



Experimentelle dynamische Untersuchungen an einem Vertikal-Rotor-Prüfstand

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Master of Science

im Rahmen des Studiums

Maschinenbau

eingereicht von

Johