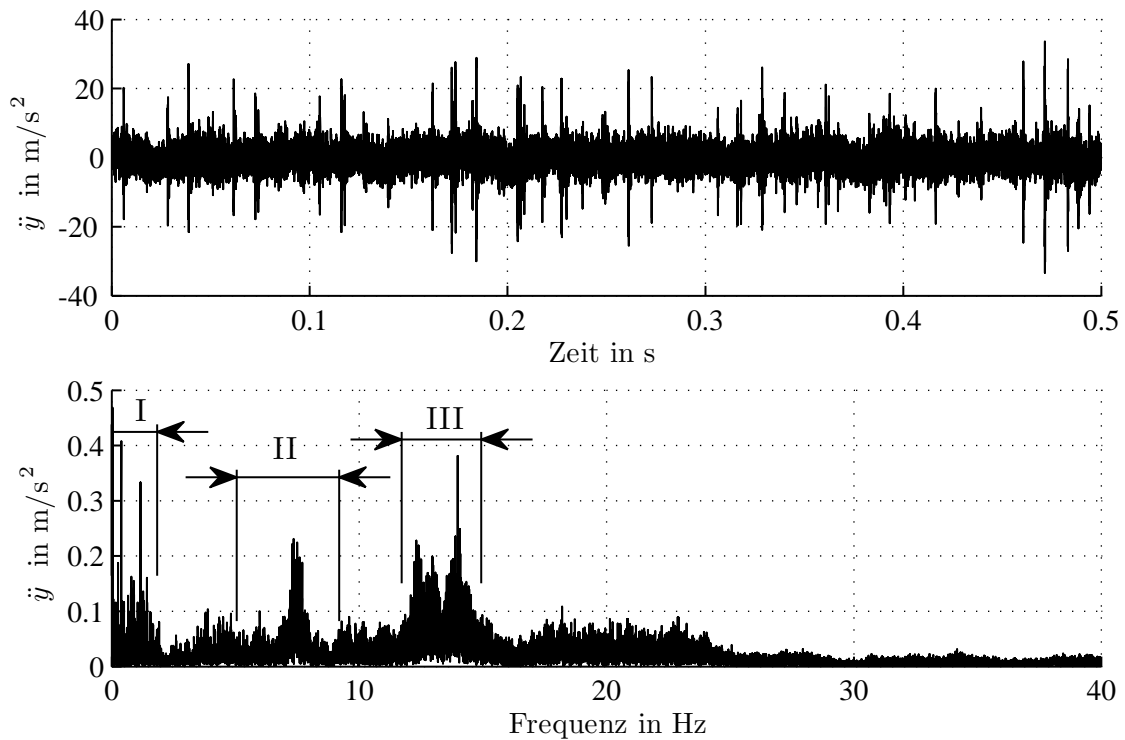


Abbildung 3.6: Messung am Radlager. Fourier Analyse zur Festlegung der Grenzfrequenzen für die Filterung

Das gefilterte Signal aus dem ersten Bereich in Abbildung 3.7 weist einen für den Innenringschaden typischen Verlauf auf, der durch den sich in die Lastzone hinein und wieder heraus bewegendem Schaden geprägt wird. Das Signal ist aufgrund der Lastverteilung im Lager moduliert. Eine Umdrehung des Innenrings lässt sich durch den zeitlichen Abstand t_I zwischen den zwei aufeinander folgenden Maxima des modulierten Signals nachvollziehen. In der Lastzone lassen sich die Überrollungen in zeitlichen Abständen von t_{IP} mit veränderlichen Amplituden deutlich erkennen. Außerhalb der Lastzone sind diese Amplituden so gering, dass sie im Signal praktisch nicht auftreten. Als die untere Grenzfrequenz von null auf 1000 Hz gelegt wurde, um auch den Einfluß der Unwucht bei 16 Hz herauszufiltern, wurde das Signal ausgeprägter. Daraus ergaben sich die Grenzfrequenzen von 1000 Hz bis 2000 Hz im ersten Bereich für das Signal mit dem Innenringschaden.

Aus dem gefilterten Signal in Abbildung 3.7 lassen sich die Drehfrequenz des Innenrings $f_I = 1/t_I = 16$ Hz und die für den Innenringschaden ausschlaggebende kinematische Frequenz $f_{IP} = 1/t_{IP} = 128$ Hz recht gut ablesen.

Daher wurde dieses Signal als Referenzsignal für den Innenringschaden eingestuft. Für den Innenringschaden wurde mit Abbildung 3.7 gezeigt, dass die Bandpassfilterung zur Isolierung von schadensrelevanten Signalanteilen verwendet werden kann.

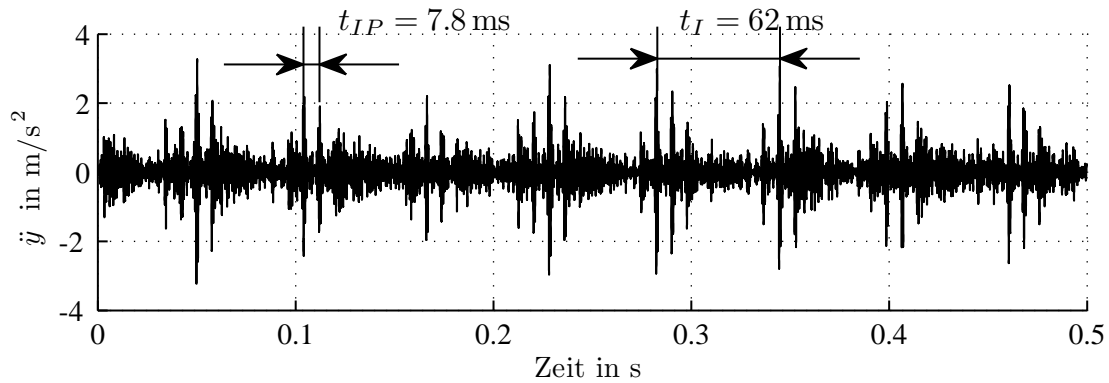


Abbildung 3.7: Innenringschaden am Radlager

Die Untersuchung im zuvor festgelegten zweiten Frequenzbereich 5000 – 8000 Hz in Abbildung 3.6 unten ergab keine der gesuchten kinematischen Frequenzen. Daher blieb dieser Bereich unberücksichtigt. Die erhöhten Amplituden in diesem Bereich könnten durch eine Systemeigenfrequenz des Prüfstands erklärt werden, wobei die Anregung dazu durch die Überrollung des Schadens hervorgerufen wird.

Die Bandpassfilterung im dritten Bereich 12000 – 15000 Hz lieferte ein Zeitsignal, das für einen Außenringschaden kennzeichnend ist. Auf eine weitergehende Untersuchung wurde verzichtet, da das Referenzsignal für einen Außenringschaden bereits in Abbildung 3.5 dargestellt wurde.

Für die Simulation des Innenringschadens wurden die Schadensgröße und die Lagerabmaße aus der Simulation des Außenringschadens beibehalten. Weiterhin wurde der Schaden körperfest auf die Innenringlaufbahn aufgebracht. Dabei wurden die Beschreibungen zur Schadensmodellierung im Abschnitt 3.1 verfolgt. Die Betriebsbedingungen aus der Messung wurden in der Simulation mit einer konstanten vertikalen Last von 5 kN auf dem Innenring und einer Drehzahl von 1000 U/min weitgehend nachgebildet.

Abbildung 3.8 zeigt oben die Außenringbeschleunigungen aus der Simulation und unten das Spektrum der Hüllkurve. Im Zeitsignal sind die Überrollungen des sich mit dem Innenring mitbewegenden Schadens eindeutig erkennbar. So lässt sich hier die Innenringpassierfrequenz mit $f_{IP} = 1/t_{IP} = 112 \text{ Hz}$ ablesen. Bezüglich der auftretenden Überrollungen und der Verfolgbarkeit der Innenringumdrehungen ist das Zeitsignal vergleichbar mit dem in Abbildung 3.7 dargestellten Signal aus der Messung. In dieser Hinsicht weist das Zeitsignal aus der Simulation eine vergleichbare Grundstruktur mit dem in Abbildung 3.7 dargestellten Zeitsignal aus der Messung auf.

Die Veränderung der Amplitudenhöhen bei den Überrollungen während einer Innenringumdrehung wird durch das Ein- und Auslaufen des Schadens in die Lastzone und aus der Lastzone heraus hervorgerufen. Aus dem Zeitsignal in Abbildung 3.8 oben lässt sich die Innenringdrehfrequenz mit $f_I = 1/t_I = 16 \text{ Hz}$ ablesen.

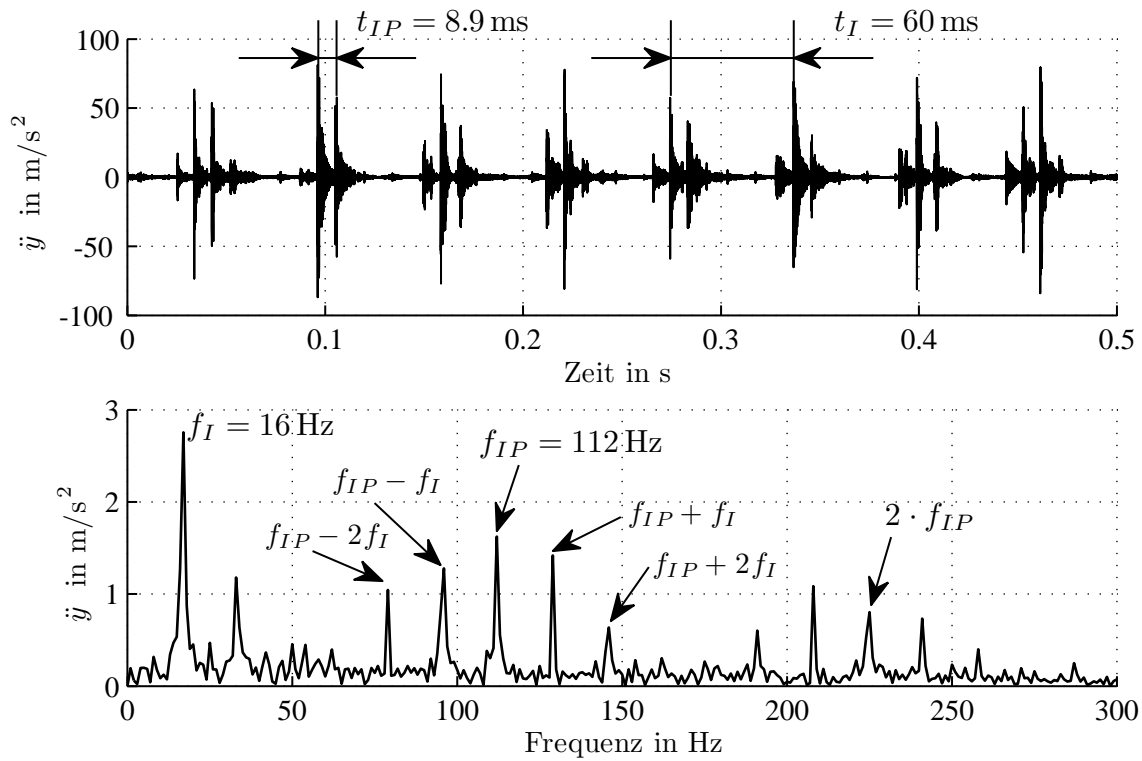


Abbildung 3.8: Simulation mit Lokalschaden am Innenring. Abmaße orientieren sich am Radlager. Drehzahl 1000 U/min, $s_B = 1$ mm, $f_{IP,Soll} = 112,4214$ Hz

In der Abbildung 3.8 unten wird das Spektrum aus der Hüllkurvenberechnung dargestellt. Die Hüllkurve wurde nach der gleichen Vorgehensweise berechnet wie für die Hüllkurvenberechnung für den Außenringschaden. Daher wird für die Beschreibungen bezüglich der Abtastfrequenz, der Anzahl der diskreten Beschleunigungswerte und der bei der Filterung verwendeten Grenzfrequenzen auf die Seite 75 im Abschnitt 3.3.1 verwiesen.

Die Innenringdrehfrequenz ergab sich im Spektrum bei $f_I = 16$ Hz. Die Innenringpassierfrequenz f_{IP} und deren erstes Vielfache sind bei 112 Hz bzw. bei $2 \cdot f_{IP}$ sichtbar. Weiterhin wurden um f_{IP} ganzzahlige Vielfache von f_I in Abstand von $f_{IP} \pm n \cdot f_I$ mit den Pfeilen gekennzeichnet.

Mit den bereits für den Außenringschaden beschriebenen Lagerabmaßen kann die Innenringpassierfrequenz f_{IP} mit der Gleichung 1.3 überprüft werden. So lässt sich die kinematische Frequenz $f_{IP} = 112,4$ Hz analytisch in guter Übereinstimmung mit f_I aus der Messung berechnen.

3.4 Modellierung von flächendeckenden Schäden

Im Gegensatz zum Modell mit runden Fehlerelementen zielt dieses Modell auf die Simulation von Unebenheiten in den Oberflächen. Diese können in einfachster Form als Rauheit vorgestellt werden und kommen sowohl in Neulagern in Abhängigkeit der in der Fertigung vorgegebenen Qualität als auch in beschädigten Lagern vor.

Für das Modell wurden die Überlegungen umgesetzt, die für Wälzlagerschäden im Abschnitt 1.2 auf der Seite 9 beschrieben wurden. Basierend auf diesen Überlegungen sieht das Modell vor, die Oberfläche durch Abweichungen vom Sollradius zu anzunähern. Die Abweichungen vom Sollradius werden hier generell als Rundheitsabweichungen betrachtet. Nach dieser Definition soll unter Rundheitsabweichungen sowohl die Welligkeit als auch die Rauheit verstanden werden. Das Modell ist in der Lage, beide dieser Oberflächenunregelmäßigkeiten anzunähern. Zudem ist es nicht auf die Laufbahnen beschränkt, sondern kann auch auf die Wälzkörper angewendet werden. Arbeiten anderer Autoren über Oberflächenunregelmäßigkeiten können aus Knothe u. Wu (2000) und Sawalhi (2007) entnommen werden.

Die Welligkeit ist die einfachste Form der Oberflächenunregelmäßigkeiten, weil sich der Profilverlauf $f(x)$ in Umfangsrichtung mit einer harmonischen Funktion beschreiben lässt, siehe Gleichung 3.1

$$f(x) = a \sin\left(\frac{2\pi}{\lambda}x\right). \quad (3.1)$$

Die Profileigenschaften werden durch die Amplitude a und die Wellenlänge λ repräsentiert. Aus dem Ausdruck $\frac{2\pi}{\lambda}$ geht die Wiederholrate (*englisch: wave number*) hervor. Das Profil wird in Abbildung 3.9 dargestellt.

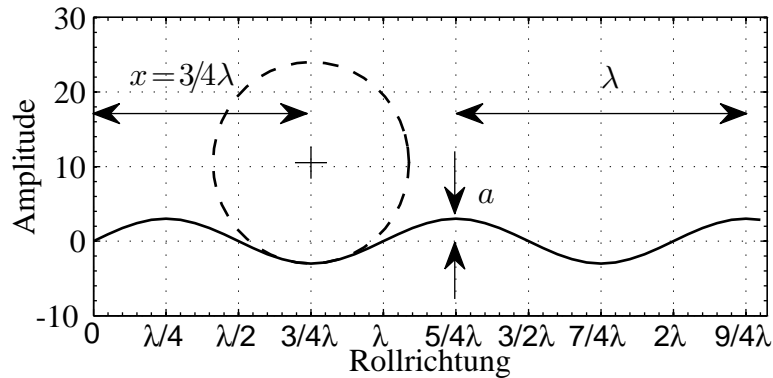


Abbildung 3.9: Annäherung der Welligkeit mit einer harmonischen Funktion

Komplexe Oberflächenunregelmäßigkeiten werden durch Erweiterung der Gleichung 3.1 angenähert. In diesem Fall besteht das Profil aus der Summe von harmonischen Anteilen

wie in Gleichung 3.2. Der Funktionswert ΔR^* gibt die lokale Abweichung des Profils in Abhängigkeit vom Weg x in Umfangsrichtung an und besteht aus der Summe von $i = 1, \dots, n$ harmonischen Anteilen.

$$\Delta R^* = \sum_{i=1}^n a_i \sin(2\pi h_i \frac{1}{\lambda} x) \quad (3.2)$$

Die Amplituden a_i und die Koeffizienten h_i sind dabei Zufallszahlen zwischen null und eins. Die Wiederholrate bzw. die Frequenz eines harmonischen Anteils wird mit $h_i \frac{1}{\lambda}$ angegeben. Der Vorteil dieser Ausdrucksweise besteht darin, dass die Wiederholraten der Profildfunktion auf die kleinste vorgegebene Wellenlänge λ bezogen werden können.

Die folgenden Erläuterungen beziehen sich auf einen Kontaktpunkt zwischen einem Wälzkörper und einer Laufbahn. Die aktuelle Lage x des Kontaktpunkts wird mit dem Sollradius des Rings R_{Ring} und mit der Winkellage φ_{WK} berechnet.

$$x = R_{Ring} \varphi_{WK} \quad (3.3)$$

Um das Profil körperfest zu definieren, wird φ_{WK} mit Gleichung 3.4 auf die aktuelle Winkellage des Rings bezogen. Dabei bezeichnen φ_{WK}^* die Winkellage des Wälzkörperschwerpunkts im Inertialsystem und φ_{Ring}^* die Winkellage des Rings. Abbildung 3.10 zeigt die wesentlichen Größen φ_{WK} und R_{Ring} zur Bestimmung von x .

$$\varphi_{WK} = \varphi_{WK}^* - \varphi_{Ring}^* \quad (3.4)$$

Der maximale Wert, der im Profil vorkommt, wird mit der Variablen rau festgelegt. Die lokalen Abweichungen ΔR_j^* des Profils $\Delta \mathbf{R}^*$ werden an den diskreten Stellen x_j mittels Gleichung 3.2 berechnet. Die Skallierung des Profils auf rau erfolgt dadurch, dass die diskreten Funktionswerte ΔR_j^* zuerst auf $\Delta R_{max} = \max(\Delta \mathbf{R}^*)$ bezogen, dann mit rau multipliziert werden. Die Gleichung 3.6 liefert den einheitenbehafteten lokalen Funktionswert ΔR_j im Verhältnis zum maximalen Rauheitswert rau .

$$-1 \leq \frac{\Delta R_j^*}{\Delta R_{max}} \leq 1 \quad (3.5)$$

$$\Delta R_j = rau \frac{\Delta R_j^*}{\Delta R_{max}} \quad (3.6)$$

Der lokale unregelmäßige Ringradius wird als $R_{P,j}$ bezeichnet und ergibt sich mit der Gleichung 3.7.

$$R_{P,j} = R_{Ring} + \Delta R_j \quad (3.7)$$

Das unregelmäßige Profil \mathbf{R}_P besteht aus der Summe von R_{Ring} und ΔR_j an den diskreten Stellen x_j . In der Zeitintegration wird R_P für jeden Zeitschritt aus der aktuellen Schwerpunktslage φ_{WK} des betrachteten Körpers berechnet.

In Abbildung 3.10 zeigen die blaue kontinuierliche Kurve die raue Laufbahn mit dem lokalen Profilradius R_P und die schwarz gestrichelte Kurve den Sollkreis mit dem Radius R_{Ring} in einer übertriebenen Art. In den Simulationen liegt ΔR im μm -Bereich und die Anzahl der harmonischen Anteile ist höher als hier in der prinzipiellen Darstellung.

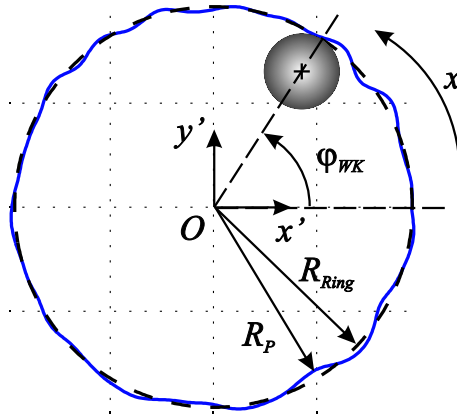


Abbildung 3.10: Modellierung der unregelmäßigen Oberfläche in Außenringlaufbahn

Die lokalen Abweichungen vom Sollradius ΔR_j werden in Abbildung 3.11 für den Außenring eines Rillenkugellagers mit der Bezeichnung 6003 gezeigt. Die Abmaße können aus dem Herstellerkatalog, beispielsweise Schaeffler-AG (2012), entnommen werden. Der Umfang der Außenringlaufbahn beträgt 96.76 mm. Die diskreten Werte von ΔR_j wurden mit der Gleichung 3.2 berechnet. Die Anzahl der harmonischen Anteile n beträgt 50 und rau wurde 0.5 μm eingestellt. In der Abbildung 3.11 wird der maximale Spitzetal-Abstand von 1 μm bei $x = 54.7$ mm abgelesen.

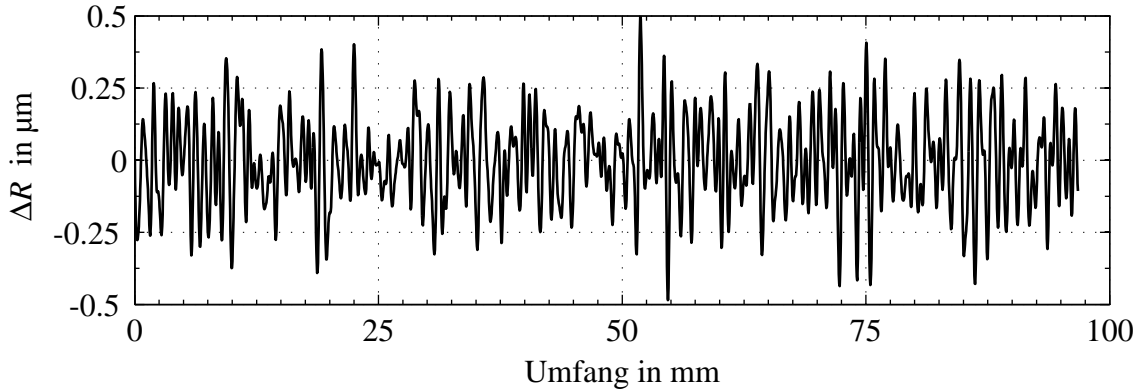


Abbildung 3.11: Unregelmäßiges Laufbahnprofil aus der Summe harmonischer Anteile

Hier soll angemerkt werden, dass in der Abbildung 3.11, ΔR in μm und die Umfangsrichtung x in mm angegeben wurden.

Die Nutzung von harmonischen Anteilen zur Erstellung von Profilabweichungen kann darin begründet werden, dass die hier verwendete Funktion in Gleichung 3.2 kontinuierlich ist und einen exakten Funktionswert $\Delta R^*(x)$ für beliebige Positionen x in Umfangsrichtung liefert. Eine weitere Möglichkeit, um eine Oberflächenimperfection abzubilden, besteht darin, diskrete Zufallszahlen zu generieren, diese auf den gewünschten Wert zu skalieren und tiefpass zu filtern. Diesen Weg hat Sawalhi (2007) in seiner Dissertation beschrieben. In diesem Fall ist der Profilverlauf aufgrund der diskreten Werte nicht kontinuierlich und es können keine exakten Funktionswerte für beliebige Positionen x ausgerechnet werden. Daher muss zwischen den bekannten Werten interpoliert werden.

Die kleinste einstellbare Wellenlänge λ in Gleichung 3.2 und damit die höchste Wiederholrate $\frac{1}{\lambda}$, die in der Profildfunktion vorkommt ($h_i = 1$), wird durch den Wälzkörperradius R_{WK} vorgegeben, denn der in dem Simulationsprogramm verwendete Kontaktalgorithmus berücksichtigt den Kontakt zwischen zwei kreisförmigen Körpern in dem betrachteten Zeitschritt. Demnach kann der Kontakt nur an einer Stelle, das heißt zwischen zwei körperfesten Punkten entstehen. Detaillierte Beschreibungen zur Kontakterkennung können im Abschnitt 2.2.1 entnommen werden. Dort verdeutlichen die Abbildungen 2.4 und 2.5 die Verhältnisse für den Punktkontakt. Wird die Bedingung $\lambda(R_{WK})$ nicht eingehalten, entstehen Kontakte wie in Abbildung 3.9 an mehr als einem Punkt. Dadurch ist die Mindestwellenlänge gegeben, bei der der Punktkontakt noch möglich ist. Außerdem wird gewährleistet, dass das Profil alle Wiederholraten $h_i \frac{1}{\lambda}$ mit $0 < h_i \leq 1$ aufweist. Ein solches Profil wurde in Abbildung 3.10 prinzipiell dargestellt.

Der Zusammenhang zwischen λ und R_{WK} wird unter Berücksichtigung der Krümmung des Wälzkörpers k_{WK} und der Krümmung des Profils k_P beschrieben, die beispielsweise

aus Bartsch (2001) entnommen werden können. In Gleichung 3.9 bezeichnet $f(x)$ die Profilkurve.

$$k_{WK} = \frac{1}{R_{WK}} \quad (3.8)$$

$$k_P = \frac{|f''(x)|}{|1 + f'(x)^2|^{\frac{3}{2}}} \quad (3.9)$$

Nach Sawalhi (2007) ergibt sich die kleinste Krümmung im Profil, bei der der Punktkontakt noch möglich ist, wenn die Bedingung in Gleichung 3.10 für $x = \frac{3}{4}\lambda$ erfüllt ist. Die Lage des Wälzkörpers im Profil wird in Abbildung 3.9 gezeigt, beachte $x = \frac{3}{4}\lambda$.

$$k_{WK} \stackrel{!}{=} k_P(x = \frac{3}{4}\lambda) = rau \cdot \left(\frac{2\pi}{\lambda}\right)^2 \quad (3.10)$$

$$\lambda = 2\pi\sqrt{rau \cdot R_{WK}} \quad (3.11)$$

Die Mindestwellenlänge λ ergibt sich in Gleichung 3.11 in Abhängigkeit von dem maximalen Wert der Unregelmäßigkeit und von dem Wälzkörperradius.

Das Spektrum in Abbildung 3.12 zeigt die harmonischen Anteile im Profil. Dabei wird deutlich, dass die maximale Wiederholrate sich bei $\frac{1}{\lambda}$ mit $h_i = 1$ ergibt. Die restlichen Wiederholraten sind kleiner und stehen relativ zu $\frac{1}{\lambda}$ mit $0 < h_i \leq 1$.

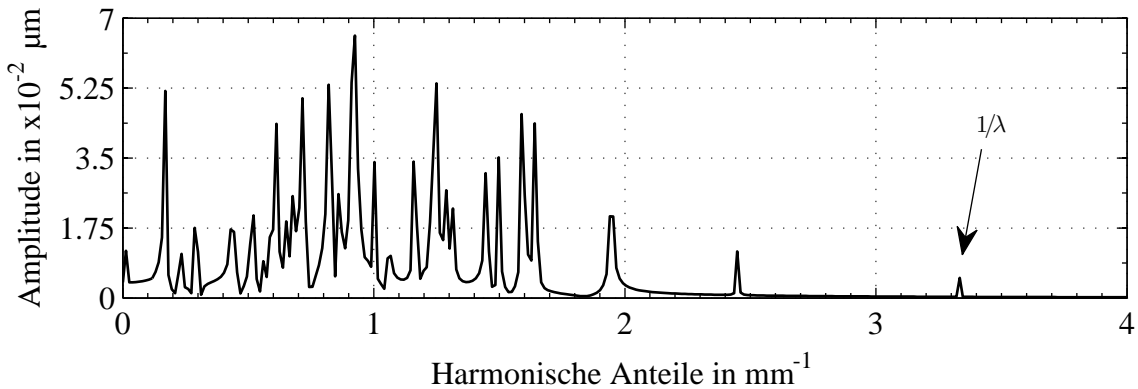


Abbildung 3.12: Harmonische Anteile im unregelmäßigen Laufbahnprofil

Aus den Erläuterungen geht hervor, dass sich eine unregelmäßige bzw. eine raue Oberfläche in Abhängigkeit von dem maximalen Wert der Unregelmäßigkeit rau , der Mindest-

wellenlänge λ im Profil und der Anzahl der harmonischen Anteile n beschreiben lässt. Anwendungen, in denen raue Oberflächen mit diesem Modell erstellt wurden, folgen im Abschnitt 3.5 sowie im Abschnitt 4.1.

3.5 Simulation von flächendeckenden Schäden unter realen Lastbedingungen

3.5.1 Raue Oberfläche und Unwucht

Im Betrieb eines Wälzlagers können natürlich auch Schwingungen entstehen, die sowohl aus einer Unwuchtwirkung, als auch aus einer erhöhten Rauheit auf den Laufbahnen resultieren. Im Gegensatz zur erhöhten Rauheit ist eine Unwucht kein Schaden im eigentlichen Sinne und kann in den meisten Anwendungen verändert oder behoben werden. Mit der Simulation sollen die einzelnen Einflüsse dieser beiden Parameter auf die Schwingungen des Lagers untersucht werden. Während bei den beiden zuvor behandelten Beispielen im Abschnitt 3.3 die Drehzahlen mit 1000 U/min in einem für maschinenbauliche Anwendungen eher normalen Bereich lagen, soll in diesem Abschnitt das Problem schnelldrehender Wälzlager untersucht werden. Dies ist im Zusammenhang mit den Rauigkeiten besonders interessant, weil die Klassifikation von Rauigkeitsmaßen hinsichtlich des Einflusses auf die Schwingung in jedem Fall in Abhängigkeit zur Drehzahl betrachtet werden muss.

Für die Simulationen diente ein Rillenkugellager mit der Bezeichnung 6003, auf dessen Außenringlaufbahn das im Abschnitt 3.4 vorgestellte Modell angewendet wurde. Da Oberflächen in der Realität in Abhängigkeit von der gewählten Fertigungsqualität immer eine gewisse Rauheit aufweisen, wurden in der Simulation Oberflächen mit unterschiedlichen Rauheiten erstellt. Ein Lager wird deshalb erst dann als *beschädigt* eingestuft, wenn die Rauheit bzw. Spitze-Tal-Abstand über einem vorgegebenen Wert liegt. Unter diesem vorgegebenen Wert wird das Lager trotz der vorhandenen Rauheit der Laufbahnoberfläche als *unbeschädigt* eingestuft. In der Simulation wird zwischen zwei Rauheitsstufen, das heißt zwischen einem *guten* Zustand und einem *schlechten* Zustand der Laufbahn unterschieden. Aus den Messungen an den Laufbahnoberflächen ist bekannt, dass eine Unregelmäßigkeit mit einem Spitze-Tal-Abstand von $0.2\ \mu\text{m}$ einem guten Zustand entspricht. Dieser Wert kann für Wälzlagerlaufbahnen in Hamrock u. a. (2004) verifiziert werden. Aus eigenen Messungen ist auch bekannt, dass ein Spitze-Tal-Abstand von $1.3\ \mu\text{m}$ bei hohen Drehzahlen schon als Schaden angesehen werden muss. Daher wurden diese Werte für die Rauheit in der Simulation verwendet.

Die Unwucht wurde ebenfalls in zwei Stufen variiert. Sie wurde durch eine auf den Innenring radial wirkende und mitrotierende Kraft simuliert. In der niedrigen Stufe

wirkte 100 N und 200 N im erhöhten unwuchtigen Zustand.

Eine Simulationsstufe bestand aus der Kombination von ausgewählten Zuständen für die Unwucht und für die Rauheit. In jeder Simulationsstufe wurde lediglich ein Parameter verändert, der andere blieb unverändert, wodurch die Einflüsse von Eingangsparametern auf die Ergebnisgröße getrennt analysiert werden konnten. Mit zwei Parametern, die jeweils zwei Zustände aufwiesen, ergaben sich vier Simulationsstufen.

Hier soll kurz die Definition von Rauheit in der Simulation vor Augen geführt werden. Der Zustand einer Oberfläche wird mit der Variablen rau gesteuert. Diese gibt die maximale radiale Abweichung von dem Soll-Ringradius an, die in der Laufbahn vorkommt und ist somit ein skalares einheitsbehaftetes Maß zur Beschreibung der Rauheit einer Oberfläche. Die Berechnung des Profils erfolgt mit der Gleichung 3.2. In Abbildung 3.11 wird rau als der maximale Höhenwert im Profilverlauf deutlich sichtbar. Aus der Abbildung 3.11 wird auch klar, dass rau der halbe maximale Spitze-Tal-Abstand ist, der in den Oberflächenmessungen ermittelt wurde.

Zunächst wurden zwei Simulationen mit geringer Rauheit und mit veränderter Unwucht durchgeführt. Das heißt, der Spitze-Tal-Abstand wurde bei $0.2\ \mu\text{m}$ (beachte, $rau = 0.1\ \mu\text{m}$) gehalten und die Unwucht F_U wurde von 100 N auf 200 N variiert.

Die nebeneinander dargestellten Zeitsignale in Abbildung 3.13 oben zeigen jeweils die die Außenringbeschleunigungen \ddot{y} in vertikaler Richtung für eine Dauer von 20 ms. Die Unwucht ist aus den Verläufen der beiden Zeitsignale deutlich erkennbar. In den Zeitsignalen kann der zeitliche Abstand zwischen zwei beliebigen aufeinander folgenden Signalspitzen näherungsweise 2 ms abgelesen werden. Hieraus lässt sich die Drehfrequenz des Innenrings mit $1/(2 \cdot 10^{-3}\ \text{s})$ zu 500 Hz bestimmen. Die genaue Drehfrequenz liefern die unten dargestellten Spektren bei 530 Hz. Für geringe Unwuchten, die in den Zeitsignalen nicht leicht erkennbar sind, kann ein Tiefpass eingesetzt werden.

Bei Verdoppelung der Unwucht steigen die maximalen Werte der Zeitsignale von $150\ \text{m/s}^2$ auf $220\ \text{m/s}^2$. Weiterhin geht aus dem Vergleich der Zeitsignale kein linearer Zusammenhang zwischen den Signalmaxima (Beschleunigungen) und der Unwucht hervor. Jedoch ist der Anstieg der Beschleunigungswerte, die sich auf die Erhöhung der Unwucht zurückführen lassen, hier deutlich erkennbar.

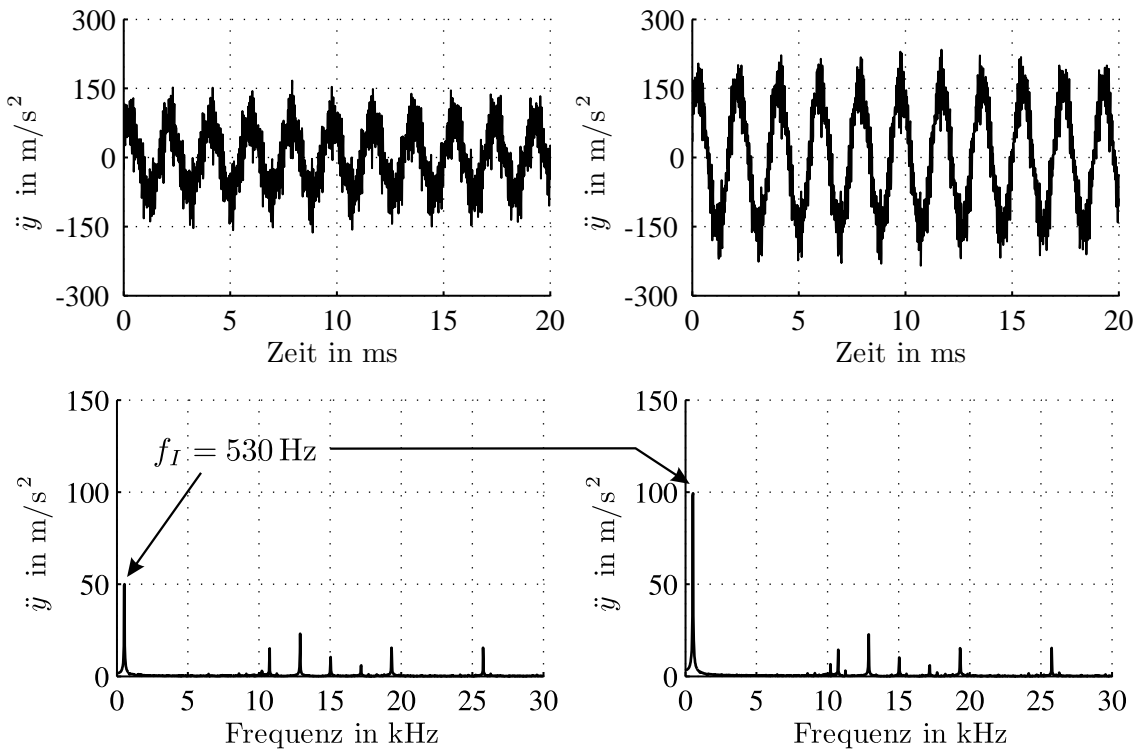


Abbildung 3.13: Systemantwort bei geringer Rauheit und veränderter Unwucht

Beim Vergleich der Spektren in Abbildung 3.13 unten sieht man deutlich die veränderte Unwucht und die nicht veränderte Rauheit. Beobachtet man die Unwucht anhand der Innenringdrehfrequenz $f_I = 530 \text{ Hz}$, steigt die unwuchtbedingte Beschleunigung \ddot{y} von 50 m/s^2 auf 100 m/s^2 . Die Verdoppelung der Amplituden lassen sich auf die Verdoppelung der Unwucht F_U zurückführen.

Die Rauheit der Laufbahn wird in den Spektren durch mehrere Amplituden zwischen 10 kHz und 30 kHz sichtbar. Da es sich in diesem Frequenzbereich um mehrere Peaks handelt, kann eine rauheitsbedingte Beschleunigung von 25 m/s^2 angenommen werden. Weiterhin zeigt ein Vergleich der beiden Spektren zwischen 10 kHz und 30 kHz , dass die Verdoppelung der Unwucht keine wesentliche Veränderung der Beschleunigungen herbeiführt. Dies lässt sich durch die höhere Kontaktsteifigkeit c_{lokal} zwischen dem Wälzkörper und dem Außenring im Vergleich zur Materialsteifigkeit des Außenrings erklären. c_{lokal} kann mit Gleichung 2.30 unter Berücksichtigung einer Vorspannung von ca. $5 \mu\text{m}$, der konstanten Last von 50 N sowie der Unwucht von 200 N zu $7.7 \cdot 10^7 \text{ N/m}$ berechnet werden, wodurch sich ein Unterschied zur Materialsteifigkeit des Außenrings c_a um den Faktor 5 ergibt. Daraus lässt sich erkennen, dass die Lasterhöhung durch die Unwucht aufgrund der steiferen Verbindung zwischen dem Wälzkörper und dem Außenring primär zur Verschiebung des Außenrings führt, wobei sich die Durchdringung Δs zwischen den genannten Kontaktpartnern unwesentlich ändert, weshalb sich

die Schwingungen, die sich im Frequenzbereich von 10 kHz bis 30 kHz bemerkbar machen, nur unwesentlich ändern, während die Erhöhung der Beschleunigungen infolge der Unwuchtänderung bei $f_I = 530 \text{ Hz}$ deutlich zu erkennen ist.

In den nächsten beiden Simulationen wurde der Einfluß der Unwucht im bereits beschriebenen beschädigten Zustand des Lagers untersucht. Dazu wurde die Unwucht von 100 N auf 200 N heraufgestuft und die Rauheit bei $1.3 \mu\text{m}$ gehalten. In der oberen Reihe von Abbildung 3.14 unterscheiden sich die Zeitsignale optisch kaum von einander. Das heißt, die Erhöhung der auf den Innenring wirkenden Unwucht verändert die am Außenring gemessenen Zeitsignale nicht wesentlich.

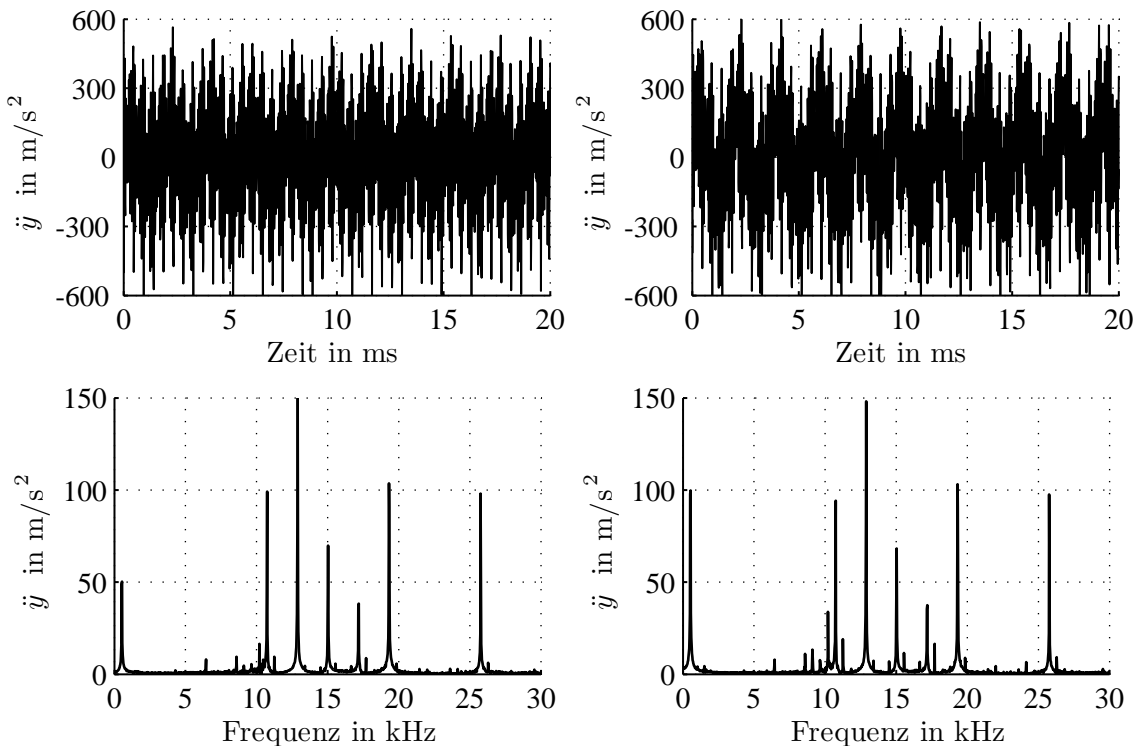


Abbildung 3.14: Systemantwort bei hoher Rauheit und veränderter Unwucht

Die Spektren in der unteren Reihe von Abbildung 3.14 zeigen klar die Erhöhung der Unwucht bei $f_I = 530 \text{ Hz}$. Die Amplituden über 10 kHz werden durch die Oberflächenrauheit angeregt, wobei die Amplituden bei Verdopplung der Unwucht als unverändert angesehen werden können. Dies lässt sich wie bereits für die zwei vorangegangenen Simulationsstufen in Abbildung 3.13 beschrieben durch den Unterschied zwischen der durchdringungsabhängigen Kontaktsteifigkeit c_{lokal} und der Materialsteifigkeit c_a begründen.

Mit den Spektren in Abbildung 3.13 und Abbildung 3.14 lässt sich der Einfluß der Unwucht und der Einfluß der Oberflächenunebenheit getrennt voneinander darstellen. Es wird erwartet, dass die Schwingungen, die durch Oberflächenunebenheiten erzeugt werden, im hochfrequenten Bereich des Spektrums auftreten. Diese Aussage wird in den Spektren in Abbildungen 3.13 und 3.14 bestätigt. Aus dem Vergleich dieser Spektren kann auch schlussgefolgert werden, dass die Erhöhung der Amplituden oberhalb von 10 kHz in der Größenordnung der Erhöhung der Rauheit entspricht (Rauheit von $0.2\ \mu\text{m}$ auf $1.3\ \mu\text{m}$ verursacht eine Erhöhung der Beschleunigungen von ca. $25\ \text{m/s}^2$ auf $150\ \text{m/s}^2$).

Die Auswertung der Ergebnisse kann auch so erfolgen, dass die Einflüsse unterschiedlicher Rauheiten bei gering gehaltener Unwucht verglichen werden. Dies geht aus dem Vergleich der Spektren in Abbildung 3.13 links und Abbildung 3.14 links hervor. In den beiden Spektren kann die Amplitude bei $50\ \text{m/s}^2$ auf den Einfluß der Unwucht zurückgeführt werden. Diese bleibt in den beiden Spektren unverändert bei $50\ \text{m/s}^2$. Die Amplituden oberhalb von 10 kHz steigen jedoch von ca. $25\ \text{m/s}^2$ auf $150\ \text{m/s}^2$.

Weiterhin zeigt ein Vergleich der Spektren in Abbildung 3.13 rechts und in Abbildung 3.14 rechts, dass die Erhöhung der Rauheit von $0.2\ \mu\text{m}$ auf $1.3\ \mu\text{m}$ bei unveränderter hoher Unwucht ($\ddot{y}(f_I = 530\ \text{Hz}) = 100\ \text{m/s}^2$) mit der Erhöhung der Beschleunigungen im Frequenzbereich zwischen 10 kHz und 30 kHz einhergeht.

3.5.2 Signalgenerierung unter Berücksichtigung von Oberflächenrauheit, Unwucht und Lokalschaden

In diesem Abschnitt werden die Signale unterschiedlicher Schadenszustände miteinander verglichen. Dazu wurde ein Lokalschaden auf den Außenring aufgebracht. Weiterhin wurde Oberflächenunebenheit berücksichtigt. Da die Laufbahn außerhalb des Lokalschadens intakt war, ergab sich eine geringe Rauheit.

Das Hauptziel war es, ein realistisches Simulationsmodell zur Untersuchung von Wälzlager vibrationen zu erstellen. Schäden können nach ihrem Entstehungsprinzip in Lokalschäden und flächendeckende Schäden unterteilt werden. Flächendeckende Schäden können weiter differenziert werden in Schäden erhöhter Rauheit oder schwerwiegende Schäden, die sich auf den Laufbahnen oder auf den Wälzkörperoberflächen befinden können.

Das Modell für Laufbahnrauheit kann mit dem Modell für Lokalschäden kombiniert werden, siehe Doguer u. a. (2009) und Doguer u. Strackeljan (2010), wodurch die Möglichkeit zur Simulation von Mehrfachschädigungen in Wälzlagern gegeben ist.

In der folgenden Untersuchung wurde ein Rillenkugellager mit der Bezeichnung 6003 verwendet. Die Drehfrequenz des Innenrings betrug 530 Hz. Auf den Innenring wirkte eine konstante vertikale Last von 50 N. Die Richtungsangaben erfolgen nach dem Koordinatensystem in Abbildung 3.10. Die vertikale Richtung entspricht der y -Achse. Aufgrund einer Unwucht wurde der Innenring mit einer mitrotierenden radialen Kraft von 100 N belastet. Der Lokalschaden wurde auf dem Außenring als ein kleiner Defekt aufgebracht und so positioniert, dass die konstante Last senkrecht auf diesen zeigte. Die Schadensbreite wurde schrittweise erhöht. Der Lokalschaden besteht aus den Fehlerelementen, die in Abschnitt 3.1 detailliert erklärt wurden.

Die Abbildung 3.15 zeigt das Zeitsignal und das Spektrum einer simulierten Lager-schwingung, bei der nur Laufbahnrauheit und eine Unwucht betrachtet wurden. Die Beschreibung der Laufbahnunregelmäßigkeit erfolgte entsprechend Gleichung 3.2. Die eingestellten Werte der Parameter sind Anzahl der harmonischen Anteile $n = 50$ und die Amplitude $rau = 0.1 \mu\text{m}$, sodass sich der maximale Spitze-Tal-Abstand von $0.2 \mu\text{m}$ auf der Laufbahnoberfläche ergab. Für unbeschädigte Wälzlagerlaufbahnen gibt Hamrock u. a. (2004) für diesen Wert $0.1 - 0.3 \mu\text{m}$ an. Die Wellenlänge λ in der Laufbahn betrug $300 \mu\text{m}$. Der Zustand dieses Lagers kann folglich als intakt bezeichnet werden.

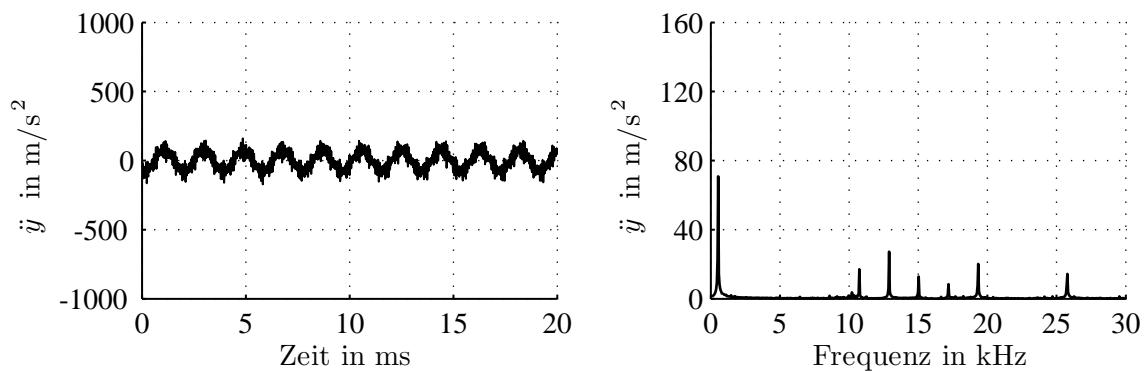


Abbildung 3.15: Referenzsignal mit Außenringbeschleunigungen und Spektrum. Unbeschädigtes Lager unter Einfluss von Unwucht und geringer Rauheit

Abbildung 3.16 zeigt nun, wie sich das Signal verändert, wenn zusätzlich ein Lokalschaden berücksichtigt wird. Da dessen Einfluss auf die Schwingung stark von der Schadensgröße beeinflusst wird, wurde auch die Schadensbreite auf die Beschleunigung untersucht, wozu diese in Stufen von $125 \mu\text{m}$ auf $250 \mu\text{m}$ und $500 \mu\text{m}$ erhöht wurde, siehe Abbildung 3.16 von oben nach unten. Bei den Zeitsignalen ist die Erhöhung der Beschleunigungen in Abhängigkeit von der erhöhten Schadensbreite erkennbar. Die Auswertung der Spektren ergab, dass die Unwucht wie erwartet unverändert bei 530 Hz und 80 m/s^2 bleibt. Im höherfrequenten Bereich steigt die Amplitude bei 11 kHz von 40 m/s^2 auf 450 m/s^2 . Das kann damit erklärt werden, dass der vergrößerte Abstand bzw. die

veränderte Lage des Fehlerelements den Stoßwinkel ändert und damit die Geschwindigkeitskomponente in der Kontaktnormalenrichtung.

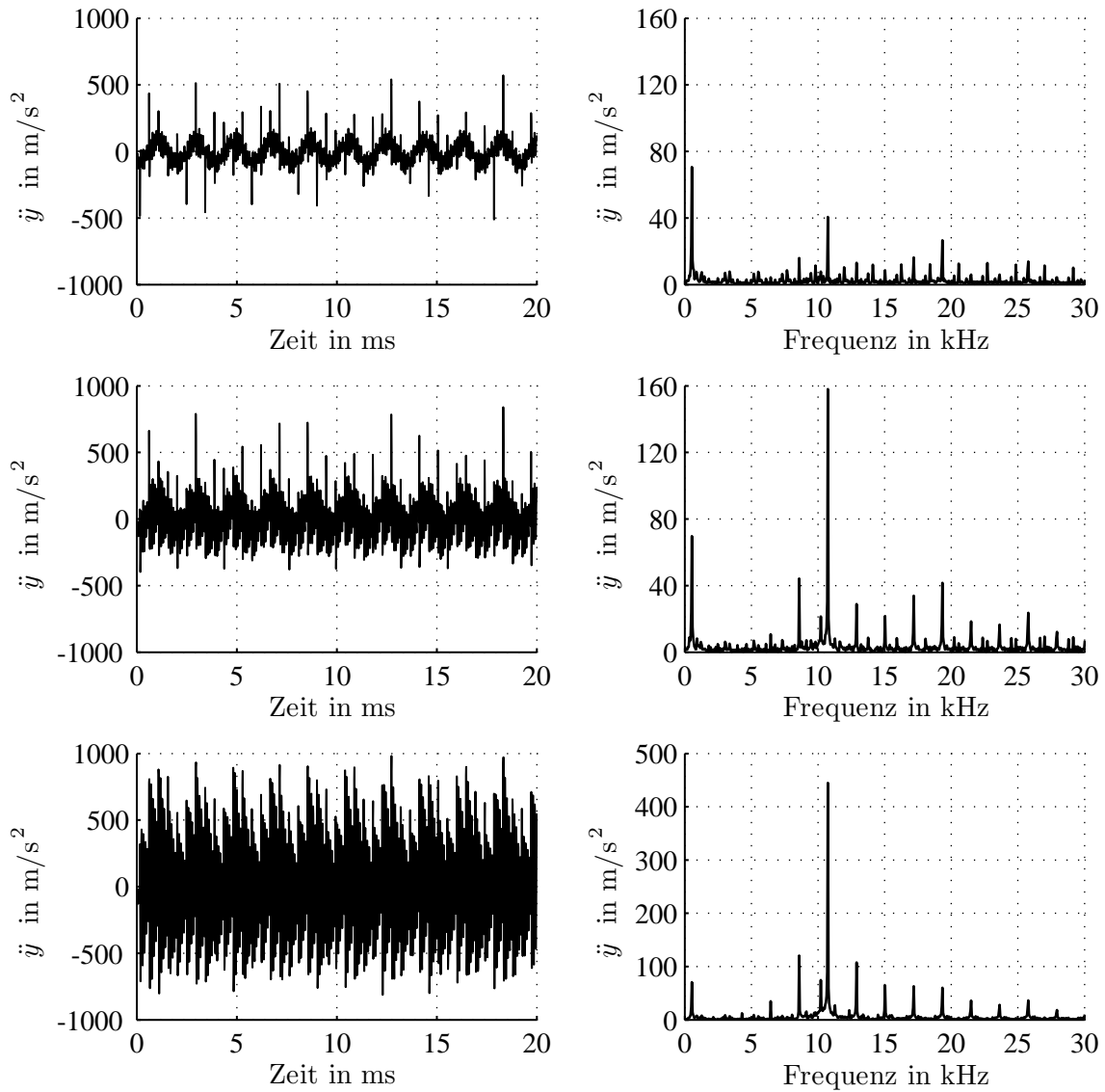


Abbildung 3.16: Zeitsignale und Spektren bei stufenweise erhöhter Schadensbreite am Außenring

Im folgenden Abschnitt wird der Einfluß von Unwucht und von Lokalschäden auf die Zeitsignale in Abbildung 3.16 getrennt betrachtet.

3.5.3 Signalanalyse für Rauheit, Unwucht und erhöhte Lokalschadensbreite

Um die Unwucht und den Lokalschaden getrennt zu zeigen, werden Filter eingesetzt. Dazu wurden hier digitale Tief- und Hochpassfilter eingesetzt. Die Anwendung kann zur Untersuchung unterschiedlicher Lokalschadensbreiten eingesetzt werden. Das Signal in Abbildung 3.17 stammt aus dem Zeitsignal in Abbildung 3.16 (Lokalschaden 125 μm , oben links) und zeigt das Tiefpass gefilterte Signal bei 1 kHz. Klar zu ersehen ist die Unwucht mit einer Amplitude von 80 m/s^2 .

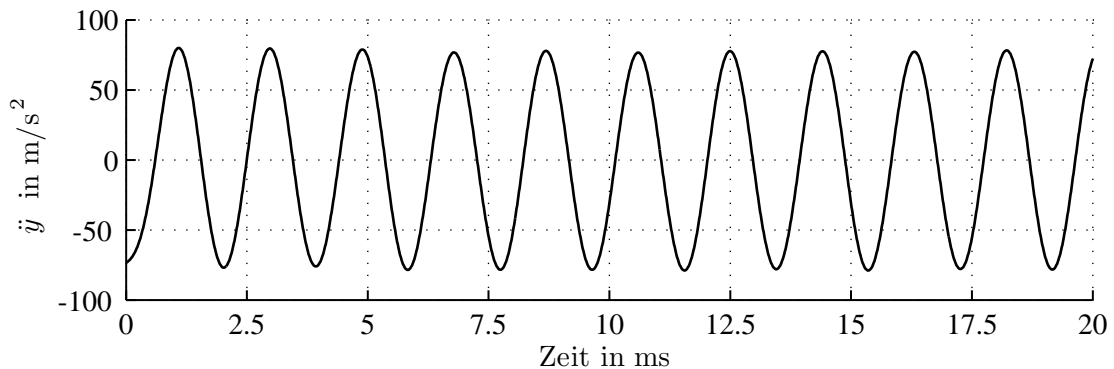


Abbildung 3.17: Signal nach der Tiefpassfilterung bei 1 kHz

Weiterhin kann die Drehfrequenz näherungsweise bei 530 Hz unter Gebrauch der beliebigen aufeinander folgenden Maxima im Signal abgelesen werden. Zur Verifizierung können die Drehfrequenz und die zugehörigen Beschleunigungen in den Spektren Abbildung 3.15 (Referenzsignal) und Abbildung 3.16 (Lokalschaden) abgelesen werden. Wie erwartet, hatte die Tiefpassfilterung keinen bemerkenswerten Einfluß auf die Signale mit veränderter Lokalschadensbreite. Daher wird hier nur ein tiefpass-gefiltertes Signal gezeigt.

Um den Einfluß der Unwucht aus dem Signal auszuschließen, wurde in den folgenden Schritten eine Hochpassfilterung angewendet. Die Grenzfrequenz wurde auf 5 kHz gelegt. Dadurch konnte zum einen der Einfluß der Unwucht aus dem Signal herausgefiltert werden und zum anderen der hochfrequente Signalanteil sichtbar gemacht werden. Das gefilterte Signal in Abbildung 3.18 gibt Einflüsse von Lokalschaden und Rauheit wieder.

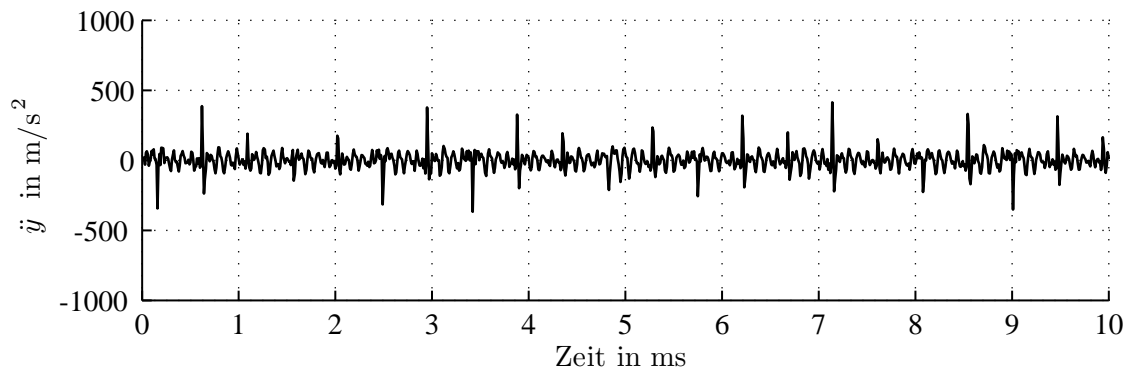


Abbildung 3.18: Hochpassfilterung bei 5 kHz, Schadensbreite 125 μm

In der Abbildung 3.18 sieht man den Einfluß der Laufbahnrauheit und fast äquidistante Stöße beim Überrollen des Lokalschadens. Die Fehlerbreite lag bei 125 μm . Die typischen abklingenden Schwingungen, die beim Überrollen von Lokalschaden entstehen, bleiben hier aufgrund der schwachen Anregung aus. Auch durch Vergrößerung, bzw. genauere Betrachtung des Signals wurden keine mit Eigenfrequenz abklingenden Schwingungen sichtbar. Um die abklingenden Schwingungen sichtbar zu machen, wurde Schadensbreite von 125 μm weiter auf 250 μm und auf 500 μm erhöht. Hochpass gefilterte Signale vom Außenring sind in Abbildung 3.19 und Abbildung 3.20 dargestellt.

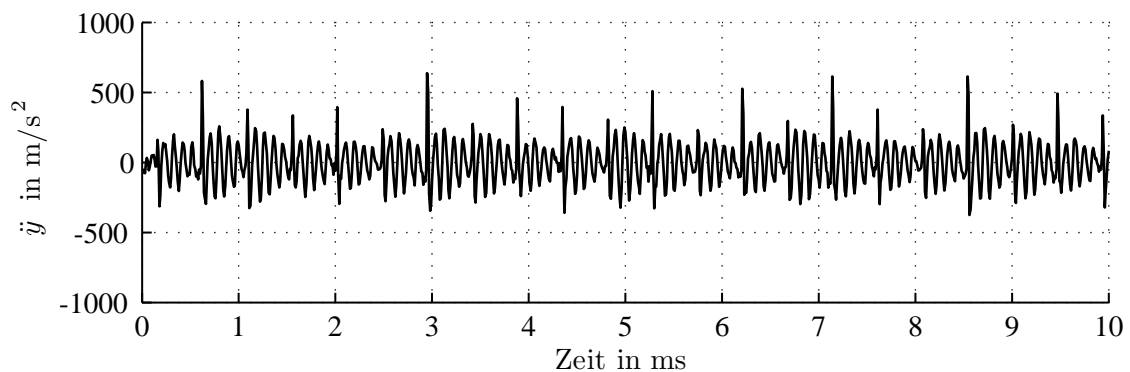


Abbildung 3.19: Hochpassfilterung bei 5 kHz, Schadensbreite 250 μm

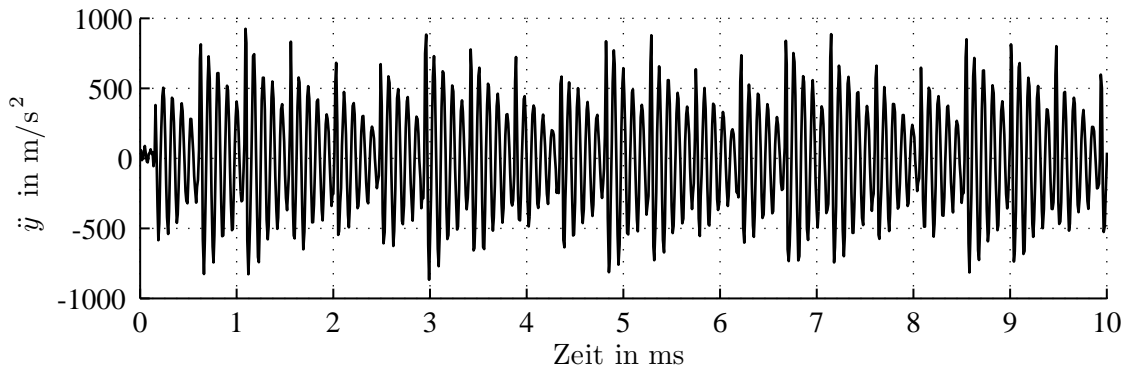


Abbildung 3.20: Hochpassfilterung bei 5 kHz, Schadensbreite 500 μm

In den Signalen werden die abklingenden Schwingungen, die aufgrund der Stöße zwischen Wälzkörper und dem Lokalschaden entstehen, klar sichtbar. Nach der Anregung klingen die Schwingungen unter Einfluß der Materialdämpfung ab. Bei steigender Schadensbreite ist ein Anstieg der Beschleunigungen zu beobachten. Ermittelt man hier die Frequenz der abklingenden Schwingungen, ergibt sich die Systemeigenfrequenz von 11 kHz. Dieser Wert dominiert bei den Schwingungen in den Abbildungen. Aus den zeitlichen Abständen zwischen den Anregungen kann die Außenringpassierfrequenz f_{AP} ebenfalls von 2144 Hz abgelesen werden. Aufgrund der schnellen Stoßfolge bzw. geringer Dämpfung kann ein Burst nicht vollständig abklingen, bevor der nächste Stoß folgt. Das Zusammenrücken der abklingenden Schwingungen infolge der Drehzahlerhöhung wurde auch im Abschnitt 3.2 dargestellt, siehe dazu Abbildung 3.2. In Abbildung 3.19 und Abbildung 3.20 wird ebenfalls ersichtlich, dass mit steigender Schadensbreite der Einfluss der Laufbahnrauheit durch den Lokalschaden am Außenring verdeckt wird.

3.5.4 Generierung von realitätsnahen Signalen

Beim Betrieb von Wälzlagern entstehen Schwingungen in Abhängigkeit vom Lagerzustand. Neben den Schwingungen, die sich auf einen beschädigten Zustand zurückführen lassen, existieren auch Schwingungen, die allein durch den normalen Betrieb hervorgerufen werden. Die in der Fertigung gewählte geringe Oberflächenrauheit sowie Rauschen gehören zu den möglichen Ursachen. Der Begriff *realitätsnah* bezieht sich deshalb auf die Berücksichtigung solcher Ursachen in den simulierten Lagerschwingungen. In der Abbildung 3.4 kann anhand der Schwingungen eines Radlagers mit Außenringschaden gezeigt werden, dass das Signal in den Zeiten zwischen den Überrollungen von Null verschiedene Werte aufweist.

Werden die Körper in der Simulation kreisförmig und glatt angenommen, außerdem

bleibt der Kontakt zwischen diesen ununterbrochen, so fällt die Schwankung der Kontaktkraft gering aus. Treten keine Stöße auf, bleiben Anregungen unwesentlich. Dies macht sich im Zeitsignal dadurch bemerkbar, dass die Messgröße (hier die Beschleunigung) gegen null strebt. Ein solches Messsignal wird in der Realität kaum auftreten, da im System immer Einflüsse von Rauheit und Rauschen vorhanden sind. In der Simulation wurde nur die Rauheit berücksichtigt.

Um den Einfluß der Rauheit zu zeigen, wurden in diesem Abschnitt Signale aus den Simulationen verglichen, bei denen die Rauheit zum einen unberücksichtigt blieb und zum anderen mit einfloß.

Ein Lokalschaden mit einer Breite von 0.5 mm wurde entsprechend der Abbildung 3.1 im Abschnitt 3.1 auf den Außenring aufgebracht. Die Drehzahl wurde 5000 U/min gewählt. Auf den Innenring wirkten eine auf den Schaden gerichtete Gewichtskraft F_y von 50 N und eine mitrotierende Kraft F_U von 5.5 N. Diese resultiert aus einer Unwuchtsmasse m_U von 0.2 g, die im radialen Abstand von 100 mm zur Drehachse angebracht wurde. Die Vorspannung im Lager wurde durch das Lagerspiel c_d von $-10 \mu\text{m}$ in unbelastetem Zustand berücksichtigt.

In Abbildung 3.21 wurden Außenringschwingungen dargestellt. Hier sind die einzelnen Überrollungen klar sichtbar. Die Außenringpassierfrequenz f_{AP} lässt sich aus den zeitlichen Abständen t_{AP} zwischen den Überrollungen mit $f_{AP} = 1/t_{AP} = 340 \text{ Hz}$ ablesen.

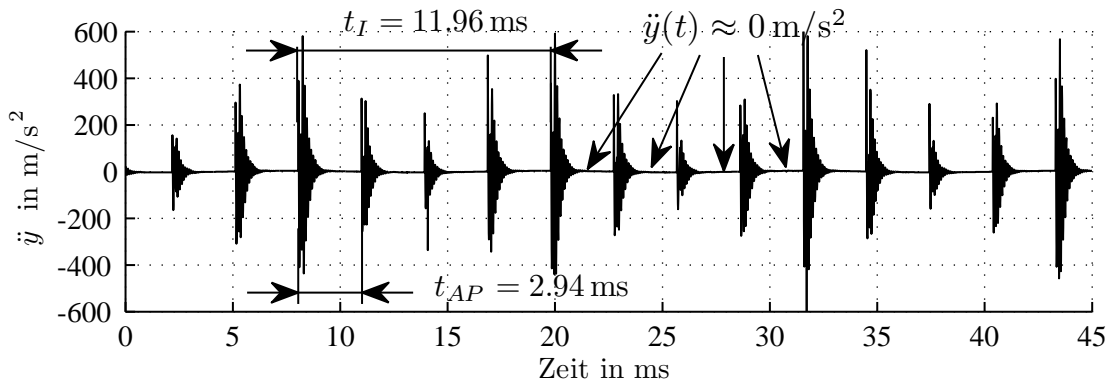


Abbildung 3.21: Lokalschaden am Außenring ohne Oberflächenrauheit

Analytisch kann $f_{AP} = 340 \text{ Hz}$ mit der Gleichung 1.2 bestätigt werden. Die relevanten Größen sind hier die Anzahl der Wälzkörper $z = 10$, die Innenringdrehfrequenz $f_I = 83.33 \text{ Hz}$ (5000 U/min), der Wälzkörperdurchmesser $D_{WK} = 4.8 \text{ mm}$, der Teilkreisdurchmesser $D_T = 26 \text{ mm}$ und der Betriebswinkel $\alpha = 0$.

Weiterhin fällt in Abbildung 3.21 die modulierte Signalform auf. Die maximalen Werte der abklingenden Schwingungen verändern sich im Verlauf des Signals. Der zeitliche Abstand zwischen den Schwankungsmaxima t_I wiedergibt die Dauer einer Wellenumdrehung. Daraus kann die Innenringdrehfrequenz $f_I = 83.6 \text{ Hz}$ mit $1/t_I$ bestimmt werden. Dadurch wird gezeigt, dass die Schwankung der Maxima auf den Einfluß der Unwucht zurückzuführen ist.

Betrachtet man in Abbildung 3.21 eine beliebige abklingende Schwingung, wird ersichtlich, dass die Beschleunigungen nach dem Abklingen gegen Null gehen und bis zur nächsten Überrollung unverändert bleiben. Einige solche Bereiche wurden in Abbildung 3.21 exemplarisch mit $\ddot{y} \approx 0 \text{ m/s}^2$ gekennzeichnet. Das heißt, es existiert zwischen den zwei aufeinander folgenden Überrollungen ein Zeitbereich, in dem keine wesentlichen Anregungen vorkommen. Da hier die Körperoberflächen glatt angenommen wurden, sind die Stöße, die beim Überrollen entstehen, die einzigen Anregungsquellen.

Führt man die Simulation mit gleichen Parametern, aber unter Berücksichtigung der Laufbahnrauheit durch, wird der Einfluß der Rauheit eindeutig. In Abbildung 3.22 werden Beschleunigungen zwischen den Überrollungen in der Nähe von 50 m/s^2 abgelesen. Diese wurden durch Anregungen infolge von Oberflächenunebenheiten hervorgerufen.

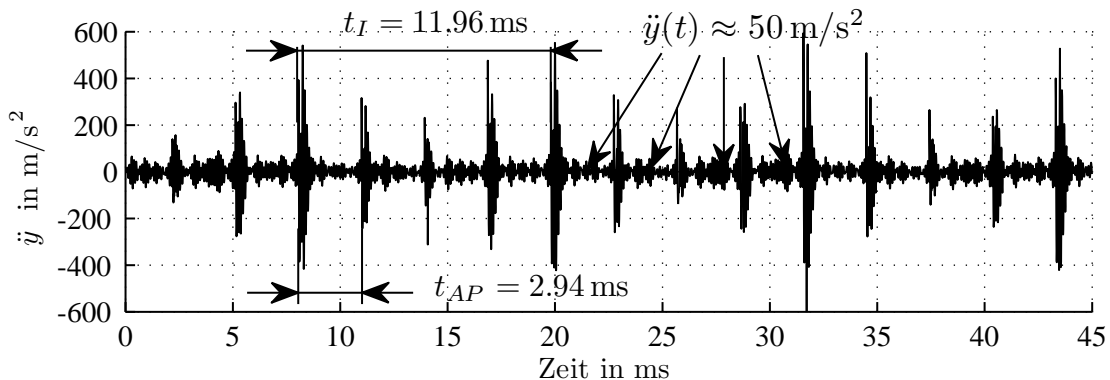


Abbildung 3.22: Lokalschaden am Außenring mit geringer Oberflächenrauheit

Für die Simulation der Oberflächenrauheit wurde das im Abschnitt 3.4 beschriebene Modell verwendet. Die Profilstörungsamplitude $rau = 0.1 \mu\text{m}$ wurde gewählt, so dass sich im Laufbahnprofil ein maximaler Spitze-Tal-Abstand von $0.2 \mu\text{m}$ ergab. Hier wird auf die Gleichung 3.2 und die Abbildung 3.11 verwiesen.

Die weitgehende Übereinstimmung der Grundstrukturen der Signale kann in Abbildung 3.21 und in Abbildung 3.22 durch t_I , t_{AP} und die Amplituden der Überrollungen gezeigt werden. Das heißt, hier werden die gleichen Aussagen über den Schaden getrof-

fen. Das Signal wird durch die Berücksichtigung einer geringen Rauheit, die sich an einer intakten Laufbahn orientiert, jedoch wesentlich realistischer.

3.6 Simulation von Käfigschäden unter Einfluß von radialem Lagerspiel

Der im Betrieb auftretende Verschleiß kann die Abmaße der Käfigtaschen verändern und zu deren Aufweitung führen. Diese Situation kann in der Simulation durch ein überdimensioniertes Taschenspiel weitgehend nachgebildet werden. Hier sollen die Auswirkungen des veränderten Taschenspiels anhand der Außenringbeschleunigungen untersucht werden.

In der Simulation wirkte eine konstante vertikale Kraft von 1000 N auf den Innenring eines Rillenkugellagers mit der Bezeichnung 6309 bei einer Drehzahl von 1000 U/min. Die Richtungsangaben erfolgen nach dem Koordinatensystem in Abbildung 3.1. Der Außenring besitzt einen Durchmesser von 100 mm und die Wälzkörper von 17.5 mm. Die Anzahl der Wälzkörper beträgt acht. Die restlichen Abmaße wurden aus den Herstellerkatalogen entnommen. Die Aufweitung wurde durch die Veränderung des im Abschnitt 2.1 bzw. Abbildung 2.3 vorgestellten Taschenspiels c_t von 0 μm auf 50 μm herbeigeführt. Weiterhin wurde davon ausgegangen, dass der Verschleiß in allen Taschen auftritt. Mit dem Wälzlagermodell ist die Berücksichtigung von Schäden in einzelnen Taschen ebenfalls möglich.

In Abbildung 3.23 sind Zeitsignale aus den beiden Zuständen gegenübergestellt. Auf der linken Seite ($c_t = 0 \mu\text{m}$) sind die Beschleunigungen gering und die maximalen Beschleunigungen liegen bei 0.06 m/s^2 . Die Begründung dafür sind die als glatt angenommenen Laufbahnoberflächen. Das Lager ist bis auf die aufgeweiteten Käfigtaschen intakt. Die Auswirkung geringer Oberflächenrauheit wurde im Abschnitt 3.5.4 behandelt. Auf der rechten Seite der Abbildung 3.23 geht die Erhöhung des Taschenspiels ($c_t = 50 \mu\text{m}$) mit ebenfalls erhöhten Beschleunigungen einher. Hier wurden die maximalen Beschleunigungen bei 0.6 m/s^2 abgelesen. Dies bedeutet eine Erhöhung um einen Faktor von ca. 10 im Gegensatz zu dem Fall ohne Verschleiß. Weiterhin konnte aus dem Signal auf der rechten Seite die Außenringpassierfrequenz $f_{AP} = 50 \text{ Hz}$ abgelesen werden. Diese kinematische Frequenz lässt sich mit Gleichung 1.2 überprüfen. Die mit f_{AP} auftretenden maximalen Beschleunigungen werden durch die einlaufenden Wälzkörper in die Lastzone geprägt. Neben diesen Anregungen führen freie Bewegungen der Wälzkörper außerhalb der Lastzone zu weiteren Schwingungen, die sich im Signal zwischen den Maxima bemerkbar machen. Die nähere Betrachtung führt zu folgenden Erkenntnissen.

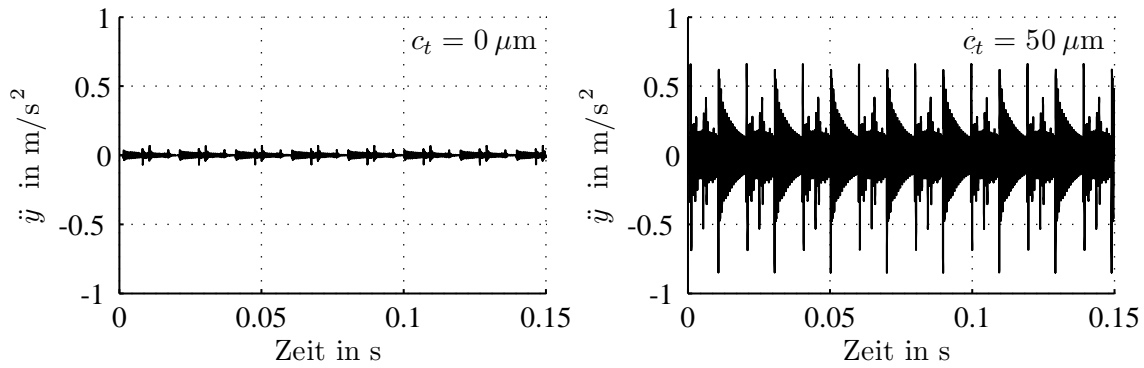


Abbildung 3.23: Käfigschaden bei einem Rillenkugellager

Die Verschiebung des Innenrings unter Lasteinfluss ruft eine Lastzone im Lager hervor. Hier werden Wälzkörper zwischen dem Innenring und dem Außenring eingespannt und durch den Innenring geführt. Diese treiben selbst den Käfig an, da die Kontaktkraft zwischen dem Wälzkörper und der Käfigtasche wirkt. Verlassen Wälzkörper die Lastzone, so sind sie nicht mehr in radialer Richtung (zwischen dem Innenring und dem Außenring) eingespannt und werden hauptsächlich durch den Käfig geführt. Bei erhöhtem Taschenpiel treten freie Bewegungen der Wälzkörper weitgehend in der Umfangsrichtung auf. Diese machen sich im Signal durch erhöhte Beschleunigungswerte bemerkbar. Das Taschenpiel von $c_t = 50 \mu\text{m}$ stellt eine Annahme dar. Der Vergleich der beiden Signale offenbart das zu erwartende Verhalten bei einem Käfigschaden dieser Art.

Das gewählte Lagerspiel c_d beeinflusst die Lastverteilung im Lager. Die Modellierung vom Lagerspiel c_d für die Simulation wurde im Abschnitt 2.1 behandelt, siehe Abbildung 2.2. Die Lastverteilung ergibt sich aus den Normalkräften F_N , die auf die tragenden Wälzkörper wirken. Die Vorspannung lässt sich durch negative Werte für c_d berücksichtigen.

Hier soll die Lastverteilung im statischen Zustand anhand der ausgewählten Wälzkörper ermittelt werden. Es handelte sich um einen Rillenkugellager mit der Bezeichnung 6309, dessen Innenring mit einer konstanten vertikalen Last von 1000 N belastet wurde. Die Richtungsangaben erfolgen nach dem Koordinatensystem in Abbildung 3.1. Im Lager befinden sich acht Wälzkörper, die in Umfangsrichtung von der Lagermitte aus gesehen, gleichmäßig mit einem Winkelabstand von 45° verteilt sind. Wird ein Wälzkörper nach dem Koordinatensystem in Abbildung 3.1 bei 0° angebracht, ergeben sich die Positionen der hier ausgewählten Wälzkörper bei 90° , 225° , 270° und 315° . Aus den aufgeführten Erläuterungen geht hervor, dass die auf den Innenring wirkende konstante Last auf den bei 270° positionierten Wälzkörper gerichtet war und die Wälzkörper bei 225° und bei 315° gleiche F_N Werte liefern müssen.

In der Abbildung 3.24 wurde das Lagerspiel c_d in einem Bereich von $\pm 90 \mu\text{m}$ in $10 \mu\text{m}$ Schritten verändert. In jedem Lagerspielzustand wurde die Normalkraft F_N auf den ausgewählten Wälzkörpern (WK) bei 90° , 225° und 270° in die Grafik eingetragen.

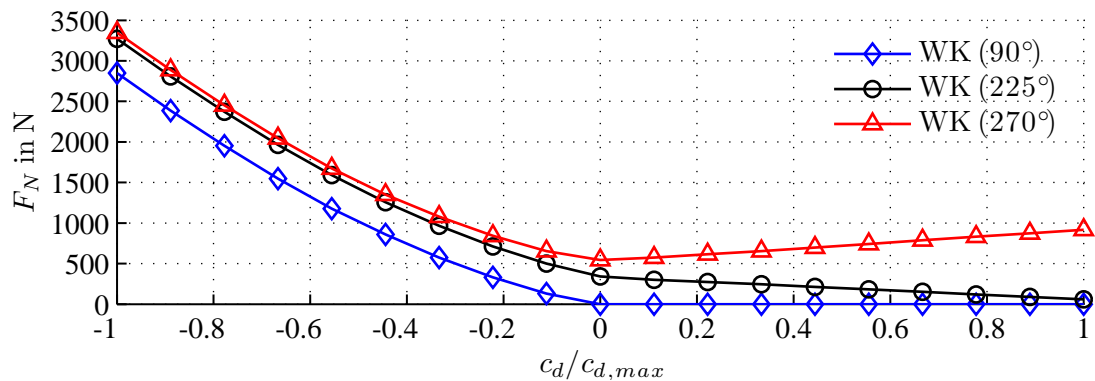


Abbildung 3.24: Lastverteilung im Lager infolge radialer Last

Für die Auswertung der Simulationsergebnisse kann die Abbildung 3.24 in zwei Bereiche aufgeteilt werden.

Im Vorspannungsbereich ($c_d < 0$) sind alle drei aufgeführten Wälzkörper (WK) belastet. Bei einer beliebigen festgehaltenen Vorspannungsstufe lässt sich die Differenz zwischen den Normalkräften der einzelnen Wälzkörper auf die vertikale externe Last zurückführen. Weiterhin geht in diesem Bereich der nichtlineare Charakter der Kontaktkraft aufgrund der Hertz'schen Flächenpressung bei höher werdender Vorspannung hervor.

Im positiven Lagerspielbereich ($c_d > 0$) verhalten sich die einzelnen Lasten auf den Wälzkörpern bei höher werdender Vorspannung unterschiedlich. Man sieht, dass der Wälzkörper bei 90° ab $c_d > 0$ unbelastet bleibt. Mit größer werdendem Lagerspiel konzentriert sich die Lastverteilung auf den Wälzkörper bei 270° , während der Lastanteil des Wälzkörpers bei 225° (und bei 315° , hier nicht dargestellt) sich verringert, bis dieser bei der höchsten Stufe des Lagerspiels ($c_{d,max} = 90 \mu\text{m}$) gegen einen Wert von Null strebt. Man sieht auch, dass der Wälzkörper bei 270° die gesamte externe Last von 1000 N trägt.

Kapitel 4

Anwendungen

4.1 Anwendungen mit flächendeckenden Schäden in schnell drehenden Rotoren mit Wälzlagerungen

Die Motivation zur Untersuchung lieferten Wälzlagerschäden, die in schnelldrehenden Vakuumpumpen festgestellt wurden, deren Betriebsdrehzahl bei 30000 U/min lag. Die Zeitsignale sind nicht vergleichbar mit den Signalen aus den Fällen mit Pitting oder False Brinelling und weisen in der Regel keine schadenstypische Signalstruktur auf. Aus diesem Grund wird die Erkennung solcher Schäden im Gegensatz zu den Lokalschäden schwierig sein.

Der Aufbau des Abschnitts sieht vor, die Grundeigenschaften des vorliegenden Schadens unter Berücksichtigung von Betriebsbedingungen darzulegen und zu untersuchen, wie weit sich das Simulationsmodell zur Abbildung des realen Schadens eignet. Die Überprüfung der Modellgüte erfolgt durch Gegenüberstellung der gemessenen und der simulierten Signale.

Die Messungen wurden an einer Turbomolekularpumpe (TMP) der Pfeiffer Vacuum GmbH durchgeführt. Diese gehört zu den Gastransferpumpen und wird zur Erzeugung von Hochvakuum ($p < 10^{-3}$ mbar) und Ultrahochvakuum ($p < 10^{-7}$ mbar) verwendet. Zu einigen Einsatzbereichen der TMP zählen die Elektronenmikroskopie, Luftfahrzeuge, die Halbleiterherstellung und Glasbeschichtungsanlagen.

Der Rotor besitzt einen turbinenartigen Aufbau. Die Lagerung erfolgt an beiden Wellenenden. Die Anordnung der Lagerung sorgt für die geringere Belastung der Lager bei Unwucht, im Vergleich zur einseitigen (fliegenden) Lagerung. Auf der Antriebsseite der Welle sitzt ein Kugellager. Die Ansaugseite der Welle, also die Seite des Vakuumbehälters, läuft in einem Magnetlager.

Magnetlager bieten den Vorteil, unwuchtbedingte Wellenauslenkungen durch die elektronische Regelung über Wegsensoren effektiv zu kompensieren. Die kontaktfreie Funktionsweise trägt zu einem vibrationsarmen Betrieb bei. Ferner müssen Magnetlager nicht

gefettet oder geschmiert werden. Dadurch wird verhindert, dass das Vakuum durch Schmierstoffe oder deren Zersetzungsprodukte beeinträchtigt wird.

Die Antriebsseite der Welle wird auch Vorvakuumseite genannt. Diese Vorstufe wird ($p \approx 10^{-2} - 10^{-3}$ mbar) aufgrund der sonst zu hohen Luftreibung und der Überhitzung der Pumpe benötigt. Weiterführende Informationen können aus der Internetseite der Pfeiffer-Vacuum-GmbH (2012a,b,c) entnommen werden.

Die in diesem Rotor eingesetzten Lager sind einreihige Rillenkugellager mit der Bezeichnung 6003. Bei den untersuchten Lagern lag der Fokus hauptsächlich auf dem Schadens-typ und auf der Signalgenerierung. Dieser Schadenstyp muss nicht zwingend auf den Fall der Vakuumpumpen eingeschränkt sein, sondern kann auch in weiteren Einsatzbereichen auftreten.

Die Oberflächenuntersuchungen an den beschädigten Lagerringen zeigten schmale, in Umfangsrichtung linienförmig verlaufende angeraute Flächen. An den beschädigten Stellen wurden Rauheitswerte von $1.3 \mu\text{m}$ gemessen. Im Neuzustand liegen diese bei $0.2 - 0.3 \mu\text{m}$. Mit dem Rauheitswert ist hier der maximal gemessene vertikale Abstand zwischen der Spitze und dem Tal im Oberflächenprofil gemeint. Detaillierte Erläuterungen befinden sich im Abschnitt 3.4 und die Abbildung 3.11 verdeutlicht die Verhältnisse.

Aus diesen Informationen können Grundeigenschaften des Schadens für das Simulationsmodell extrahiert werden:

1. Der Schadensbereich kann sich über die Gesamtlaufbahn erstrecken oder nur einen Teil der Laufbahn betreffen.
2. Mindestens zwei Wälzkörper sind gleichzeitig im Schadensbereich.
3. Profilverlauf wird stochastisch angenommen und durch einen vorgegebenen maximalen Spitze-Tal-Abstand *rau* eingegrenzt.
4. Eine zeitlich unregelmäßige Impulsfolge wird durch Wälzkörper-Profil-Kontakt hervorgerufen.
5. Einsatz von Hüllkurvenverfahren zur Schadenserkennung wird nicht sinnvoll sein, weil keine kinematischen Passierfrequenzen entstehen, die durch Demodulation sichtbar gemacht werden können.

In einer Versuchsreihe wurden Lagerzustände und Betriebsbedingungen variiert. Die Beschleunigungen \ddot{y} wurden direkt an dem Außenring mit einer Abtastrate von 100 kHz aufgenommen. Das Lager war an den Laufbahnen (wie vorher beschrieben) beschädigt und eine Unwucht wurde durch eine kleine Schraube herbeigeführt, die von der Wellenlängsachse ca. 10 cm entfernt eingeschraubt war. Bei der Betriebsdrehzahl von 31500 U/min (525 Hz) wirkte eine mitrotierende Kraft von ca. 220 N auf die Welle. Durch das Rotorgewicht wurden die Kugeln des Wälzlagers in den Schaden gedrückt und erzeugten einen konstanten Lastanteil von 50 N.

In Abbildung 4.1 oben wurde ein Signalausschnitt aus einer Messung mit einer Dauer von 1 s dargestellt. Das Signal weist auf den ersten Blick keine besondere Struktur auf, die als

schadenstypisch bezeichnet werden könnte und stellt daher *Worst case* dar. Die Unwucht ist hier ebenfalls nicht erkennbar. Lediglich fallen die maximalen Beschleunigungswerte von 1500 m/s^2 auf. Im Neuzustand lagen diese bei 400 m/s^2 , die Signale unterschieden sich jedoch nicht in der Struktur und im Signalverlauf von dem beschädigten Zustand. Daher wurde hier auf deren Präsentation verzichtet.

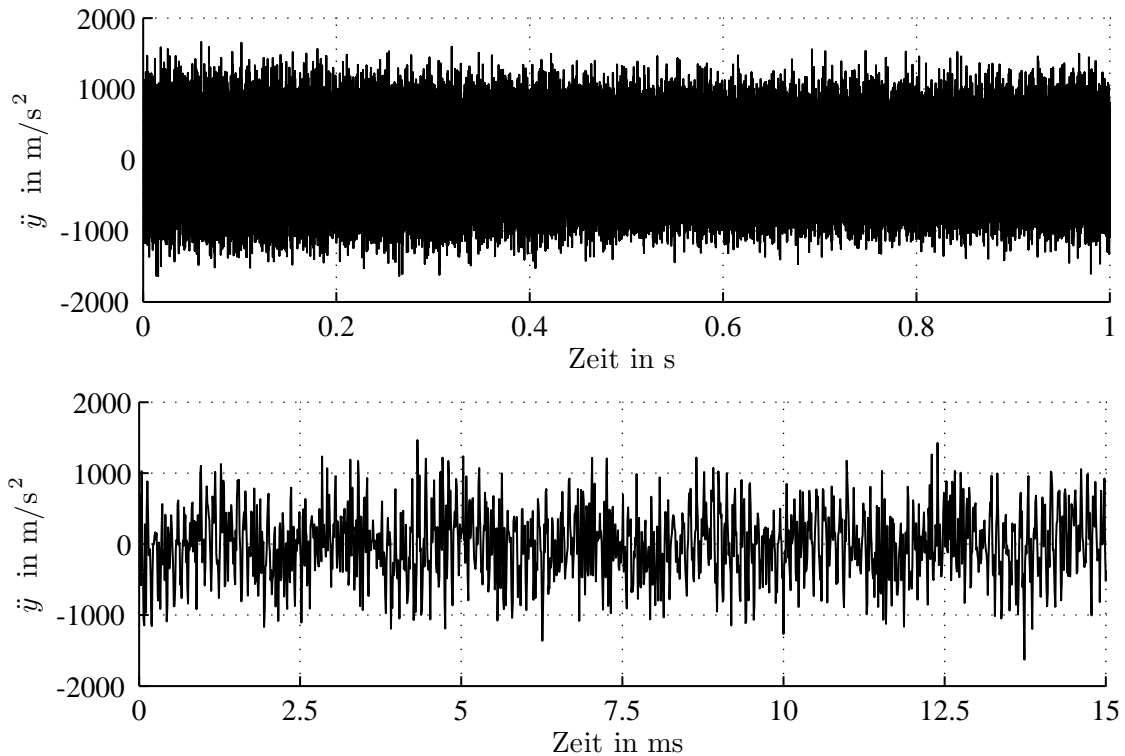


Abbildung 4.1: Außenringbeschleunigungen aus der Messung. Betriebszustand: Schaden am Gesamtaußenringumfang und Unwucht

Die Unwucht wird erst durch die Vergrößerung eines 15 ms langen Ausschnitts in Abbildung 4.1 (unten) ersichtlich aber auch hier fällt auf, dass das Zeitsignal im Gegensatz zu Lokalschäden nicht durch Impulsanregung geprägt ist und keine abklingenden Schwingungen auftreten.

Daraus kann geschlossen werden, das Signal ähnelt dem Rauschen. Die Unwucht kann durch eine Tiefpassfilterung eindeutig gezeigt werden. Die Erkennung eines Schadens wird ohne Vorkenntnisse eines solchen schwierig. Bekannte Verfahren, wie das Hüllkurvenverfahren wird hier keine hinreichende Hilfestellung sein.

Für die Schadenssimulation wurde das Modell für flächendeckende Schäden angewendet. Die theoretischen Betrachtungen zur Schadensmodellierung befinden sich im Abschnitt 3.4. Dieses Modell eignet sich für den vorliegenden Schadenstypen besonders, weil der Verlauf des unregelmäßigen Oberflächenprofils durch die Summe harmonischer Anteile nach der Gleichung 3.2 gut abgebildet werden kann. Die Abbildung 4.2 zeigt

einen 15 ms langen Signalausschnitt aus der Simulation. Die Betriebsbedingungen wurden aus dem Versuch in die Simulation übertragen. So wirkten auf den Innenring die konstante Last von 50 N durch das Rotorgewicht und die umlaufende radiale Kraft von 218 N bei 525 Hz Wellenumdrehung.

Die Signallänge wurde aufgrund der langen Rechenzeit der Simulation auf 15 ms begrenzt. Außerdem würde ein längerer zeitlicher Ausschnitt die Erkennung von einer Unwucht im Signal erschweren, siehe Abbildung 4.1 (beachte die Einheiten der Zeitachsen). Die Amplitude der Oberflächenunregelmäßigkeit *rau* wurde entsprechend den Laufbahnmessungen auf 1.3 μm eingestellt.

Der Vergleich zwischen der Messung und der Simulation erfolgt mit Abbildung 4.1 (unten) und Abbildung 4.2.

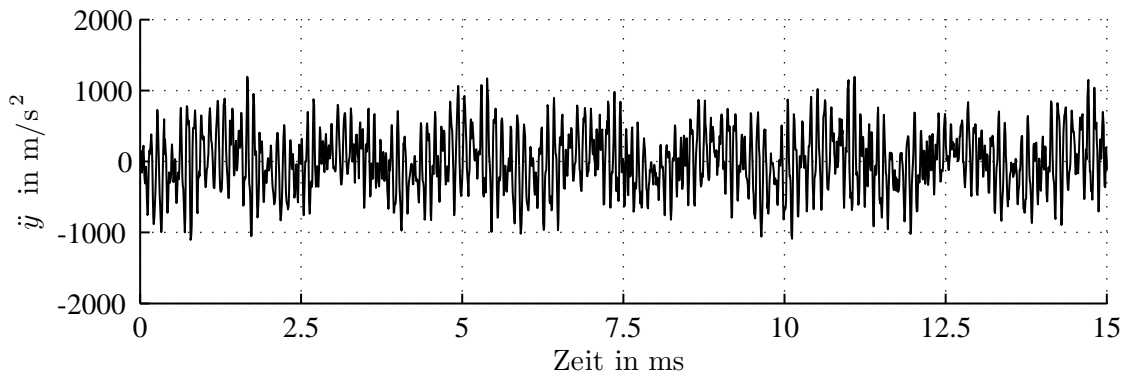


Abbildung 4.2: Außenringbeschleunigungen aus der Simulation. Betriebszustand: Schaden am Gesamtaußenringumfang und Unwucht

Die zeitlichen Verläufe sind in guter Übereinstimmung. Die maximalen Beschleunigungswerte von ca. 1200 m/s^2 sind mit der Messung fast auf der gleichen Höhe. Die Unwucht ist in dem Signal aus der Simulation ebenfalls eindeutig erkennbar.

Beim Einsatz der simulierten Signale in den Klassifikatoren kommt dem Informationsgehalt besondere Bedeutung zu. Die Überprüfung des Informationsgehalts erfolgt außer dem zeitlichen Verlauf im Frequenzbereich. Daher wurden Spektren in Abbildung 4.3 aus der Messung (oben) und aus der Simulation (unten) gegenübergestellt. Die Überprüfung zeigte gute Übereinstimmung. Die Lagen der Peaks auf der Frequenzachse und die Amplituden zeigten gute Übereinstimmung.

Der Frequenzgehalt des simulierten Signals wurde durch Einstellung der Profileigenschaften erreicht. Dazu wurden die Wiederholraten der harmonischen Anteile in der Profildfunktion gezielt eingestellt. Die höchste Wiederholrate wird mit λ_{min}^{-1} festgelegt. h_i ist eine Zufallszahl zwischen 0 und 1. Das Profil ergibt sich aus der Summe von $i = 1, 2, \dots, i_{max}$ harmonischen Anteilen mit $h_i \cdot \lambda_{min}^{-1}$ Wiederholraten. Hier soll ange-

merkt werden, diese Erstellungsweise ruft einen Tiefpasseffekt hervor.

In der Simulation bestand das Laufbahnprofil aus $i_{max} = 50$ harmonischen Anteilen. Diese Zahl entstand im Lauf der Arbeit aus den vorgelaufenen Signalvergleichen und kann entsprechend dem vorliegenden Fall geändert werden.

Die Verteilung der harmonischen Anteile ist durch die Einflußzahl h_i zufälliger Natur. Die gezielte Einstellung der gesuchten Frequenzen f^* erfolgte mit den entsprechenden h_i^* nach dem einfachen Zusammenhang in der Gleichung 4.1.

$$h_i^* = \frac{f^* \lambda_{min}}{\omega_{K\ddot{a}}(r_{K\ddot{a}} + r_{WK})} \quad (4.1)$$

Im Nenner steht die Umfangsgeschwindigkeit des Kontaktpunkts zwischen dem Wälzkörper WK und dem Außenring. Diese besteht aus der Winkelgeschwindigkeit des Käfigs $\omega_{K\ddot{a}}$ und dem Abstand zwischen der Lagermitte und dem Kontaktpunkt $(r_{K\ddot{a}} + r_{WK})$.

Die Amplituden der f^* wurden im Spektrum über die zugehörigen Amplituden A_i der harmonischen Anteile in der Profildfunktion angepasst.

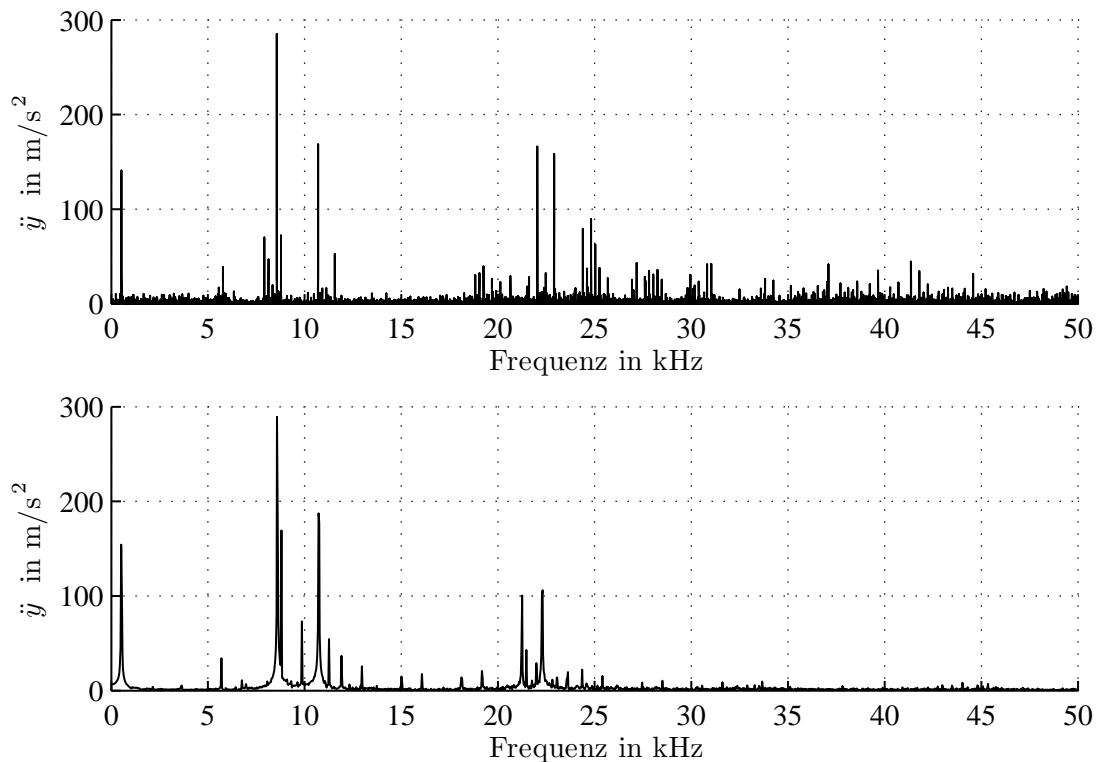


Abbildung 4.3: Außenringbeschleunigungen aus der Messung (oben) und aus der Simulation (unten). Betriebszustand: Schaden am Gesamtaußenringumfang und Unwucht

In beiden Spektren lässt sich die vorgegebene Betriebsdrehzahl bei 525 Hz ablesen. Die Amplituden lagen in ähnlicher Höhe bei 150 m/s^2 und ergaben sich durch die Unwucht. Die Frequenzbereiche 5 – 12 kHz und 20 – 25 kHz weisen ebenfalls sehr ähnliche Amplituden auf. Die Peaks um 8 – 10 kHz deuten auf eine Systemeigenfrequenz. Denn, aus den Messungen und FEM-Rechnung ist eine Außenringeigenfrequenz bekannt, die in diesem Frequenzbereich liegt. Höher liegende Frequenzen entstanden durch den Laufbahnschaden.

In der Untersuchung wurde nicht primär zielgesetzt, die Frequenzen im Signal den Quellen zuzuordnen, sondern zu zeigen, dass Signale durch die Simulation mit dem vergleichbaren Informationsgehalt generiert werden können.

Nach den vorliegenden Untersuchungen kann über Simulation und Messung festgehalten werden, dass die Simulation mit dem Schadensmodell in der Lage ist, Signale mit vergleichbar hohem Informationsgehalt sowohl im Zeitbereich als auch im Frequenzbereich zu liefern.

Diskussion

Die in der Simulation gewählte Schadenslänge und die Rauheit der Außenringlaufbahn orientierten sich an den Werten aus den Messungen. Schaden ist körperfest. Simulierte Signale wurden mit den Signalen aus dem realen Betrieb verglichen und auf Informationsgehalt überprüft. Die Überprüfung erfolgte anhand der Zeitsignale und der Spektren. Hier wurde der Begriff Informationsgehalt bewußt gewählt, weil generell das Ziel verfolgt wird, mit der Simulation Signale zu generieren, die den Klassifikatoren als Lernmenge zur Verfügung gestellt werden sollen.

Dieser Abschnitt zeigt, dass das Modell die Grundeigenschaften der flächendeckenden Schäden gut abbildet. Das Modell wurde als belastbar eingestuft, weil eine gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen Signalen und den simulierten Signalen erreicht wurde. Es wurde jedoch nicht als Ziel gesetzt, eine Methode zur Schadenserkennung aufzustellen.

Weiterhin zeigen die Ergebnisse, auch wenn es sich hier nur um ein 2D-Wälzlagermodell handelt, können mit der Simulation nahezu gleiche Signale generiert werden, wie aus den Messungen. Dadurch wird unterstrichen, sofern das der Dynamiksimulation zugrundeliegende Wälzlagermodell es erlaubt, Vorgänge bzw. Bewegungen in translatorischen Richtungen zu erfassen, können belastbare realitätsnahe Signale generiert werden.

Kapitel 5

Methoden für Zustandsüberwachung

Basierend auf der im Abschnitt 5.1 unter Verwendung der Bandpassfilterung und der FFT-Analyse durchgeführten grundlegenden Untersuchung eines Zeitsignals wird im Abschnitt 5.2 die Anwendung von höheren Ableitungen auf Wälzlager, insbesondere die Gewinnung eines Merkmals, das sich auf die zweite Ableitung stützt, behandelt. Der Begriff Merkmal beruht auf den im Abschnitt 1.3 aufgeführten Beschreibungen, wobei das Merkmal selbst durch die Mittelwertbildung gewonnen wird und zur Zustandsbewertung dienen soll. Im Abschnitt 5.2 befindet sich ebenfalls eine vergleichende Betrachtung der Ergebnisse aus den ersten zwei Abschnitten dieses Kapitels. Für die Prognose des Wälzlagerzustands wird im Abschnitt 5.3 ein empirisches Modell vorgestellt, das auf der Response Surface Methode beruht, die Anwendung des Modells auf die Wälzlager erfolgt im Abschnitt 5.4. Auf Erläuterungen zur Theorie der in der Literatur lange bekannten Verfahren wurde verzichtet. Zu dieser Gruppe gehört z.B. Fourieranalyse. Solche Verfahren werden zur Entstehungszeit der vorliegenden Arbeit zu den Standardmethoden der Technik gezählt.

5.1 Zeitsignale aus rauen Oberflächen

Einige wichtige Einflussquellen, die das Messsignal bei Wälzlagern prägen, sind die Oberflächeneigenschaften, die mitschwingenden Maschinenteile, die periodisch veränderlichen Kräfte und weitere zeitabhängige externe Lasten. Weiterhin kann die Schwierigkeit bei der Signalauswertung darin bestehen, die Anregungen durch die Überrollung eines kleinen Schadens von den Anregungen durch eine raue Oberfläche zu unterscheiden. Geht man bei der Überrollung näherungsweise vom elastischen Stoß aus, führt dies zu der Erklärung, dass die Anregung maßgeblich durch die Einwirkungsdauer (Impulsdauer) und durch die Kontaktkraft geprägt wird.

Will man nun die Überrollung und den Einfluss einer rauen Oberfläche isoliert von weiteren Einflussfaktoren betrachten, kann dies experimentell durch einen einfachen Prüfstand

geschehen. Hier dienen Feilen als raue Oberflächen. Dabei wird eine Feile auf eine schiefe Ebene (Neigungswinkel ca. 30°) gelegt und eine Kugel heruntergerollt. Es handelt sich um eine Stahlkugel aus einem Rillenkugellager (Typ 6310) mit einer Masse von 28 g und dem Durchmesser von ca. 19 mm. Unterschiedlich raue Oberflächen können einfach durch Feilen mit verschiedenen Hiebnummern nachgebildet werden. Die Hiebnummer ist ein nach DIN 8349 (1988) genormtes Maß für die Anzahl der Hiebe pro Zentimeter in Längsrichtung. Hier handelte es sich um ca. 30 cm lange Flachfeilen mit rechteckigem Querschnitt. Die Hiebnummer im Prüfstand war drei, die einer Hiebzahl von 14 – 35 entsprach.

Die in Abbildung 5.1 oben dargestellte Messung gibt den letzten 0.5 s langen Teil des Rollvorgangs wieder. Der Beschleunigungsaufnehmer wurde direkt an der Feile mit einem aushärtenden Kleber angebracht und die Messung wurde mit einer Abtastfrequenz von 2^{17} Hz durchgeführt. Das Signal weist keine klar erkennbare Struktur auf, es sind lediglich Vibrationen aufgrund der rauen Oberfläche zu sehen.

Durch einen näheren Blick auf den 0.02 s langen Bereich in Abbildung 5.1 (zweites Bild von oben) wird die Veränderung des Signals sichtbar. Zum Zeitpunkt ca. $t = 0.041$ s treten neben den Vibrationen, die auf die raue Oberfläche zurückzuführen sind, zusätzlich höherfrequente abklingende Schwingungen auf. Der Begriff *höherfrequent* wird hier für Schwingungen über 20 kHz verwendet. Diese können durch den Vergleich von zwei Spektren vor und nach dem Auftritt der höherfrequenten Schwingungen gezeigt werden. Dazu wurde das in Abbildung 5.1 (zweites Bild von oben) dargestellte Signal kurz vor dem Auftreten der höherfrequenten Schwingungen um den Zeitpunkt $t = 0.04$ s in zwei Bereiche aufgeteilt (Bereich I und Bereich II). Jeder Bereich umfasste 1024 diskrete Beschleunigungswerte und deckte einen Zeitbereich von ca. $1024/f_s \approx 8$ ms ab. Die Länge der beiden Signalausschnitte ist für die FFT-Analyse ausreichend, weil diese so gewählt wurde, dass möglichst die Gesamtdauer der höherfrequenten Schwingungen erfasst wurde, siehe Bereich II in Abbildung 5.1 (zweites Bild von oben). Diese Schwingung ist ohne Vergrößerung (in dem oberen Bild) nicht zu sehen.

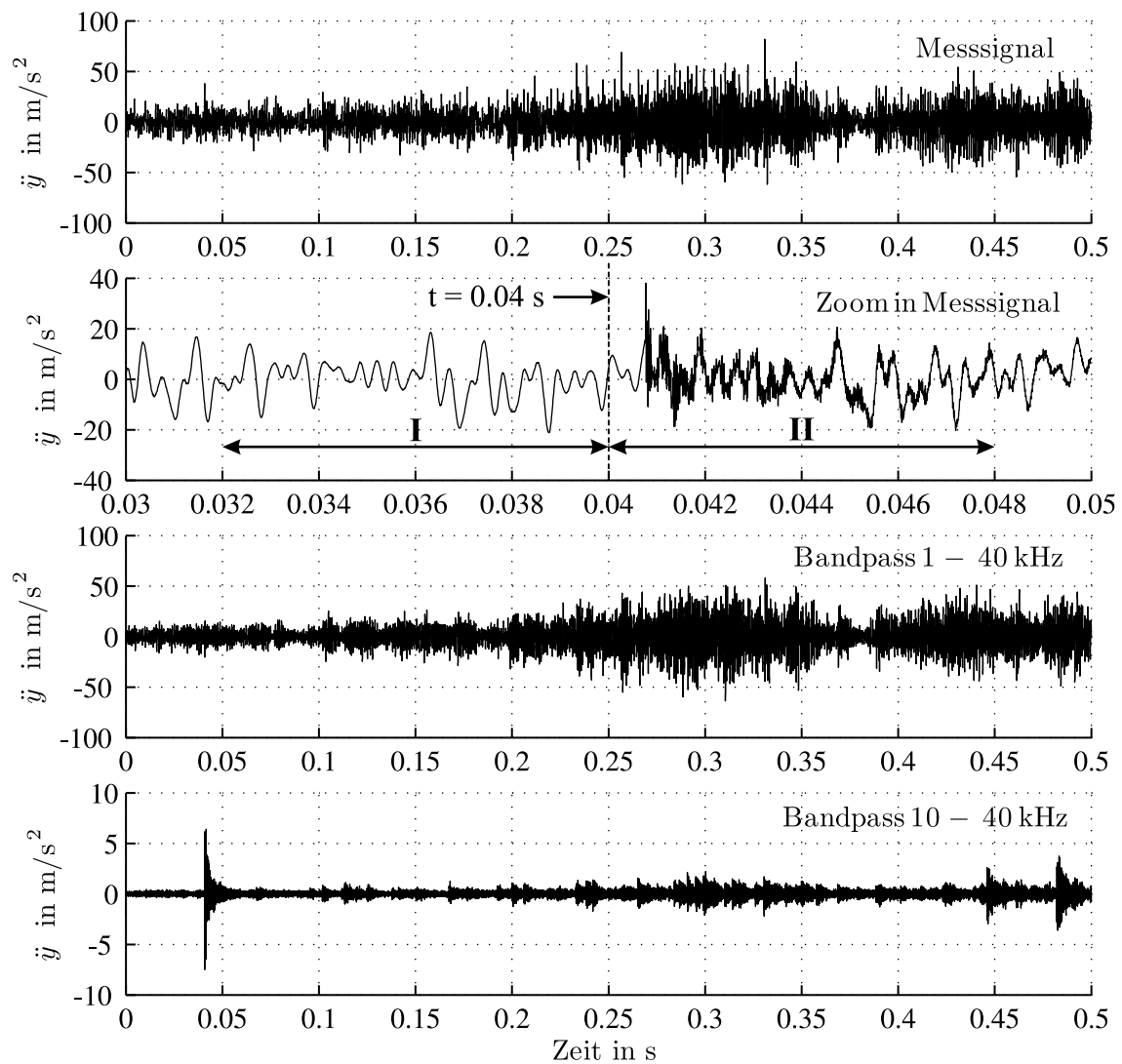


Abbildung 5.1: Trennung von Signalanteilen, die durch das Rollen auf der rauen Oberfläche entstehen

Das Spektrum in Abbildung 5.2 links zeigt Signalanteile unter 10 kHz. Im Spektrum auf der rechten Seite treten zusätzliche Signalanteile im Frequenzbereich von 10 kHz bis 60 kHz auf. Daraus kann gefolgert werden, dass zum Zeitpunkt $t = 0.04\text{ s}$ eine impulsartige Anregung stattgefunden haben muss. Die Amplituden wurden in den Spektren in m/s^2 angegeben, sind jedoch nicht entscheidend, da es sich hier primär um die Feststellung der Frequenzanteile handelt.

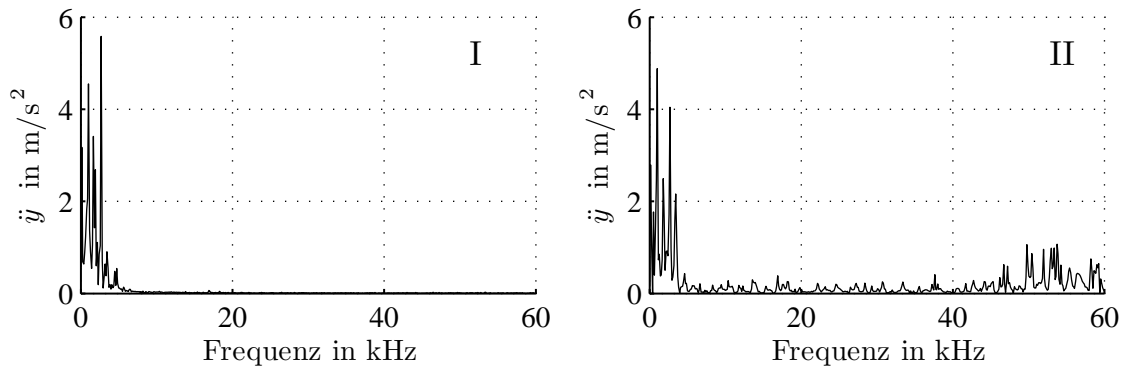


Abbildung 5.2: Links: Rollen auf einer rauen Oberfläche. Rechts: Zusätzliche Signalanteile infolge Stoß

Im Normalfall kann natürlich nicht immer davon ausgegangen werden, falls das Signal überhaupt eine impulsartige Anregung enthält, dass auch noch der Zeitpunkt des Auftretts bekannt ist. Daher wurde versucht, durch Bandpassfilterung die Schwingungen infolge einer impulsartigen Anregung herauszustellen. Hier wurden Filterbereiche von 1 kHz bis 40 kHz und von 10 kHz bis 40 kHz gewählt und die gefilterten Signale in Abbildung 5.1 dargestellt. Die Filterung im ersten Bereich brachte keine Erkenntnisse, weil das gefilterte Signal (das dritte Bild von oben) keine signifikanten Unterschiede zum ungefilterten Signal aufwies. Die Filterung im nächsten Bereich (Abbildung 5.1 unten) zeigt die gesuchte abklingende Schwingung, die zum Zeitpunkt $t = 0.04\text{s}$ auftritt.

5.2 Anwendung von höheren Ableitungen auf Wälzlager

Da schadensbedingte Anregungen bei Wälzlagern, besonders in der frühen Phase zu keinen beachtlichen Veränderungen der gemessenen Wälzlagerschwingungen führen, liegt es nahe, sich auf diejenigen Eigenschaften der gemessenen Wälzlagerschwingungen zu konzentrieren, die sich mit dem Schaden in Verbindung bringen lassen bzw. die somit auch die Erkennung von Zustandsveränderungen ermöglichen. Für eine gezielte Herausstellung dieser Eigenschaften bieten sich sogenannte Merkmale an, die sich aus mathematischen Zusammenhängen gewinnen lassen. Basierend auf der im Abschnitt 1.3 eingeführten Definition von Merkmalen orientiert sich die vorliegende Arbeit an denjenigen, die aus der Bildung von höheren Ableitungen gewonnen werden. Durch die Nutzung von Merkmalen als Eingangsgrößen für Methoden wie Klassifikation oder Trendanalyse wird die Zustandsbeurteilung ermöglicht. Bei der Klassifikation handelt es sich in der Regel um die Trennung von Zuständen und damit um die Bildung von Klassen. Eine Trendanalyse stellt hingegen einen kontinuierlichen Prozess dar und beruht auf der Dokumentation sowie Gegenüberstellung von Merkmalen über einen gewissen Zeitraum.

Für Wälzlagerschäden wurde die prinzipielle Anwendbarkeit von höheren Ableitungen zur Schadenserkennung und Schadensdiagnose in den Arbeiten von ausgewählten Autoren Smith (1982), Lahdelma u. a. (1999), Strackeljan u. Lahdelma (2005), Lahdelma u. Kotila (2005) und Lahdelma u. a. (2006) dokumentiert. Mit Hilfe von höheren Ableitungen können Merkmale gebildet werden, um Aussagen über den Zustand eines Wälzlagers zu treffen.

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Unwucht auf die Ergebnisse eines Merkmals, welches aus der zweiten Ableitung gebildet wurde, untersucht. Für die Untersuchung dienten Beschleunigungssignale \ddot{y} aus den Simulationen, in denen es sich um ein Rillenkugellager vom Typ 6003 handelte. Die Beschleunigungssignale \ddot{y} stammten aus dem unwuchtigen Zustand und aus dem ausgewuchteten Zustand. Die zweite Ableitung der Beschleunigung wurde mit $\ddot{y}^{(2)}$ bezeichnet. In den beiden Zuständen wurden zuerst die Peaks gefunden und für jeden Peak die lokalen Werte des Merkmals $\ddot{y}_i^{(2)}$ berechnet. Um ein Maß zu erhalten, das dem Lagerzustand einen Zahlenwert zuordnet, können die berechneten $\ddot{y}_i^{(2)}$ statistisch ausgewertet werden (z.B. Mittelwertbildung) oder deren Zeitverlauf dargestellt werden. Im Lauf des Abschnitts werden die einzelnen Schritte genauer beschrieben.

Abbildung 5.3 zeigt einen 45 ms langen simulierten Signalausschnitt. Die Messgrößen waren die Außenringbeschleunigungen \ddot{y} in vertikaler Richtung. In der Simulation wurde das Lager mit einer Innenringdrehfrequenz von 530 Hz betrieben. Weiterhin wirkte eine mitrotierende Kraft von 100 N auf den Innenring. Eine geringe Rauheit der intakten Außenringlaufbahn wurde nach den Modellbeschreibungen im Abschnitt 3.4 mit $rau = 0.1 \mu\text{m}$ berücksichtigt. Das raue Signal wurde in schwarz dargestellt, der in rot dargestellte Verlauf stammt aus der Tiefpassfilterung bei 1 kHz. Der schwarze gezackte Verlauf zeigt den merklichen Rauheitseinfluss. Hieraus geht auch der Unwuchteinfluss nach der Tiefpassfilterung mit einer Amplitude von 80 m/s^2 hervor. Die Drehfrequenz kann aus dem zeitlichen Abstand (ca. 2 ms) zwischen zwei aufeinander folgenden Signalmaxima annähernd bestimmt werden.

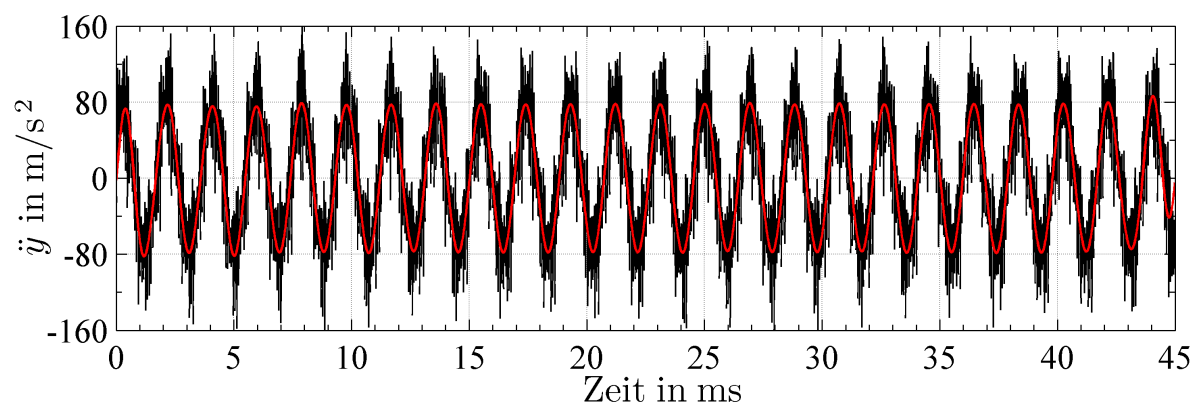


Abbildung 5.3: Unwuchtiger Betriebszustand. Tiefpassfilterung (rot) bei 1 kHz

Für die Berechnung von $\ddot{y}_i^{(2)}$ werden Lokalmaxima bzw. die so genannten Peaks im Signal benötigt. Das eingeleseene Signal besteht aus diskreten Messwerten und wird abschnittsweise verarbeitet. Jeder Abschnitt besitzt eine vorgegebene und ungerade Anzahl von diskreten Werten. Eine ungerade Anzahl bewirkt, dass sich auf jeder Seite des Lokalmaximums Stützstellen mit gleicher Anzahl ergeben. Die Länge eines Abschnitts lässt sich über die gewählte Anzahl der diskreten Werte variieren. Aufgrund der abschnittweisen Verarbeitung und der veränderbaren Anzahl der diskreten Werte pro Abschnitt wird hier der Begriff *Fensterlänge* eingeführt. Weist der mittlere Punkt in dem betrachteten Abschnitt ein Maximum auf, dann liegt ein Lokalmaximum bzw. Peak vor.

Ein Peak besteht also aus einem lokalen Maximum und aus Stützstellen. Nach der hier eingeführten Definition eines Peaks, kann der kleinste wählbare Signalabschnitt (Fensterlänge) aus drei diskreten Werten bestehen. Diese Fensterlänge wurde auch auf die vorliegende Untersuchung angewendet. Hieraus wird leicht der Zusammenhang zwischen der gewählten Fensterlänge und der Anzahl der gefundenen Peaks im Signal sichtbar. Wird eine große Fensterlänge gewählt, kann davon ausgegangen werden, dass sich die Anzahl der gefundenen Peaks verringert. Weiterhin ergibt sich die maximale Anzahl der gefundenen Peaks bei der kleinsten Fensterlänge. *Peakfinder*, ein in MATLAB vom Autoren eigens geschriebener Algorithmus übernimmt die Suche.

Die Abbildung 5.4 zeigt einen 4 ms langen Ausschnitt von Abbildung 5.3. Der Signalverlauf wurde gestrichelt dargestellt, wobei die diskreten Werte mit Kreisen und die gefundenen Lokalmaxima mit Sternchen gekennzeichnet wurden. Das tiefpassgefilterte Signal (rot) zeigt den unwichtigen Zustand. Die Peaksuche erfolgt durch die punktweise Verschiebung des definierten Fensters über das Gesamtsignal. Am Ende der Suche stehen die Positionen und die Werte der Lokalmaxima von allen gefundenen Peaks mit den jeweils dazu gehörenden Stützstellen für die Merkmalsberechnung zur Verfügung.

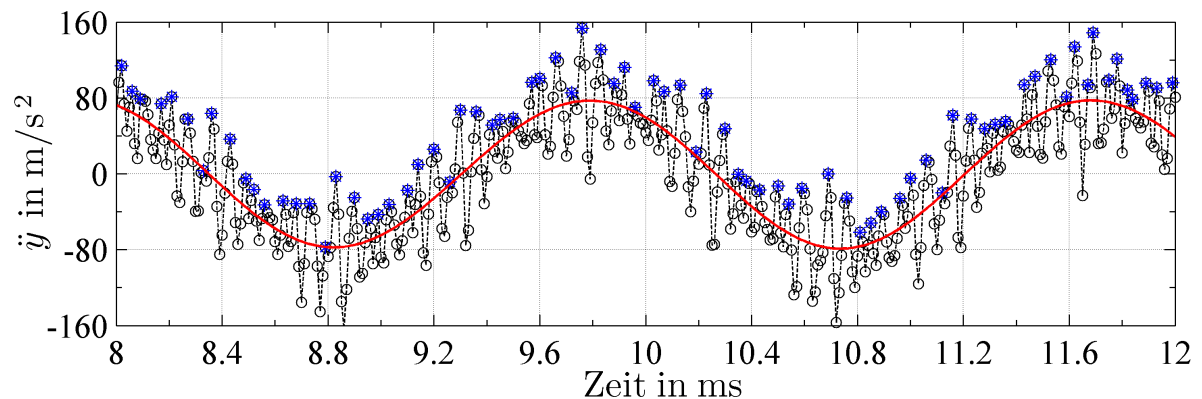


Abbildung 5.4: Gefundene Peaks für die Merkmalsberechnung

Die Berechnung des Merkmals erfolgte mit der Gleichung 5.1. Da es sich im Signal um Messwerte mit gleichen zeitlichen Abständen von Δt handelt, wurde hier der Vorfaktor

$1/(\Delta t)^2$ nicht berücksichtigt. Dieser Schritt beeinträchtigt die Ergebnisse nicht, da der Vorfaktor als eine Skallierungsgröße angesehen werden kann und es sich nicht um die absoluten Werte der Merkmale handelt, sondern deren Vergleich unter einander.

$$f_i^{(2)} = f_{i-1} - 2f_i + f_{i+1} \quad (5.1)$$

Hieraus lässt sich der skalare Wert des Merkmals $f_i^{(2)}$ für jeden gefundenen Peak $p_{i=1,2,\dots,n}$ mit dem Lokalmaximum f_i und den Stützstellen $f_{i\pm 1}$ berechnen.

Aus den gemittelten $f_i^{(2)}$ ergibt sich das eingangs eingeführte Maß, das eine Aussage über den Lagerzustand zulässt. Da es sich hier um Beschleunigungen handelt, wird das Merkmal im Weiteren statt $f_i^{(2)}$ durch $\ddot{y}_i^{(2)}$ gekennzeichnet.

In Abbildung 5.5 wurde der gleiche Signalausschnitt aus der Abbildung 5.4 mit einer Dauer von 0.4 ms vor und nach der Hochpassfilterung bei 1 kHz dargestellt. Die rot dargestellte Linie zeigt den jeweiligen Unwuchtanteil \ddot{y}_U im Signal und wurde jeweils durch Tiefpassfilterung bei 1 kHz erzeugt. Auf der linken Seite lässt sich $\ddot{y}_{U,max} = 80 \text{ m/s}^2$ vor der Hochpassfilterung ablesen. Nach der Hochpassfilterung strebt \ddot{y}_U auf der rechten Seite gegen Null.

Betrachtet man einen beliebigen Peak p_i vor der Hochpassfilterung (Abbildung 5.5 links), wird einsichtig, dass sich der Unwuchtanteil während der kurzen Dauer τ_i eines einzigen Peaks kaum ändert. Daher kann hier von einem lokalen, auf den Peak p_i bezogenen Unwuchtanteil $\ddot{y}_{U,i}$ ausgegangen werden. Eine Hochpassfilterung bewirkt also für einen betrachteten Peak p_i lediglich eine vertikale Verschiebung um den Wert $\ddot{y}_{U,i}$ sonst keine nennenswerte Änderung an Signalstruktur oder Peakform.

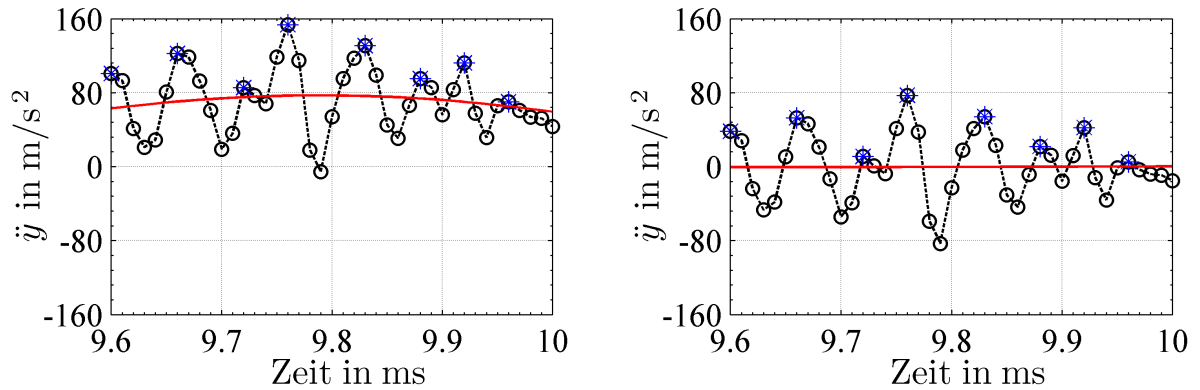


Abbildung 5.5: Links, Ausschnitt von Abbildung 5.4. Rechts, nach der Hochpassfilterung bei 1 kHz

Der Unwuchteinfluss auf die Merkmalsergebnisse lässt sich durch eine einfache Gegenüberstellung zeigen. Betrachtet man in den beiden Darstellungen jeweils einen Peak p_i

zum selben Zeitpunkt t_i , lässt sich das Lokalmaximum vor der Hochpassfilterung (Abbildung 5.5 links) mit \ddot{y}_i und nach der Hochpassfilterung (Abbildung 5.5 rechts) mit $\ddot{y}_i^* = \ddot{y}_i - \ddot{y}_{U,i}$ angeben. Setzt man die Lokalmaxima mit den jeweils dazu gehörenden Stützstellen in die Gleichung 5.1 ein, erhält man für beide Zustände die gleichen Ergebnisse.

$$\begin{aligned}
 \ddot{y}_i^{(2)} &= \frac{1}{\Delta t^2} (\ddot{y}_{i-1} - 2\ddot{y}_i + \ddot{y}_{i+1}) \\
 \ddot{y}_i^{*(2)} &= \frac{1}{\Delta t^2} \left[(\ddot{y}_{i-1} - \ddot{y}_{U,i}) - 2(\ddot{y}_i - \ddot{y}_{U,i}) + (\ddot{y}_{i+1} - \ddot{y}_{U,i}) \right] \\
 \ddot{y}_i^{(2)} &= \ddot{y}_i^{*(2)}
 \end{aligned} \tag{5.2}$$

In Gleichung 5.2 wird sichtbar, dass der lokale Unwuchtanteil $\ddot{y}_{U,i}$ additiv eingeht und sich herauskürzt. Aus diesem einfachen Zusammenhang geht die Erklärung für den Hochpasscharakter der zweiten Ableitung hervor.

Um den Hochpasscharakter der zweiten Ableitung an einem realen Beispiel zu zeigen wurde die Gleichung 5.1 auf die in Abbildung 5.1 oben dargestellte ungefilterte Zeitsignal angewendet. Vergleicht man nun das Zeitsignal nach der Filterung (Abbildung 5.1 unten) mit demjenigen, nach der Anwendung der zweiten Ableitung (Abbildung 5.6) wird einsichtig, dass die beiden Zeitverläufe weitgehend die gleichen Aussagen zulassen. Die diskreten Werte in Abbildung 5.6 stellen die zweite Ableitung $\ddot{y}^{(2)}$ der Beschleunigung dar. Der Auftritt der gesuchten impulsartigen Anregung zum Zeitpunkt $t = 0.04\text{s}$ und die abklingende Schwingung (*Burst*) sind hier deutlich sichtbar. Da es sich im Messsignal um die Beschleunigungen handelte, trägt die zweite Ableitung die Einheit in m/s^4 .

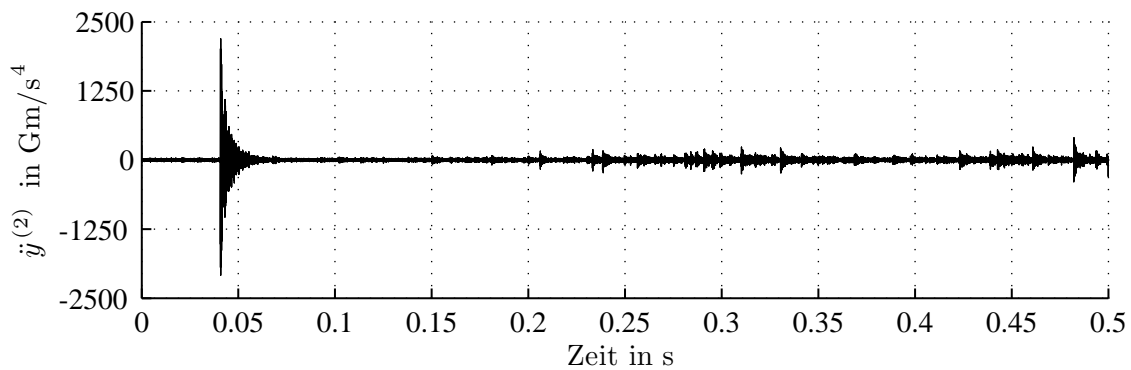


Abbildung 5.6: Zweite Ableitung aus dem gemessenen Rohsignal

Es sei angemerkt, dass die Höhe der Amplituden nicht maßgeblich ist. Vielmehr handelt es sich um die Trennung von Anregungen mit kurzer Einwirkungsdauer und damit um die Unterscheidung der Überrollung eines kleinen Schadens von der Anregung durch die

raue Oberfläche. Daher hätte die Darstellung auch normiert mit dem maximalen Wert erfolgen können.

Die zweite Ableitung gehört zu den Peakmerkmalen, mit denen es möglich ist, höherfrequente Anteile eines Signals gezielt herauszustellen. Betrachtet man das ungefilterte Messsignal in Abbildung 5.1 oben, das gefilterte Signal in Abbildung 5.1 unten und die zweite Ableitung $\ddot{y}^{(2)}$ in Abbildung 5.6, wird der Hochpasscharakter des Merkmals einsichtig. Interessieren im Signal Schwingungen, die aus Anregungen mit sehr kurzer Dauer entstehen, bietet die zweite Ableitung aufgrund der einfachen mathematischen Beschreibung (siehe Gleichung 5.1) eine Alternative zur Bandpass- und Hochpassfilterung.

Bei der Vorgehensweise mit der Filterung stellt die Wahl der Filtergrenzen ein Problem dar. Verwendet man die zweite Ableitung, fällt dieser Schritt aus. In dieser Hinsicht kann die zweite Ableitung als vorteilhaft angesehen werden. Nachteil ist die Verstärkung der Rauschanteile.

Aus den Beschreibungen für die Gleichung 5.1 geht hervor, dass das Peakmerkmal der zweiten Ableitung auf die lokalen Krümmungen des Signalverlaufs reagiert und Veränderungen im Signalverlauf besonders durch Anregungen mit kurzer Dauer herausstellt. Diese Aussage konnte durch die Abbildung 5.6 bestätigt werden.

Bei den durchgeführten Versuchen war kein Schmierstoff beteiligt. Daher beziehen sich die Ergebnisse auf den *trockenen* Kontakt. Im Fall der Schmierstoffbeteiligung sind die Verhältnisse bei der Überrollung bezüglich der eingangs beschriebenen Faktoren wie die Einwirkungsdauer und die Kontaktkraft nicht mit denjenigen vergleichbar, die im trockenen Kontakt vorkommen.

5.3 Empirische Modellbildung, Response Surface Methodology (RSM)

Will man Aussagen über den voraussichtlichen Verlauf eines Wälzlagerzustands treffen, so wäre ein experimentelles Vorgehen unvorteilhaft, weil zunächst die Grenzen ermittelt werden müssen, in denen Parameter variiert werden dürfen, danach müssen Versuchsreihen gefahren werden, in denen die unterschiedlichen Parameter variiert werden. Dies kann unter Umständen zeitlastend und kostenintensiv sein. Eine weitere Unwägbarkeit wäre die Belastbarkeit der Anlage, in der das Wälzlager betrieben wird.

Eine Möglichkeit für eine Voraussage bzw. Prognose, wie sich eine Ausgangsgröße in Abhängigkeit der Veränderung einer oder gleichzeitig mehrerer Eingangsgrößen verhält, ist die Bildung von empirischen Modellen. In der vorliegenden Arbeit wurde die soge-

nannte Response Surface Methodology (RSM) genutzt. Die Theorie von RSM wurde in die Arbeit genommen, weil die Anwendung dieser Methode in der Maschinenüberwachung bisher nicht ausreichend betrachtet wurde. Neben den Papers von Kankar u. a. (2011) und Patil u. a. (2010a) findet die Methode soweit bekannt eine erste Anwendung auf Wälzlager.

Die Response Surface Methodology erzielt eine näherungsweise Abbildung eines physikalischen Systems. Das Näherungsmodell ist ein empirisches Modell, das auf Beobachtungen an einem physikalischen System basiert. Oft ist der Zusammenhang zwischen den Eingangsgrößen und der Ausgangsgröße unbekannt. Zur Beschreibung dieses Zusammenhangs wird des öfteren die Regressionsanalyse eingesetzt. Die Eingangsgrößen sind unabhängige Variablen und die Ausgangsgröße wird abhängige Variable genannt. Laut Backhaus u. a. (2003) spricht man von der *einfachen* Regression, wenn das mathematische Modell (Regressionsansatz) nur eine unabhängige Variable beinhaltet. Häufig wird aber eine Hinzunahme mehrerer unabhängiger Variablen erforderlich sein. In diesem Fall wird die *multiple* Regression eingesetzt. Die Regressionsanalyse ist ein Teilbereich der *Multivariaten Verfahren*, in denen derartige Probleme behandelt werden, bei denen mehrere Messungen mit variierten Einstellungen der Eingangsgrößen an dem zu approximierenden physikalischen System durchgeführt werden.

Zur Erklärung des Begriffes Response Surface (RS) wird folgende Erläuterung für sinnvoll erachtet. Hängt die abhängige Variable y von nur einer unabhängigen Variablen x ab, kann der Zusammenhang zweidimensional als eine gerade Linie mit einer Steigung oder als eine Kurve dargestellt werden. Wenn zwei unabhängige Variablen x_1, x_2 vorhanden sind, kann der Zusammenhang als eine eventuell gekrümmte Fläche im dreidimensionalen Raum dargestellt werden. Diese Fläche, die den Zusammenhang zeigt, heißt *Response Surface*. Wenn die abhängige Variable y oder die Systemantwort von $k > 2$ unabhängigen Variablen x abhängig ist, beschreibt das Modell eine sogenannte Hyperplane, die sich in den k dimensionalen Raum erstreckt.

Das Ziel der multivariaten Regressionsanalyse ist es, die RS des physikalischen Systems durch die RS des mathematischen Modells zu approximieren. Die RS kann durch Polynomansatz für einen definierten Gültigkeitsbereich hinreichend genau angenähert werden.

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j=2}^k \sum_{j=2}^k \beta_{ij} x_i x_j + \epsilon. \quad (5.3)$$

Ein typisches Modell für Linearregression kann wie in Gleichung 5.3 aussehen. Dies ist ein Modell zweiter Ordnung mit $i = 1, 2, \dots, k$ unabhängigen Variablen x . Die Regressionskoeffizienten werden durch β repräsentiert und ihre Anzahl beträgt $(k + 1)(k + 2)/2$. Der erste Term β_0 ist eine Konstante und gibt den Offset-Anteil an. Die folgenden additiven Terme sind gruppiert nach linearen Termen $\beta_i x_i$, quadratischen Termen $\beta_{ii} x_i^2$ und

Interaktionstermen $\beta_{ij}x_ix_j$. Der Term „linear“ bezieht sich auf die β 's, denn die Gleichung stellt eine Funktion der Unbekannten β mit Bekannten x und y dar. Der Ausdruck „Ordnung“ bezieht sich auf die höchste Potenz der unabhängigen Variablen x .

Betrachtet man die einzelnen additiven Terme der Funktion, wird ersichtlich, dass die Konstante β_0 eine Verschiebung der Gesamtfläche parallel zur y -Achse bewirkt. Bei den linearen Zusammenhängen gibt β_i die Steigung in Richtung von x_i an. Die quadratischen Terme x_i^2 approximieren mit dem Vorfaktor β_{ii} die nichtlinearen Zusammenhänge. Wechselwirkungen sowie gleichzeitige Einflüsse von mehreren unabhängigen Variablen werden durch die sogenannten Interaktionsterme x_ix_j berücksichtigt. Der Faktor β_{ij} vor dem Interaktionsterm gibt Aufschluss über den Einfluß auf den Funktionswert y .

Der Term ϵ ist eine Fehlervariable oder Störgröße, die sich aus der Vielzahl zufälliger Einflüsse zusammensetzt, Backhaus u. a. (2003). Sie ist nicht beobachtbar und ist eine Zufallsvariable, die z.B. durch Rauschen oder Messfehler entstehen kann, Montgomery (2002). In der Statistik wird für ϵ eine Normalverteilung mit einem Mittelwert von Null und konstanter Varianz angenommen. An dieser Stelle sei angemerkt, mit ϵ ist nicht das Residuum gemeint. ϵ ist nicht messbar. Das Residuum e hingegen ergibt sich nach der Regressionsanalyse als Differenz zwischen dem Messwert und dem Funktionswert und ist daher messbar.

Im Fall, dass mehrere Beobachtungswerte y vorhanden sind, wird das Modell aus der Gleichung 5.3 in Matrixschreibweise angegeben:

$$\mathbf{y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\epsilon} \quad (5.4)$$

$$\mathbf{y} = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix}, \quad \mathbf{X} = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \cdots & x_{1k} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \cdots & x_{2k} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & \cdots & x_{nk} \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\beta} = \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \beta_k \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\epsilon} = \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \epsilon_3 \\ \vdots \\ \epsilon_n \end{bmatrix}. \quad (5.5)$$

\mathbf{y} beinhaltet $i = 1, 2, \dots, n$ Messgrößen. In \mathbf{X} werden die unabhängigen Variablen zeilenweise so eingetragen, dass die quadratischen Terme und die Interaktionsterme aus der Gleichung 5.3 durch nur eine unabhängige Variable x_{ij} repräsentiert werden. Dabei steht i für die laufende Versuchsnummer und $j = 0, 1, 2, \dots, k$ gibt die aktuelle unabhängige Variable an. Jede Zeile von \mathbf{X} enthält k unabhängige Variablen und $p = k + 1$ Spalten.

$\boldsymbol{\beta}$ beinhaltet die Regressionskoeffizienten oder -parameter β_j . Stochastische Fehler werden mit dem Vektor $\boldsymbol{\epsilon}$ angegeben. Da ϵ_i zufälliger Natur ist und additiv in Messwert y_i eingeht, wird die Abweichung von dem eigentlichen Wert ebenfalls zufälliger Natur sein.

Bedingt durch das mathematische Modell wird angenommen, dass der Mittelwert aller Abweichungen in \mathbf{e} Null ist, die Varianz σ^2 beträgt und ϵ_i nicht korrelieren. Daraus folgt, dass die Abweichung unterschiedlich groß für jeden Messpunkt sein wird. Die Aufgabe besteht also darin, einen optimalen Verlauf der Funktion zu erreichen. Optimal soll bedeuten, dass die Abweichungen global, d.h. für alle Messpunkte, möglichst gering gehalten werden, sodass die empirische Punkteverteilung möglichst gut approximiert wird.

Eine in der Statistik häufig eingesetzte Methode ist *die Methode der kleinsten Quadrate (KQ)*.

$$L = \sum_{i=1}^n \epsilon_i^2 = \mathbf{e}^T \mathbf{e} = (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})^T (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta}) \rightarrow \min! \quad (5.6)$$

Die Summe der Quadrate der Differenzen ϵ_i zwischen den beobachteten y_i und den prognostizierten \hat{y}_i wird in Abhängigkeit von $\boldsymbol{\beta} = [\beta_0, \beta_1, \beta_2, \dots, \beta_k]^T$ minimiert.

D. h. die Funktion L wird nach dem Vektor $\boldsymbol{\beta}$ differenziert und die partiellen Ableitungen werden Null gesetzt.

$$\left. \frac{\partial L}{\partial \boldsymbol{\beta}} \right|_{\mathbf{b}} = \mathbf{0} \quad (5.7)$$

$$\mathbf{b} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{y} \quad (5.8)$$

Die Werte von $\boldsymbol{\beta}$, für die die Funktion L ihr Minimum annimmt, werden *Kleinste-Quadrate-Schätzer* genannt: $\mathbf{b} = [b_0, b_1, b_2, \dots, b_k]^T$. Das angepasste Modell $\hat{\mathbf{y}}$ kann angegeben werden als:

$$\hat{\mathbf{y}} = \mathbf{X}\mathbf{b} = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + \dots + b_k x_k \quad (5.9)$$

Prüfung der Regressionsfunktion: Die Güte des empirischen Modells soll nun bewertet werden. Das heißt, es soll geklärt werden, wie gut die geschätzte Regressionsfunktion als Modell die Realität wiedergibt (goodness of fit).

Mögliche, aus der Statistik bekannte Gütemaße sind, das Bestimmtheitsmaß R^2 und R_{korr}^2 , die F-Statistik und der Standardfehler. In der vorliegenden Arbeit wurden aus zwei Gründen R^2 und R_{korr}^2 favorisiert. Erstens liefern diese leicht interpretierbare Gütewerte, die zwischen $0 \leq R^2 \leq 1$ liegen. Zweitens, wenn beide Werte weit auseinander liegen, deutet dies auf das Vorhandensein irrelevanter Regressoren im Modell hin. Dadurch wird ein aussagekräftiges Gütemaß über das Modell erreicht.

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} \quad (5.10)$$

R^2 verwendet die Schätz- \hat{y} und die Beobachtungswerte y . Der Mittelwert der Beobachtungswerte \bar{y} wird als Bezugsgröße genommen. Durch die Verhältnisbildung besitzt R^2 keine Einheit und ist eine normierte Größe.

Das Vorhandensein irrelevanter Regressoren kann im Modell einen erhöhten R^2 -Wert verursachen. Dies würde eine bessere Modellgüte bedeuten, als die tatsächliche. Um dies zu vermeiden, wird R_{korr}^2 verwendet, wobei R^2 um eine Korrekturgröße vermindert wird.

$$R_{korr}^2 = R^2 - \frac{p(1 - R^2)}{n - p - 1} \quad (5.11)$$

In die Korrekturgröße gehen, wie aus der Gleichung 5.11 ersichtlich, die Anzahl der Regressoren p und die Anzahl der Versuche n bzw. der Stichprobenumfang ein. Weiterführende Literatur kann aus Montgomery (2002) und Backhaus u. a. (2003) entnommen werden.

Anpassen eines Modells zweiter Ordnung

Ziel ist die Vorhersage der Systemantwort (Response) für einen definierten Betriebsbereich. Es ist von Interesse zu wissen, wie ein System auf Änderungen bestimmter Betriebsparameter reagiert. Das Verhalten des Systems wird durch eine Reihe von Versuchen mit systematisch geänderten relevanten Eingangsgrößen untersucht. Die Eingangsgrößen werden auch unabhängige Variablen genannt. Es wird angestrebt, eine möglichst gute Beschreibung der Systemantwort mit möglichst geringer Anzahl der Versuche zu erreichen. Die zu bestimmenden Regressionskoeffizienten sollen das Systemverhalten möglichst genau wiedergeben.

Dies erfordert eine Versuchsplanung (*Design of Experiments, DOE*). Die Schritte von DOE, Versuchseinheiten genannt, werden nicht per Zufall aufgestellt, sondern es wird angestrebt, den Untersuchungsraum durch gezieltes Einstellen der unabhängigen Variablen möglichst weit zu spannen.

Für die Surface Methodology werden zwei Versuchsanordnungen (Design) verwendet. Das Box-Behnken Design (BBD) und das Central Composite Design (CCD). Das CCD stammt von Box und Wilson (1951) und wurde hier aufgrund der Vorteile bei der Anpassungsqualität für Modelle zweiter Ordnung gewählt, Montgomery (2002).

Für jede unabhängige Variable wird ein Bereich festgelegt, der z.B. den Grenzen des Betriebsbereichs entspricht. Es ist üblich, den Betriebspunkt als Mittelpunkt zu setzen. Von diesem Punkt aus werden das Minimum und das Maximum im gleichen Abstand zum Mittelpunkt, aber in entgegengesetzter Richtung festgelegt.

Wegen der Übersichtlichkeit ist die Normierung der *realen*, einheitsbehafteten Variablen üblich, sodass die Angaben in *kodierten* Variablen erfolgen. Die Umrechnung zwischen den kodierten x_i^* und realen Variablen x_i erfolgt nach der Gleichung 5.12.

$$x_i^* = \frac{x_i - \frac{1}{2}(x_{i,max} + x_{i,min})}{\frac{1}{2}(x_{i,max} - x_{i,min})} \quad (5.12)$$

Repräsentiert k die Anzahl der unabhängigen Variablen, beschreibt DOE einen k dimensionalen Suchraum. Dieser kann durch ein Koordinatensystem mit jeweils einer unabhängigen Variablen x_i auf jeder Achse leicht veranschaulicht werden. Werden die kodierten Variablen x_i^* verwendet, entsteht ein Raum mit gleicher Kantenlänge in allen Richtungen. Jeder Versuchsschritt von DOE stellt einen Punkt in diesem Koordinatensystem dar.

Legt man den normalen Betriebspunkt in die Mitte des Suchraums, erhält man den Ursprung des Koordinatensystems $I(x_i^* = 0)$, an dem alle Variablen jeweils ihren mittleren Wert aufweisen. Dieser Punkt liefert Aufschluss über die eventuell vorhandene Krümmung des Funktionsverlaufs. Die Eckpunkte des Untersuchungsraums, an denen $x_i^* = \pm 1$, sind bei der Schätzung von Linear- und Interaktionstermen beteiligt.

Ist man an nichtlinearen Zusammenhängen interessiert, können diese durch Hinzunahme weiterer Stützpunkte α berücksichtigt werden. Die Festlegung des Abstands zwischen α und dem Mittelpunkt ist in der Regel dem Experimentierenden überlassen. Maßgeblich sind der interessierende Betriebsbereich und die Realisierbarkeit der Betriebsbedingungen an dem Versuchsstand. Jedoch wird in der Literatur empfohlen, α an die Anzahl der unabhängigen Variablen k zu koppeln, z.B. Montgomery (2002), sodass $\alpha = 2^{k/4}$ oder $\alpha = \sqrt{k}$. In kodierten Variablen ergeben sich die Stützpunkte für eine unabhängige Variable zu $-\alpha, -1, 0, 1, \alpha$.

Variablen	Einheit	Notation	Variablenwerte (kodiert und real)				
			$-\alpha$	-1	0	1	α
Raue Oberfläche	μm	r	0,06	0,3	0,65	1	1,24
Fehlerbreite	mm	f	0,23	0,4	0,65	0,9	1,07
Vorspannung	μm	v	8,3	10	12,5	15	16,7

Tabelle 5.1: Unabhängige Variablen und gewählte Bereiche

Tabelle 5.1 zeigt diese Stützpunkte (kodierte Variablenwerte). Außerdem wurde zeilenweise der umgerechnete, einheitsbehaftete Wert (reale Variablenwerte) für jede Eingangsgröße eingetragen. Die einheitsbehafteten Minima und Maxima ($x_i^* = \pm 1$) der jeweiligen Eingangsgrößen repräsentieren die eingestellten Werte im untersuchten Fall, der im folgenden Abschnitt näher erläutert wird. Jedoch wurde die Tabelle bereits an dieser Stelle angegeben, um die Vorgehensweise zu verdeutlichen.

5.4 Anwendung der RS auf Wälzlager

Betrachtet man die Systemantwort bzw. die Messgröße, so sind mehrere Einflußgrößen beteiligt. Eine Veränderung der Messgröße kann meist nicht unmittelbar einem einzigen Einflußfaktor zugeordnet werden.

Sieht man beispielsweise im FFT-Spektrum eine Änderung der Amplitude bei der Systemeigenfrequenz, geht man davon aus, dass der Änderung der Amplitude ein Punkt-schaden zugrunde liegt. Aus der Erfahrung ist aber bekannt, dass gleichzeitig andere Einflußgrößen bei der Höhe der Amplitude eine Rolle spielen. Dazu zählen Vorspannung, Drehzahl oder Oberflächenunregelmäßigkeiten. Daher ist es nur schwer möglich, die festgestellte Veränderung einer einzigen Einflußgröße zuzuordnen.

Das Lager wurde in der Simulation mit einem stehenden Außenring und einem drehenden Innenring betrieben. Es handelte sich um ein Rillenkugellager mit der Bezeichnung 6003. Die Einstellungen der Betriebsparameter richteten sich in der Simulation nach den Werten einer schnell-drehenden Vakuumpumpe im realen Betrieb. Die Innenringdrehzahl beträgt 35000 U/min. Außerdem wirkten auf den Innenring eine mit dem Innenring mitrotierende, radial gerichtete Kraft $F_u = 217$ N als Unwucht und eine stehende, in vertikaler Richtung gerichtete Last von $F_y = 50$ N ($\varphi = 270^\circ$).

Ein wesentlicher Aspekt wird durch die Abbildung 5.7 und die Abbildung 5.8 dargelegt. Da die Drehzahl wie im Abschnitt 3.2 dargestellt, bei der Erkennung von Lokalschäden eine beachtliche Rolle spielt, darf hier die folgende Untersuchung nicht fehlen. Bei geringen Drehzahlen kann die Systemantwort relativ einfach interpretiert werden.

Aus den praktischen Anwendungen ist weitgehend bekannt, dass Lokalschäden einen typischen Signalcharakter aufweisen. Aufgrund der Stöße (*pulse train*) zwischen den Wälzkörpern und dem Lokalschaden entsteht eine Reihe von abklingenden Schwingungen, die sogenannten *Bursts*. Der Verlauf kann z.B. durch das Zeitsignal oder die Hüllkurve analysiert werden.

Bei höher werdenden Drehzahlen neigen diese klar erkennbaren Signalstrukturen, zu verschwinden. Aufgrund der hohen Wiederholungsrate der Überrollungen rücken die *Bursts* auf der Zeitachse zusammen. Daraus resultiert, bevor ein *Burst* unter Einfluß der Dämpfung im System vollständig abklingen kann, folgt bereits der nächste.

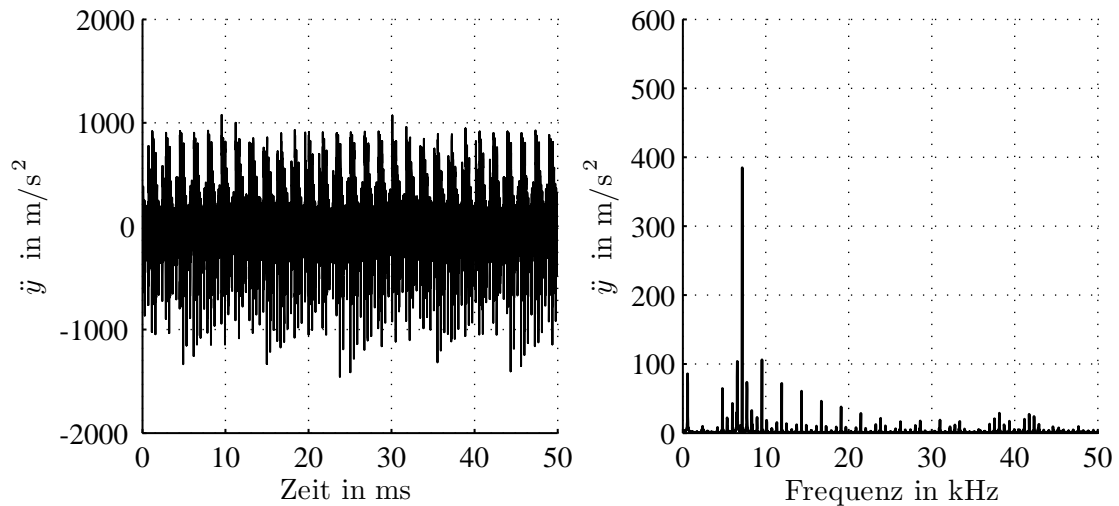


Abbildung 5.7: Signalstruktur bei hoher Drehzahl unter Einfluß des Lokalschadens

Die Zeitsignale aus der Abbildung 5.7 und der Abbildung 5.8 sollen die oben angeführte Problematik verdeutlichen. Auf den ersten Blick, ohne Vorkenntnisse über den Zustand und die Betriebsbedingungen, kann nur schwer bestimmt werden welche Art von Schaden das Lager aufweist. Die ersten beiden möglichen Fehlerquellen könnten Lokalschaden und Unwucht sein, wobei die Unwucht nicht unbedingt als ein Fehler, sondern als ein Systemzustand angesehen werden sollte.

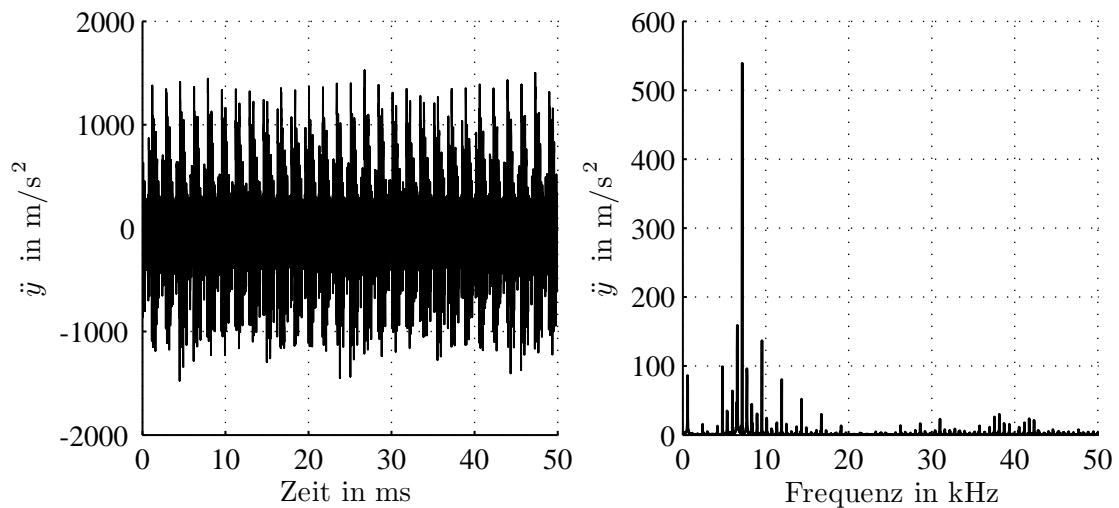


Abbildung 5.8: Signalstruktur bei hoher Drehzahl unter Einfluß des Lokalschadens

Die Spektren in Abbildung 5.7 und Abbildung 5.8 liefern Aufklärung. In den beiden Grafiken entspricht der erste Peak von links bei 576Hz der Innenringdrehfrequenz f_I , die

Aufschluss über das Vorhandensein einer Unwucht liefert.

Der zweite Peak von links liegt bei der Außenringpassierfrequenz f_{Ap} (2384 Hz), die auf den ersten Blick auf einen Lokalschaden hindeutet. Aufgrund der geringen Amplitude ist es schwierig, diesen allein als ein Lokalschaden einzuordnen. Die Amplitude kann unter Umständen auch der konstanten Last oder der Vorspannung im Lager, z.B. beim Einbau, entstanden sein.

In Abbildung 5.8 ist jedoch der Anstieg des Peaks um 7 kHz von 400 m/s^2 auf 550 m/s^2 klar ersichtlich. Aus den Messungen mit einem Laservibrometer und aus der Modalanalyse mit Finiten Elementen (FEM) ist bekannt, dass der Außenring vom Lagertyp 6003 um 7 kHz eine Biegeeigenfrequenz aufweist. In der Realität ist eine Trennung von Eigenfrequenzen schwierig, wenn z.B. Lager im Gehäuse eingebaut ist. In der Simulation ist es jedoch möglich, diese zu isolieren. Daher könnte der Anstieg dieser Amplitude ein guter Indikator zu einem wachsenden Lokalschaden auf der Außenringlaufbahn sein.

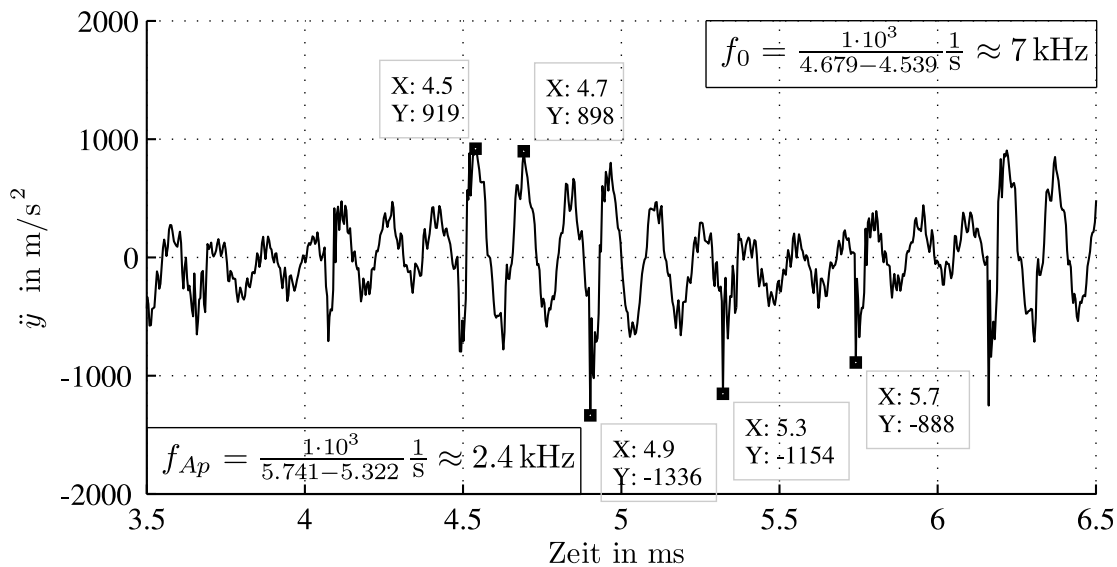


Abbildung 5.9: Vergrößerung für Signalbestandteile

Der Inhalt der FFT-Spektren kann durch nähere Betrachtung eines der beiden Zeitsignale nachvollzogen werden. Die Abbildung 5.9 zeigt einen vergrößerten Teil des Zeitsignals aus der Abbildung 5.7 mit einer Dauer von 3 ms.

Den ersten zwei benachbarten Peakkoordinaten (X,Y) von links kann die Eigenfrequenz des Außenrings f_0 entnommen werden. Mit dieser Frequenz klingen die Bursts ab.

Der erste und die letzten drei benachbarten Peakkoordinaten markieren jeweils die Stelle, an der ein Burst aufgrund der Überrollung des Lokalschadens auftritt. Obwohl bereits in Abbildung 5.9 gezeigt, kann f_{Ap} ebenfalls aus dem zeitlichen Abstand von ca. 0,4 ms näherungsweise mit $f_{Ap} \approx (0,4 \cdot 10^{-3})^{-1} \text{ Hz}$ berechnet werden.

Die Anzahl der Anregungen pro Umdrehung des Innenrings wird mit $n = f_{Ap}/f_I$ berechnet, sodass sich hier $n = 4$ ergibt. Diese Zahl lässt sich ebenfalls aus der Grafik anhand

der Peakkoordinaten (X, Y) bestimmen.

Obwohl die Bursts aufgrund der Unwucht stark unterschiedlich ausfallen, kann in Abbildung 5.9 auf der Basis von zwei beliebig gewählten, aufeinander folgenden Bursts gezeigt werden, dass bevor der zuerst entstandene Burst komplett abklingen kann, bereits der folgende entsteht.

Für die folgende Untersuchung dienten als Eingangsgrößen (unabhängige Variablen) die Oberflächenunregelmäßigkeit r , die Fehlerbreite f und die Vorspannung v . Als Systemantwort (abhängige Variable) wurde die Amplitude der Beschleunigung der Außenringeigenfrequenz \ddot{y} gewählt.

Hier sei angemerkt, die Eigenfrequenz muss natürlich nicht zwingend die einzige Auswertungsgröße sein. Die Amplitude der Eigenfrequenz wurde verwendet, weil aus der Praxis bekannt ist, dass diese häufig belastbare Aussagen über den Zustand zulässt.

Zur Simulation einer unregelmäßigen Oberfläche wurde das Modell für großflächige Schäden eingesetzt. Die Fehlerbreite bezieht sich auf den Punktschaden, dem das Modell für kleine Lokalschäden zugrunde liegt. Die eingestellten Werte wurden in der Tabelle 5.1 aufgelistet.

Die Tabelle 5.2 zeigt die DOE mit den durchzuführenden Versuchsschritten nach dem Schema des CCD und die Variablenwerte in realen und in kodierten Variablen. Betrachtet man die kodierten Variablen, wird der Aufbau des CCD aus drei Hauptblöcken ersichtlich:

1. Versuche 1-8 stellen die Eckpunkte des Untersuchungsraums dar und sind bei der Schätzung von Linear- und Interaktionstermen beteiligt.
2. Versuche 9-14 stellen die axialen Punkte dar und geben Aufschluss über die quadratischen Terme.
3. Versuche 15-17 geben die Mitte des Suchraums $I(x_i^* = 0)$ an und liefern Aufschluss über die Krümmung des Funktionsverlaufs. Diese Schritte werden auch zentrale Läufe (Central Runs) genannt. In der Regel wird die Anzahl n_c zwischen 3 und 5 empfohlen.

Versuch	Kodierte Variablen			Reale Variablen			Messwert
	x_1^*	x_2^*	x_3^*	Rau. μm x_1	Fehlerbr. mm x_2	Vorsp. μm x_3	Beschl. m/s^2 y
1	-1	-1	-1	0,3	0,4	10	167
2	-1	-1	1	0,3	0,4	15	404
3	-1	1	-1	0,3	0,9	10	319
4	-1	1	1	0,3	0,9	15	791
5	1	-1	-1	1	0,4	10	179
6	1	-1	1	1	0,4	15	432
7	1	1	-1	1	0,9	10	329
8	1	1	1	1	0,9	15	809
9	$-\alpha$	0	0	0,06	0,65	12,5	372
10	α	0	0	1,24	0,65	12,5	399
11	0	$-\alpha$	0	0,65	0,23	12,5	163
12	0	α	0	0,65	1,07	12,5	539
13	0	0	$-\alpha$	0,65	0,65	8,3	200
14	0	0	α	0,65	0,65	16,7	845
15	0	0	0	0,65	0,65	12,5	385
\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots
17	0	0	0	0,65	0,65	12,5	385

Tabelle 5.2: Versuchsreihe nach Vorgabe von CCD und Messwerte

Die Design Matrix der CCD gibt vor, dass Versuche ab dem 15. Schritt mit den jeweils mittleren Werten der unabhängigen Variablen durchgeführt werden.

Da es sich um eine numerische Simulation handelt, können stochastische Fehler ausgeschlossen werden. Es gilt, die Ergebnisse sind exakt reproduzierbar und schwanken nicht um einen Mittelwert für den aktuell betrachteten Versuchsschritt. Dies würde lediglich zu einer Wiederholung des Rechenvorgangs mit gleichen Ergebnissen führen. Aus diesem Grund wurde der Messwert von Versuch 15 für die restlichen Versuche übernommen.

Einsetzen von kodierten Variablenwerten aus der Tabelle 5.2 in Gleichung 5.4 und Durchführung der Schritte von Gleichung 5.6 bis Gleichung 5.9 liefert die Schätzfunktion.

$$y = 384.9 + 8.3x_1^* + 124.4x_2^* + 185x_3^* - 1.5x_1^*x_2^* + 3x_1^*x_3^* + 57.8x_2^*x_3^* + 1.6x_1^{*2} - 10.6x_2^{*2} + 50x_3^{*2} \quad (5.13)$$

Die Modellgüte kann mit R^2 und R_{korr}^2 aus der Gleichung 5.10 und Gleichung 5.11

bewertet werden. Für den untersuchten Fall ergaben sich diese zu $R^2 = 0,9972$ und $R_{kor}^2 = 0,9953$. Dies deutet auf eine hohe Modellgüte hin, weil beide Werte sehr nah an 1 sind.

Das angepasste Modell kann außerdem leicht überprüft werden, indem Funktionswerte mit den Messwerten verglichen werden. Dazu setzt man die kodierten Variablen einer Versuchseinheit aus der Tabelle 5.2 in die empirische Funktion in Gleichung 5.13 ein. Die Koeffizienten wurden nach der ersten Kommastelle gerundet, woraus leichte Abweichungen entstehen können.

Die Schätzfunktion kann mit realen Variablen unter Verwendung von Gleichung 5.12 angegeben werden.

$$\begin{aligned}
 y = & 1078 - 2.5 \cdot 10^7 x_1 - 4.3 \cdot 10^5 x_2 - 1.9 \cdot 10^8 x_3 \\
 & - 1.7 \cdot 10^{10} x_1 x_2 + 3.4 \cdot 10^{12} x_1 x_3 + 9.2 \cdot 10^{10} x_2 x_3 \\
 & + 1.3 \cdot 10^{13} x_1^2 - 1.7 \cdot 10^8 x_2^2 + 8 \cdot 10^{12} x_3^2
 \end{aligned} \tag{5.14}$$

Eine Modellüberprüfung kann, ähnlich wie mit den kodierten Variablen, durch Einsetzen von realen Variablen aus der Tabelle 5.2 in die empirische Funktion in Gleichung 5.14 erfolgen. Wegen der Übersichtlichkeit wurden die Koeffizienten nach der ersten Komma-stelle gerundet.

Mögliche Maßnahme zur Verbesserung der Modellgüte: In der Literatur z.B. Montgomery (2002), wird die Anzahl der zentralen Läufe n_c dem Experimentier überlassen, jedoch werden 3 bis 5 Versuche empfohlen. Diese Aussage kann für den untersuchten Fall mit $n_c = 3$ bestätigt werden. Auf eine Erhöhung von n_c wurde aufgrund bereits hoher R^2 und R_{kor}^2 verzichtet.

Nach der Regressionsanalyse stellt sich die Frage, wie die Zusammenhänge, die durch die empirische Gleichung angegeben werden, effizient dargestellt werden können. Ein guter Überblick kann gewonnen werden, wenn aus dem mehrdimensionalen Raum zweidimensionale Scheiben herausgeschnitten werden. Für jeden zweidimensionalen Ausschnitt gelten konstante Variablenwerte in den restlichen Dimensionen.

Das heißt, zwei Variablen werden im Untersuchungsraum schrittweise geändert. Die restlichen Variablen werden konstant gehalten. Für jeden Schritt wird der Funktionswert anhand der Schätzfunktion in Gleichung 5.14 berechnet. Die Funktionswerte können dann als eine aufgespannte Fläche (Response Surface) über zwei Variablen dargestellt werden. Die Schrittweite kann dabei beliebig fein eingestellt werden.

Solche Ausschnitte können in Abständen (stufenweise) auf einer Variablenachse erstellt und die Flächen nebeneinander dargestellt werden. Dies ermöglicht einen schnellen Überblick zum gleichzeitigen Einfluss von drei Variablen auf die Response-Größe.

Auf Basis dieser Überlegung stellt jede Grafik in Abbildung 5.10 einen Ausschnitt aus dem untersuchten Raum dar. Aufgrund der Nähe zur praktischen Anwendung wurde die Auswertung mit den realen Variablen durchgeführt. Natürlich ist die Darstellung mit kodierten Variablen auch möglich.

Über jeder Grafik steht der konstant gehaltene Variablenwert für den jeweiligen Ausschnitt. In Abbildung 5.10 ist dieser die Amplitude der eingestellten Oberflächenunregelmäßigkeit r . Die restlichen Variablen, Fehlerbreite f und Vorspannung v , wurden schrittweise geändert und die Schätzwerte für die Außenringbeschleunigung \ddot{y} mit der Gleichung 5.14 berechnet. Hier wurde eine Auflösung von 15 Schritten pro Achse eingestellt. Die Auflösung kann natürlich frei gewählt werden. Die Vorspannung v wurde im Lager durch ein negativ eingestelltes Lagerspiel erreicht. Auf der Vorspannungsachse bedeuten größer werdende Werte erhöhte Vorspannung im Lager.

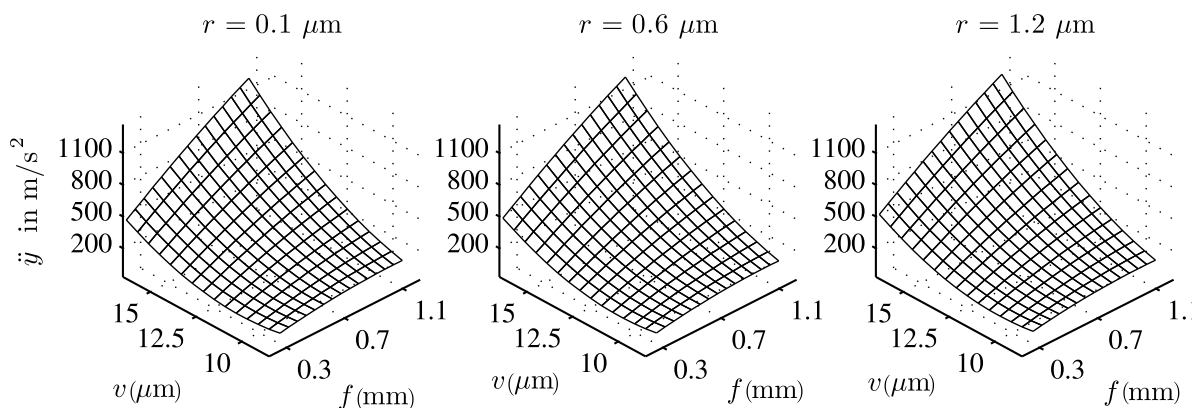


Abbildung 5.10: Schrittweise erhöhte Oberflächenunregelmäßigkeit

Obwohl r von links nach rechts steigt, werden in Abbildung 5.10 auf den ersten Blick keine gravierenden Unterschiede zwischen den drei Grafiken bemerkbar. Vergleicht man aber die Funktionswerte für einen Punkt, z.B. der Eckpunkt $P(f, v) = P_1(1.1, 16.7)$, über die drei nebeneinander dargestellten Stufen, wird der Anstieg der Funktionswerte ersichtlich ($\ddot{y}(r_i) = 1167, 1178$ und 1203 m/s^2). Ein ähnlicher Anstieg kann anhand eines weiteren Punktes, $P(f, v) = P_2(0.2, 8.3)$, gezeigt werden. Für diesen Punkt wurden die Funktionswerte $\ddot{y}(r_i) = 134, 207$ und 235 m/s^2 abgelesen. Ein solcher Anstieg kann für alle weiteren Punkte, die die Fläche (Response Surface) bilden, nachgewiesen werden. Diese Aussage kann außerdem leicht durch Darstellung der drei Flächen in demselben Plot überprüft werden, was das gleiche Ergebnis liefert. Auf eine Darstellung wurde jedoch wegen der Übersichtlichkeit verzichtet.

Die Erhöhung der Oberflächenunregelmäßigkeit ruft eine Anhebung der Gesamtfläche hervor. Als praktische Anwendung auf das Wälzlager bedeutet dies, dass die Entwicklung

eines großflächigen Schadens durch erhöhte Amplituden im Spektrum zurückverfolgt werden kann. Bei bekannten f und v können Abweichungen zwischen dem gemessenen \ddot{y} und dem geschätzten \ddot{y} eindeutig zu einer Änderung von r zugeordnet werden. Ähnliche Überlegungen sind auf die veränderte Fehlerbreite eines Punktschadens übertragbar.

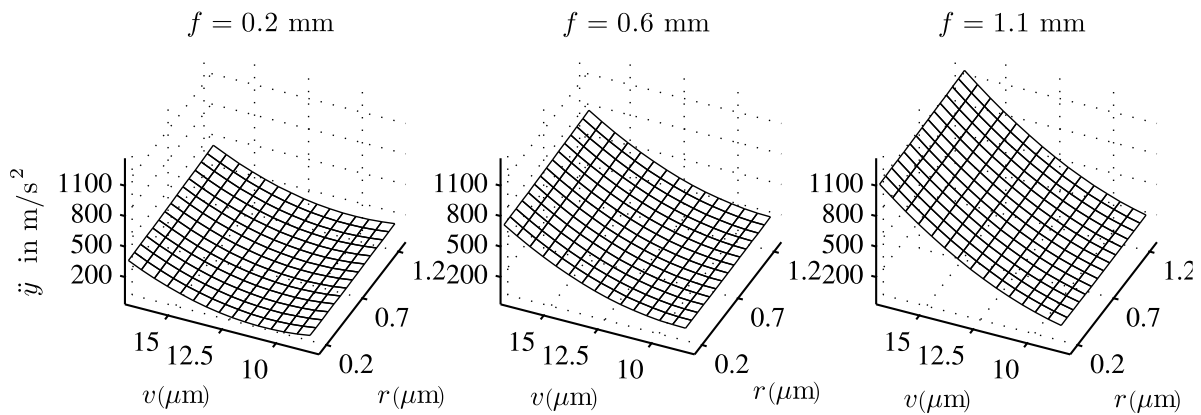


Abbildung 5.11: Schrittweise erhöhte Fehlerbreite

In Abbildung 5.11 zeigt jede der drei nebeneinander dargestellten Flächen einen Ausschnitt mit konstant gehaltener Fehlerbreite f . Die Anordnung entspricht von links nach rechts einem größer werdenden Punktschaden. Die Funktionswerte \ddot{y} wurden über die Oberflächenunregelmäßigkeit r und die Vorspannung v aufgetragen. Beobachtet man \ddot{y} für einen beliebig gewählten Flächenpunkt P_i über die drei Stufen, wird der Anstieg von \ddot{y} deutlich erkennbar. Da der Anstieg für alle Flächenpunkte gültig ist, kann hier gezeigt werden, dass ein größer werdender Punktschaden, unabhängig von dem Zustand des Lagers bezüglich Oberflächengüte und Vorspannung, eine Erhöhung der Beschleunigung verursacht. Die Erfahrung lässt eine solche Wirkung aus den Messungen an realen Wälzlagern erwarten.

Es fällt außerdem auf, dass die linke Kante der Fläche (hohe Vorspannung) über die drei Stufen viel stärker ansteigt, als die rechte Kante (niedrige Vorspannung), sodass die Fläche fast um die rechte Kante dreht. Das heißt, eine gewisse Vorspannung wirkt günstig und ist daher unter Umständen wünschenswert für die Erkennung von Punktschäden bzw. für die Zustandsüberwachung von Lagern, besonders in der frühen Phase.

Eine vergleichbare und noch deutlichere Aussage liefert die Abbildung 5.12. Denn der Anstieg von \ddot{y} aufgrund der f -Änderung ist bei hoher Vorspannung deutlich stärker als bei niedriger Vorspannung.

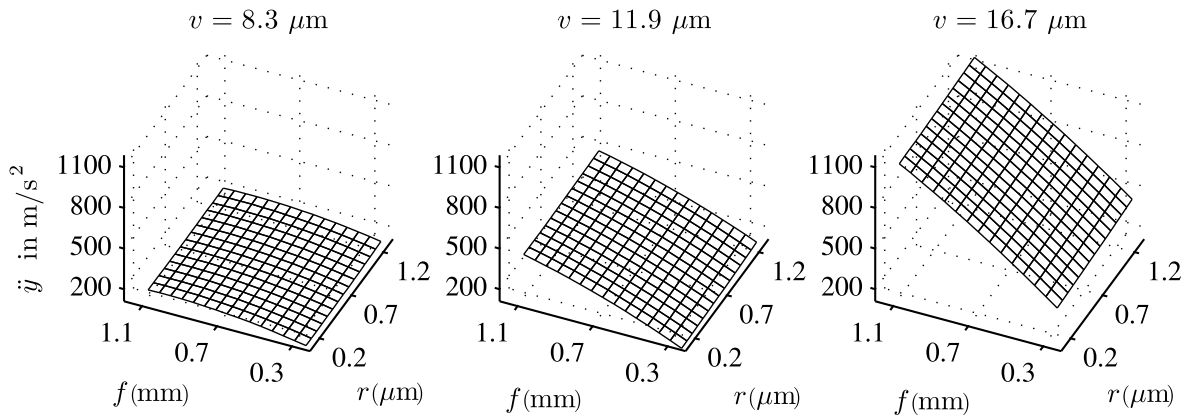


Abbildung 5.12: Schrittweise erhöhte Vorspannung

In Abbildung 5.12 wurden die Funktionswerte \ddot{y} über die Oberflächenunregelmäßigkeit r und die Fehlerbreite f aufgetragen. Ziel war es, den Einfluss der Vorspannung im eingebauten Zustand auf das Gesamtlager anhand der Außenringvibrationen zu untersuchen. Jede der drei nebeneinander dargestellten Flächen zeigt einen Ausschnitt aus dem untersuchten Raum mit konstant gehaltener Vorspannung v . Die Anordnung der Grafiken entspricht von links nach rechts einer erhöhten Vorspannung im Lager. Obwohl der untersuchte Bereich von f und von r über die drei Stufen gleichgehalten wird, steigen die \ddot{y} -Werte für beliebig gewählte Flächenpunkte P_i aufgrund der erhöhten Vorspannung an. Für die praktische Anwendung bedeutet dies, dass für denselben Punktschaden bei erhöhter Vorspannung vergleichsweise höhere \ddot{y} angezeigt werden. Wie bereits für Abbildung 5.11 beschrieben, kann dies für die Früherkennung von Punktschäden wünschenswert sein.

Die Vorspannung im Lager kann wie eine ausgelenkte Feder vorstellt werden. Steigende Vorspannung entspricht erhöhter Auslenkung, die sich direkt auf die Kontaktkraft zwischen den Kontaktpartnern auswirkt. Wenn nun auf der Laufbahn kleine (Punktschäden) oder großflächige Schäden (Imperfekte Laufbahn) vorhanden sind, machen sich Änderungen der Kontaktkraft besonders an der Außenringbeschleunigung bemerkbar.

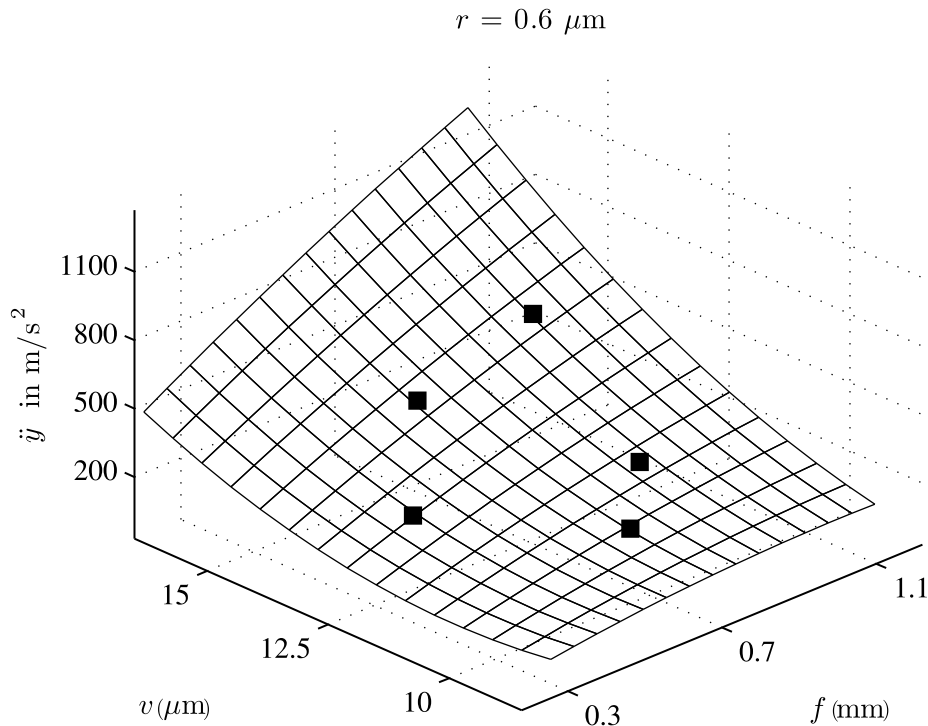


Abbildung 5.13: Kontrollpunkte

Die Modellüberprüfung wurde mit den Kontrollpunkten und mit einer Fläche, die einen Ausschnitt aus dem untersuchten Raum darstellt, vorgenommen. Die Fläche in Abbildung 5.13 wurde bereits in Abbildung 5.10 gezeigt und hier noch mal zur Modellüberprüfung aufgegriffen. Die Funktionswerte \ddot{y} wurden nach der Schätzfunktion (Gleichung 5.14) mit den Variablenwerten aus der Tabelle 5.2 berechnet. Innerhalb des untersuchten Bereichs wurden willkürliche Variablenwerte von r , f und v gewählt und Versuche an diesen Punkten durchgeführt. Die Versuche wurden in der Simulationsumgebung vorgenommen, daher stammen die gemessenen \ddot{y} Werte aus den simulierten Außenringbeschleunigungen.

Abbildung 5.13 zeigt fünf von insgesamt 14 Kontrollpunkten. Residuen zwischen den gemessenen \ddot{y} und den geschätzten \ddot{y} (Gleichung 5.14) wurden gebildet. Prozentuale Abweichungen liegen zwischen min. 0,2% und max. 2,7% bezogen auf den gemessenen \ddot{y} . Das Modell wies hohe R^2 und R^2_{korr} Werte auf. Die geringen Abweichungen zwischen den Kontrollpunkten und den Schätzwerten sind in guter Übereinstimmung mit der hohen Bewertung des Bestimmtheitsmaß.

Diskussion, Vorteile und Schwachstellen von RS

RS ermöglicht anhand der empirischen Funktion eine Aussage über das Verhalten des Lagers für beliebige Werte der Eingangsgrößen innerhalb des Gültigkeitsbereichs, ohne dafür Experimente durchführen zu müssen und ohne dass zwischen Stützpunkten interpoliert werden muss. Weiterhin erlaubt RS eine Rückrechnung (invers gültig), wobei der Wert einer unbekanntem Eingangsgröße einfach berechnet werden kann, vorausgesetzt, die empirische Funktion, der Funktionswert (oder der Messwert) und die restlichen unabhängigen Variablen sind bekannt. Beispielsweise kann die Größe eines Punktschadens einfach nachgerechnet werden, wenn die abhängige Variable (Mess- oder Schätzwert) und die restlichen unabhängigen Variablen bekannt sind.

Hier soll vor Augen geführt werden, dass die Versuche unter Einfluß von beachtlicher Unwucht $F_u = 217 \text{ N}$ durchgeführt wurden. Unwuchtkraft kann unter Umständen die Messungen und dadurch auch die Modellgüte beeinflussen, z.B. bei Vorhandensein eines Punktschadens auf der Laufbahn. Trotzdem wurde hier eine hohe Modellgüte erreicht, $R^2 = 0.9972$ und $R_{korr}^2 = 0.9953$. Abweichungen zwischen Kontrollpunkten und Schätzwerten liegen bei min. 0.2% und max. 2.7%.

Die Aussagekraft von RS beschränkt sich auf den untersuchten Bereich. Ausreißer, unstetiger Verlauf der Messwerte (z.B. Treffen einer Resonanzstelle) können nicht für alle praktischen Anwendungen ausgeschlossen werden. Daher sollte das angepasste Modell, soweit möglich, an entscheidenden Stellen durch Testversuche überprüft werden.

Die Schätzfunktionen können natürlich auch für weitere Freiheitsgrade angegeben werden. Für den untersuchten Fall wird aber die y -Richtung als ausschlaggebender Informationsträger angesehen.

Aus der Abbildung 5.12 lässt sich entnehmen, dass der Einfluss der Fehlerbreite bei erhöhter Vorspannung deutlich zunimmt. Daher lässt sich schlussfolgern, dass das Lagerspiel beim Detektieren von Punktschäden besonders in der frühen Phase eine wichtige Rolle spielen muss.

Nach Gleichung 5.14 lässt sich unabhängig von der Größe des Punktschadens ein nicht-linearer Zusammenhang zwischen \dot{y} und Vorspannung v zeigen. Die Abbildung 5.13 verdeutlicht diesen nichtlinearen Zusammenhang, der auch in Doguer u. Strackeljan (2010) festgestellt wurde.

Durch den Einsatz von Box-Behnken Design (BBD) könnten extreme Betriebsbedingungen, die evtl. ungünstig auf den Versuchsstand wirken, vermieden werden. Solche Situationen können entstehen, wenn den unabhängigen Variablen gleichzeitig Minimal- bzw. Maximalwerte zugewiesen werden. Bei BBD könnte es nachteilig sein, dass die Abschätzungen gerade an diesen Stellen ungenau werden können, da der Regressionsanalyse keine Messwerte zur Verfügung stehen. In der vorliegenden Arbeit wurden Versuchsreihen (DOE) sowohl mit BBD als auch mit CCD unter Verwendung von selben

Eingangsdaten durchgeführt. Aufgrund der höheren R^2 Werte wurden Ergebnisse mit CCD präsentiert.

Bei der Zustandsüberwachung stellt sich häufig die Frage, was als Messgröße genommen werden soll. In zahlreichen praktischen Anwendungen wird die Amplitudenhöhe der Eigenschwingung im Spektrum verwendet, weil diese Aufschluss über den Zustand des untersuchten Systems liefert. Es kann aber sein, dass die Amplitude der Eigenfrequenz aus Gründen, wie geringe Anregung, eingestelltes Lagerspiel oder hohe Dämpfung im System, nicht ausgeprägt sichtbar ist. Hohe Dämpfung kann z.B. durch Öl, Materialdämpfung oder Lagerung beim Einbau hervorgerufen sein. In diesem Fall können auch andere Messgrößen ggf. Merkmale in Betracht gezogen werden. Als Beispiel sollen die bereits im Abschnitt 1.3 beschriebenen Merkmale aus dem Teilbereich Zeitreihenprognose der Statistik erwähnt werden.

Kapitel 6

Zusammenfassung und Ausblick

Für die Entwicklung und Unterstützung von Verfahren zur Schadenserkenkung, Schadensdiagnose und Zustandsüberwachung bieten sich Simulationen als hervorragende Werkzeuge an, weil diese detaillierte Untersuchungen von inneren Vorgängen wie die Berechnung von Kräften und Momenten, die auf die Wälzlagerkomponenten wirken, zulassen und damit zum Verständnis der Systemantwort dienen.

Da Wälzlagerschwingungen sowohl von Schadenstypen als auch von Betriebsbedingungen abhängen, wurden in der Arbeit zum einen Modelle entwickelt, die zur Simulation von Lokalschäden, flächendeckenden Schäden und Oberflächenrauheit dienen, zum anderen Einflüsse von Betriebsbedingungen, denen externe Lasten, Unwucht und Lagerpiel zählen, untersucht.

Im Kapitel 3 ergab die Suche nach dem Zusammenhang zwischen der Drehzahl und der Kontaktkraft sowie der Beschleunigung bei Lokalschäden, dass sich sowohl die Kontaktkraft als auch die Beschleunigung zum Zeitpunkt des Stoßes stetig erhöhen und deren Verlauf in Abhängigkeit der Drehzahl einen nichtlinearen Charakter aufweist. Aus den simulierten Zeitsignalen ließen sich weiterhin die vorgegebene Schadensbreite anhand der Zeitpunkte zum Eintritt, Stoß und Austritt mit sehr guter Übereinstimmung verifizieren. Motiviert durch den zunehmenden Einfluss der Drehzahl auf die Wälzlagerschwingungen, insbesondere bei Schäden, die sich auf erhöhte Rauheit zurückführen lassen, konnte weiterhin im Kapitel 3 anhand der Gegenüberstellung der simulierten und der an einer schnell drehenden Pumpe gemessenen Zeitsignalen sowie deren Spektren gezeigt werden, dass die Simulation in der Lage ist, bezüglich der Amplituden und die Frequenzen sehr ähnlichen Informationsgehalt zu liefern, weshalb schlussgefolgert werden kann, dass sich das Modell für die Simulation von Schäden dieser Art eignet.

Da es sich bei der Oberflächenrauheit nicht um einen Schaden, sondern um eine zur gewählten Fertigungsqualität zurückzuführende geringe Rauheit der Laufbahnen sowie der Wälzkörper handelt, trägt die Berücksichtigung der Rauheit zur Generierung von realitätsnahen Signalen und damit zur Verbesserung der Modellgüte bei. Basierend auf

der genannten Motivation und unter Nutzung der entwickelten Modelle zeigen die im Abschnitt 3.5.4 durchgeführten Simulationen, dass das Simulationsprogramm in der Lage ist, Signalanteile zu generieren, die sich auf die Oberflächenrauheit zurückführen lassen.

Die im Abschnitt 3.3 zur Modellvalidierung durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass die Aussagekraft des Hüllkurvenspektrums von der Frequenzauflösung wesentlich beeinflusst wird. Sind nah beieinander liegende Frequenzen, wie diese beispielsweise aufgrund eines Innenringschadens (Abbildung 3.8) bei den Vielfachen der Drehfrequenz f_I und der Passierfrequenz f_{IP} vorkommen, von Interesse, so wird die Auflösung, die mit der verwendeten Signallänge einhergeht, entscheidend. Es soll hier darauf aufmerksam gemacht werden, dass das Hüllkurvenverfahren auf die sich periodisch wiederholende Ereignisse im Signal reagiert, wie diese bei der Überrollung eines Lokalschadens vorkommen. Wird die Grundstruktur des Signals aufgrund der hohen Drehzahl schnell hintereinander folgende Anregungen undeutlich, kann die Hüllkurve versagen. Solche Signale, die aus den Untersuchungen an einer schnell drehenden Pumpe mit einer Betriebsdrehzahl von 30000 U/min entstanden, wurden im Abschnitt 4.1 behandelt.

Die Nutzung von Simulationen zur Generierung von Lernmengen erfordert die Erstellung von Modellen, die möglichst diejenigen Eigenschaften von Wälzlagerschwingungen wiedergeben, die in den realen Betriebsbedingungen vorkommen, weshalb sich die entwickelten Schadensmodelle weitgehend an den realen Bedingungen orientieren. Da jedoch bei dem verwendeten Wälzlagermodell aufgrund der bereits im Abschnitt 2.5 erläuterten Gründen Bewegungen und Kräfte in axialer Richtung unberücksichtigt bleiben müssen, wäre es sinnvoll, Wälzlagermodell zukünftig auf 3D zu erweitern.

Um detailliertere Betrachtungen beispielsweise bezüglich der Steifigkeit und der Lager-schwingungen zuzulassen, können neben den bisher starr angenommenen Lagerkomponenten elastische Strukturen (z.B. Lagerringe) berücksichtigt werden.

Da das Modell im Abschnitt 2.4 zur Berücksichtigung der Dämpfung in geschmierten Kontakten auf starken Vereinfachungen beruht, wird kein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben. Der Verlauf der errechneten Dämpfungswerte in Abhängigkeit der Last und der Geschwindigkeit sollen qualitativ betrachtet werden, weshalb in diesem Bereich noch Forschungspotential besteht, dass durch Entwicklung von detaillierten und validierten Dämpfungsmodellen auch quantitative Werte beispielsweise tabellarisch bzw. in Form von Dämpfungsfeldern für Dynamiksimulationsprogramme zur Verfügung gestellt werden.

Literaturverzeichnis

- [ADAMS 2005] ADAMS: *Help and Online Documentation*. MSC Software. 2005
- [Backhaus u. a. 2003] BACKHAUS, Klaus ; ERICHSON, Bernd ; PLINKE, Wulff ; WEIBER, Rolf: *Multivariate Analysemethoden*. Bd. 10. Springer, 2003
- [Bader 2006] BADER, Daniel: *Entwicklung einer flexiblen akustischen Messmethode zur Detektierung von verzahnungstechnischen Qualitätsproblemen*, Technische Universität Ilmenau, Diss., 2006
- [Bartsch 2001] BARTSCH, Hans-Jochen: *Taschenbuch Mathematischer Formeln*. Fachbuchverlag Leipzig, 2001
- [Bestle 1994] BESTLE, Dieter: *Analyse und Optimierung von Mehrkörpersystemen*. Springer-Verlag, 1994
- [Bhadeshia 2012] BHADESHIA, Harry: *Mechanical Bearings*. Version: 2012, University of Cambridge. <http://www.msm.cam.ac.uk/phase-trans/2010/types/#Types>, Abruf: 30.09.2012
- [Brändlein 1995] BRÄNDLEIN, J.: *Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. Vereinigte Fachverlage, 1995
- [Brändlein 1999] BRÄNDLEIN, J.: *Ball and roller bearings: theory, design, and application*. John Wiley, 1999
- [Cempel 1990] CEMPEL, Czeslaw: *Vibroakustische Maschinendiagnostik*. Verlag Technik Berlin, 1990
- [Dietl u. a. 2000] DIETL, P ; WENSING, J ; NIJEN, G C.: Rolling bearing damping for dynamic analysis of multi-body systems-experimental and theoretical results. In: *Proc Instn Mech Engrs* 214 Part K (2000), S. 33–43
- [Dietl 1997] DIETL, Paul: *Damping and Stiffness Characteristics of Rolling Element Bearings*, TU Wien, Diss., 1997

- [DIN 620-4 2004] DIN 620-4: *Wälzlager - Wälzlagertoleranzen - Teil 4: Radiale Lagerluft*. Juni 2004
- [DIN 8349 1988] DIN 8349: *Feilen und Raspeln; Hiebzahlen*. Dezember 1988
- [Doguer u. Strackeljan 2008] DOGUER, Tahsin ; STRACKELJAN, Jens: New Time Domain Method for the Detection of Roller Bearing Defects. In: *The fifth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies, CM 2008, 15th - 18th July, Edinburgh, Scotland/UK* (2008), S. 338–348
- [Doguer u. Strackeljan 2010] DOGUER, Tahsin ; STRACKELJAN, Jens: Simulation of fault and clearance induced effects in rolling element bearings. In: *The seventh International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies, CM 2010, 22th - 24th June, Stratford-upon-Avon, UK* (2010)
- [Doguer u. a. 2009] DOGUER, Tahsin ; STRACKELJAN, Jens ; TKACHUK, Petro: Using a dynamic roller bearing model under varying fault parameters. In: *The sixth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies, CM 2009, 23th - 25th June, Dublin, Ireland* (2009), S. 907 – 918
- [Dy u. Brodley 2004] DY, J G. ; BRODLEY, C E.: Feature Selection for Unsupervised Learning. In: *Journal of Machine Learning Research* 5 (2004), Aug, S. 845–889
- [FAG 2006] FAG: *Wälzlagerschäden Schadenserkenkung und Begutachtung gelaufener Wälzlager, Druckschrift WL 82 102/2 DA*. 2006
- [Fritz 2011] FRITZ, Felix: *Modellierung von Wälzlagern als generische Maschinenelemente einer Mehrkörpersimulation*, Karlsruher Institut für Technologie Fakultät für Maschinenbau, Diss., 2011
- [Fukata u. a. 1985] FUKATA, Satoru ; GAD, Emil H. ; KONDOU, Takahiro ; AYABE, Takashi ; TAMURA, Hideyuki: On the Radial Vibration of Ball Bearings : Computer Simulation. In: *Bulletin of JSME* 28 (1985-05), Nr. 239, S. 899–904
- [Gasch u. a. 2002] GASCH, R ; NORDMANN, R ; PFÜTZNER, H: *Rotordynamik*. Springer, 2002
- [Gasch u. Knothe 1989] GASCH, Robert ; KNOTHE, Klaus: *Strukturdynamik, Band 2: Kontinua und ihre Diskretisierung*. Springer, Berlin, 1989
- [Geropp 1995] GEROPP, B.: *Schwingungsdiagnose an Wälzlagern mit Hilfe der Hüllkurvenanalyse*. Verlag der Augustinus-Buchh., 1995 (Aachener Beiträge zur angewandten Rechnerntechnik des Instituts für Bergwerks- und Hüttenmaschinenkunde)

- [Geropp 1999] GEROPP, Bernd: Hüllkurvenanalyse - Verfahren zur Schadensfrüherkennung. In: *Antriebstechnik* 38 (1999), Nr. 1, S. 51 – 55
- [Geropp u. Kessler 1995] GEROPP, Bernd ; KESSLER, Hans-Willi: Automatische Hüllkurvenanalyse. In: *Antriebstechnik* 34 (1995), Nr. 10, S. 64 – 68
- [Gohar u. Rahnejat 2008] GOHAR, R ; RAHNEJAT, H: *Fundamentals of Tribology*. Imperial College Press, 2008
- [Gross u. a. 2006] GROSS, Dietmar ; HAUGER, Werner ; SCHRÖDER, Jörg ; WALL, Wolfgang A.: *Technische Mechanik Band: 3 Kinetik*. 9. Auflage. Springer, 2006
- [Gupta 1975] GUPTA, Pradeep K.: Transient Ball Motion and Skid in Ball Bearings. In: *Journal of Lubrication Technology* 97 (1975), Nr. 2, S. 261 – 269
- [Gupta 1984] GUPTA, Pradeep K.: *Advanced Dynamics of Rolling Elements*. Springer-Verlag, 1984
- [Hahn 2005] HAHN, Kersten: *Dynamik-Simulation von Wälzlagerkäfigen*, TU Kaiserslautern, Diss., 2005
- [Hamrock u. Brewe 1983] HAMROCK, B. J. ; BREWE, D.: Simplified Solution for Stresses and Deformations. In: *Journal of Lubrication Technology* 105 (1983), Nr. 2, S. 171–177
- [Hamrock 1999] HAMROCK, Bernard J.: *Machine Elements*. WCB/McGraw-Hill, 1999
- [Hamrock u. Dowson 1981] HAMROCK, Bernard J. ; DOWSON, D: *Ball Bearing Lubrication*. John Wiley & Sons, 1981
- [Hamrock u. a. 2004] HAMROCK, Bernard J. ; SCHMID, Steven R. ; JACOBSON, Bo O.: *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. Marcel Dekker, Inc, 2004
- [Handl u. Knowles 2006] HANDL, J. ; KNOWLES, J.: Feature Subset Selection in Unsupervised Learning via Multiobjective Optimization. In: *International Journal of Computational Intelligence Research (IJ CIR)* 2 (2006), Nr. 3, S. 217–238
- [Harris 2000] HARRIS, T.A.: *Rolling Bearing Analysis*. John Wiley & Sons, 2000 (Wiley-Interscience). – ISBN 9780471354574
- [Harsha u. a. 2004] HARSHA, S P. ; SANDEEP, K ; PRAKASH, R: Non-linear dynamic behaviors of rolling element bearings due to surface waviness. In: *Journal of Sound and Vibration* 272 (2004), Nr. 3 - 5, S. 557 – 580
- [Harsha u. Kankar 2004] HARSHA, S.P. ; KANKAR, P.K.: Stability analysis of a rotor

- bearing system due to surface waviness and number of balls. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 46 (2004), Nr. 7, S. 1057 – 1081
- [Heimann u. a. 1998] HEIMANN, Bodo ; GERTH, Wilfred ; POPP, Karl: *Mechatronik*. Fachbuchverlag Leipzig, 1998
- [Hertz 1881] HERTZ, Heinrich: Über die Berührung fester elastischer Körper. In: *Journal für reine und angewandte Mathematik* 92 (1881), S. 156 – 171
- [Ho u. Randall 2000] HO, D ; RANDALL, R B.: Optimisation of bearing diagnostic techniques using simulated and actual bearing fault signals. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 14 (2000), Nr. 5, S. 763 – 788
- [Hoffmann 2008] HOFFMANN, F: *Optimierung der dynamischen Bahngenauigkeit von Werkzeugmaschinen mit der Mehrkörpersimulation*, RWTH Aachen, Apprimus Verlag, Diss., 2008. – Ergebnisse aus der Produktionstechnik 8/2008, Hrsg.: Brecher, C.; Klocke, F.; Schmitt, R.; Schuh, G.
- [IEEE 1985] IEEE, Motor Reliability Working G.: Report of Large Motor Reliability Survey of Industrial and Commercial Installations. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* IA-21 (1985), July, Nr. 4, S. 853 – 872
- [Johnson 1992] JOHNSON, K L.: *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, 1992
- [Kankar u. a. 2011] KANKAR, P. K. ; SHARMA, Satish C. ; HARSHA, S. P.: Fault Diagnosis of High Speed Rolling Element Bearings Due to Localized Defects Using Response Surface Method. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 133 (2011), Nr. 3, S. 031007
- [Klein 2000] KLEIN, U.: *Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen*. Stahleisen, 2000. – ISBN 9783514006874
- [Klumpers 1980] KLUMPERS, Klaus J.: Theoretische und experimentelle Bestimmung der Dämpfung spielfreier Radialwälzlager. In: *Fortschritt-Berichte der VDI-Zeitschriften: Reihe 1, Heft 74*, VDI Verlag, Düsseldorf, 1980
- [Knothe u. Wu 2000] KNOTHE, Klaus ; WU, Yongfang: *Simulation des Überrollvorgangs bei diskret gelagerter Schiene*. VDI Verlag, Düsseldorf, 2000 (12 412)
- [Kolerus 2000] KOLERUS, Josef: *Zustandsüberwachung von Maschinen*. 3. expert, 2000
- [Kuhnell 2004] KUHNELL, Bruce T.: Wear in Rolling Element Bearings and Gears - How Age and Contamination Affect Them. In: *Machinery Lubrication* (2004)

- [Lahdelma 1992] LAHDELMA, Sulo: New vibration severity evaluation criteria for condition monitoring. In: *Research report No 85, University of Oulu*, 1992, S. 18
- [Lahdelma 1995] LAHDELMA, Sulo: On the higher order derivatives in the laws of motion and their application to an active force generator and to condition monitoring. In: *DScTech thesis, Research report No 101, University of Oulu*, 1995, S. 88
- [Lahdelma u. Juuso 2006] LAHDELMA, Sulo ; JUUSO, Esko: Intelligent Condition Monitoring for Lime Kilns. In: *Conference Akida*. Aachen, 2006
- [Lahdelma u. a. 2006] LAHDELMA, Sulo ; JUUSO, Esko ; STRACKELJAN, Jens: Neue Entwicklungen auf dem Gebiet der Wälzlagerüberwachung. In: *AKIDA, Aachener Kolloquium für Instandhaltung, Diagnose und Anlagenüberwachung, 14 - 15 November, Aachen, Deutschland* (2006), S. 447 – 460
- [Lahdelma u. Kotila 2005] LAHDELMA, Sulo ; KOTILA, V: Complex Derivative A New Signal Processing Method. In: *Kunnossapito* 19 (2005), Nr. 4, S. 39–46
- [Lahdelma u. a. 1999] LAHDELMA, Sulo ; STRACKELJAN, Jens ; BEHR, Dietrich: Combination of higher order derivatives and a fuzzy classifier as a new approach for monitoring rotating machinery. In: *Proceedings of COMADEM, 12th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management*, Sunderland, Coxmoor Publishing, Oxford, 1999, S. 231–241
- [Magnus u. a. 2008] MAGNUS, Kurt ; POPP, Karl ; SEXTRO, Walter: *Schwingungen*. Vieweg + Teubner Verlag, 2008
- [McFadden u. Smith 1984a] MCFADDEN, P. D. ; SMITH, J. D.: Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing. In: *Journal of Sound and Vibration* 96 (1984), September, Nr. 1, S. 69–82
- [McFadden u. Smith 1985] MCFADDEN, P. D. ; SMITH, J. D.: The vibration produced by multiple point defects in a rolling element bearing. In: *Journal of Sound and Vibration* 98 (1985), Januar, Nr. 2, S. 263–273
- [McFadden u. Smith 1984b] MCFADDEN, P.D. ; SMITH, J.D.: Vibration monitoring of rolling element bearings by the high-frequency resonance technique a review. In: *Tribology International* 17 (1984), Nr. 1, S. 3–10
- [Meldau 1951] MELDAU, E: Die Bewegung der Achse von Wälzlagern bei geringen Drehzahlen. In: *Werkstatt und Betrieb* 7 (1951), S. 308 – 313
- [Mitsuya u. a. 1998] MITSUYA, Yasunaga ; SAWAI, Hidekazu ; SHIMIZU, Masaki ; AONO,

- Yasushi: Damping in Vibration Transfer Through Deep-Groove Ball Bearings. In: *Journal of Tribology* 120 (1998), Nr. 3, S. 413–420
- [Montgomery 2002] MONTGOMERY, Raymond H. Myers & Douglas C. ; BEN (Hrsg.): *Response Surface Methodology*. John Wiley & Sons, 2002
- [Nguyen u. a. 2008] NGUYEN, Ngoc-Tu ; LEE, Hong-Hee ; KWON, Jeong-Min: Optimal feature selection using genetic algorithm for mechanical fault detection of induction motor. In: *Journal of Mechanical Science and Technology* 22 (2008), S. 490–496
- [Ophey 1986] OPHEY, Lothar: Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften vorgespannter Schrägkugellager. In: *Fortschritt-Berichte der VDI-Zeitschriften : Reihe 1, Heft 138*, VDI Verlag, Düsseldorf, 1986. – RWTH Aachen, Diss.
- [Patil u. a. 2010a] PATIL, M. S. ; MATHEW, Jose ; RAJENDRAKUMAR, P. K. ; KARADE, Sumit: Experimental Studies Using Response Surface Methodology for Condition Monitoring of Ball Bearings. In: *Journal of Tribology* 132 (2010), Nr. 4, S. 044505
- [Patil u. a. 2010b] PATIL, M.S. ; MATHEW, Jose ; RAJENDRAKUMAR, P.K. ; DESAI, Sandeep: A theoretical model to predict the effect of localized defect on vibrations associated with ball bearing. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 52 (2010), Nr. 9, S. 1193 – 1201
- [Perret 1950] PERRET, H: Elastische Spielschwingungen konstant belasteter Wälzlager. In: *Werkstatt und Betrieb* 8 (1950), S. 354 – 358
- [Pfeiffer-Vacuum-GmbH 2012a] PFEIFFER-VACUUM-GMBH: *Datenblätter*. Version: 2012. <http://www.pfeiffer-vacuum.de/>, Abruf: 14.06.2012
- [Pfeiffer-Vacuum-GmbH 2012b] PFEIFFER-VACUUM-GMBH: *Einführung in die Hoch- und Ultrahochvakuum-Erzeugung*. Version: 2012. <http://homepages.thm.de/~hg8831/vakuumschule/pfeiffer-turbos-d.pdf>, Abruf: 14.06.2012
- [Pfeiffer-Vacuum-GmbH 2012c] PFEIFFER-VACUUM-GMBH: *Turbomolekularpumpen*. Version: 2012. <http://www.pfeiffer-vacuum.de/know-how/vakuumerzeugung/turbomolekularpumpen/technology.action?chapter=tec2.8>, Abruf: 14.06.2012
- [Randall u. Antoni 2011] RANDALL, Robert B. ; ANTONI, Jerome: Rolling element bearing diagnostics-A tutorial. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 25 (2011), Nr. 2, S. 485 – 520
- [Sarfert 2002] SARFERT, Jochen: Berechnung und Simulation in der Wälzlager-technik. In: *Konstruktion, Special Antriebstechnik* (2002), S. 1 – 8

- [Sassi u. a. 2007] SASSI, Sadok ; BADRI, Bechir ; THOMAS, Marc: A Numerical Model to Predict Damaged Bearing Vibrations. In: *Journal of Vibration and Control* 13 (2007), Nr. 11, S. 1603–1628
- [Sawalhi u. Randall 2011] SAWALHI, N. ; RANDALL, R.B.: Vibration response of spalled rolling element bearings: Observations, simulations and signal processing techniques to track the spall size. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 25 (2011), Nr. 3, S. 846 – 870
- [Sawalhi 2007] SAWALHI, Nader: *Diagnostics, prognostics and fault simulation for rolling element bearings*, University of New South Wales, Diss., 2007
- [Schaeffler-AG 2010] SCHAEFFLER-AG: *Kompetenz in Lagertechnik und Service für Windenergieanlagen*. 2010
- [Schaeffler-AG 2012] SCHAEFFLER-AG: *Wälzlagerkatalog*. Version: 2012. <http://medias.schaeffler.de/medias/de!hp/>, Abruf: 20.06.2012
- [Seherr-Thoss u. a. 2002] SEHERR-THOSS, H.-C. ; SCHMELZ, Friedrich ; AUCKTOR, Erich: *Gelenke und Gelenkwellen : Berechnung, Gestaltung, Anwendungen*. 2.Aufl. Springer, 2002
- [Sjö 1996] SJÖ, Anders: *Numerical Aspects in Contact Mechanics and Rolling Bearing Simulation*, Diss., 1996
- [SKF 2008] SKF: *Wälzlagerschäden und ihre Ursachen, Druckschrift Dd 8239 DE*. 2008 www.skf.com
- [Smith 1982] SMITH, J D.: Vibration monitoring of bearings at low speeds. In: *Tribology International* 15 (1982), Nr. 3, S. 139 – 144
- [Sopanen u. Mikkola 2003a] SOPANEN, J ; MIKKOLA, A: Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 1: theory. In: *Proc. Instn Mech. Engrs* Vol. 217 Part K: J. Multi-body Dynamics (2003), S. 201–211
- [Sopanen u. Mikkola 2003b] SOPANEN, J ; MIKKOLA, A: Dynamic model of a deep-groove ball bearing including localized and distributed defects. Part 2: implementation and results. In: *Proc. Instn Mech. Engrs* Vol. 217 Part K: J. Multi-body Dynamics (2003), S. 213–223
- [Sopanen u. Mikkola 2003c] SOPANEN, Jussi T. ; MIKKOLA, Aki M.: Ball Bearing Vibration Analysis Including Localized and Distributed Defects. In: *ASME Conference Proceedings* 2003 (2003), Nr. 37033, S. 1021–1030

- [Stack u. a. 2004] STACK, Jason R. ; HABETLER, Thomas G. ; HARLEY, Ronald G.: Fault classification and fault signature production for rolling element bearings in electric machines. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 40 (2004), May/June, Nr. 3, S. 735 – 739
- [Stacke u. a. 1999] STACKE, L-E ; FRITZSON, D ; NORDLING, P: BEAST-a rolling bearing simulation tool. In: *Journal of Multi-body Dynamics, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K* 213 (1999), Nr. 2, S. 63 – 71
- [Stolarski u. Tobe 2000] STOLARSKI, T.A. ; TOBE, S.: *Rolling contacts*. Professional Engineering Pub. Ltd., 2000 (Tribology in practice series)
- [Strackeljan 1993] STRACKELJAN, Jens: *Klassifikation von Schwingungssignalen mit Methoden der unscharfen Mustererkennung*, Technische Universität Clausthal, Diss., 1993
- [Strackeljan 2001] STRACKELJAN, Jens: Feature selection methods -an application oriented overview. In: *TOOLMET'01 Symposium*. Oulu, Finland, 2001, S. 29–49
- [Strackeljan 2009] STRACKELJAN, Jens: *Vorlesungsskript, Schwingungen der Kontinua*. Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, 2009
- [Strackeljan 2011] STRACKELJAN, Jens: *Vorlesungsskript Mechanische Schwingungen und Maschinendynamik*. 2011
- [Strackeljan u. Lahdelma 2005] STRACKELJAN, Jens ; LAHDELMA, Sulo: Smart Adaptive Monitoring and Diagnostic Systems. In: *Proceedings of the 2nd International Seminar on Maintenance, Condition Monitoring and Diagnostics*. Oulu, Finland : POHTO Publications, 28th-29th September 2005, S. 47–61
- [Strackeljan u. a. 1999] STRACKELJAN, Jens ; LAHDELMA, Sulo ; VUOTO, Väinö ; BEHR, Dietrich: Vibration monitoring of slowly rotating bearings using higher derivatives and a fuzzy classifier. In: *Proceedings of Condition Monitoring*, Coxmoor, 1999, S. 375 – 386
- [Strackeljan u. Schubert 2002] STRACKELJAN, Jens ; SCHUBERT, Andreas: Using An Evolutionary Strategy to Select Input Features for a Neural Network Classifier. In: ZIMMERMANN, Hans-JÃ¼rgen (Hrsg.) ; TSELENTIS, Georgios (Hrsg.) ; SOMEREN, Maarten (Hrsg.) ; DOUNIAS, Georgios (Hrsg.) ; ZIMMERMANN, Hans-JÃ¼rgen (Hrsg.): *Advances in Computational Intelligence and Learning* Bd. 18. Springer Netherlands, 2002, S. 169–181

- [Sturm u. Förster 1990] STURM, Adolf ; FÖRSTER, Rudolf: *Maschinen- und Anlagen-diagnostik für die zustandsbezogene Instandhaltung*. Teubner, Stuttgart, 1990
- [Sturm u. a. 1986] STURM, Adolf ; FÖRSTER, Rudolf ; HIPPMANN, Norbert ; KINSKY, Dieter: *Wälzlagerdiagnosen an Maschinen und Anlagen*. Verlag TÜV Rheinland, Köln, 1986
- [Sunnersjö 1978] SUNNERSJÖ, C S.: Varying compliance vibrations of rolling bearings. In: *Journal of Sound and Vibration* 58 (1978), Nr. 3, S. 363 – 373
- [Szabó 2001] SZABÓ, István: *Höhere Technische Mechanik*. Springer, Berlin, 2001
- [Teutsch 2005] TEUTSCH, Roman: *Kontaktmodelle und Strategien zur Simulation von Wälzlagern und Wälzführungen*. Technische Universität Kaiserslautern, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebetechnik, Diss., 2005
- [Upadhyay u. a. 2011] UPADHYAY, S.H. ; JAIN, S.C. ; HARSHA, S.P.: Vibration Analysis of High Speed Rolling Element Bearings due to Race Defects. In: GUPTA, K. (Hrsg.): *IUTAM Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics* Bd. 1011. Springer Netherlands, 2011, S. 349–359
- [Venner u. Lubrecht 2000] VENNER, C.H. ; LUBRECHT, A. A. ; DOWSON, D. (Hrsg.): *Multilevel methods in lubrication*. Elsevier Science B.V., The Netherlands, 2000
- [Vesselinov 2003] VESSELINOV, Vladimir: *Dreidimensionale Simulation der Dynamik von Wälzlagern*, Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe, Diss., 2003
- [Walford u. Stone 1983] WALFORD, T L H. ; STONE, B J.: The sources of damping in rolling element bearings under oscillating conditions. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C* 197 (1983), S. 225–232
- [Weaver u. a. 1990] WEAVER, William ; TIMOSHENKO, Stephen P. ; YOUNG, Donovan H.: *Vibration problems in engineering*. J. Wiley & Sons Inc, New York, 1990
- [Wensing 1998] WENSING, Jeroen A.: *On the dynamics of ball bearings*. Enschede, The Netherlands, University of Twente, Diss., 1998. – 173 S.
- [Wittel u. a. 2011] WITTEL, H. ; MUHS, D. ; JANNASCH, D. ; VOSSIEK, J.: *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung - Lehrbuch und Tabellenbuch*. Vieweg+Teubner Verlag, 2011 (Viewegs Fachbücher der Technik)
- [Zeillinger 1995] ZEILLINGER, Robert: *Zum Dämpfungsvermögen von Wälzlagern und Wälzlagerverbindungen*, TU Wien, Diss., 1995

[Zhou u. a. 2009] ZHOU, Wei ; LU, Bin ; HABETLER, T.G. ; HARLEY, R.G.: Incipient Bearing Fault Detection via Motor Stator Current Noise Cancellation Using Wiener Filter. In: *Industry Applications, IEEE Transactions on* 45 (2009), July/August, Nr. 4, S. 1309 – 1317

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Tahsin Doguer
Wohnort	Denhardtstr. 12, 39106 Magdeburg
Geburtsdatum	17.05.1973
Geburtsort	Ankara, Türkei

Ausbildung

09/1980 - 01/1993 Bosphorus College İstanbul

10/1993 - 01/1998 Metallurgiestudium an der Technischen Universität Yıldız İstanbul

09/1998 - 10/2005 Maschinenbaustudium an der Technischen Universität Clausthal

Beruflicher Werdegang

01/2006 - 09/2012 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechanik, Lehrstuhl Technische Dynamik, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg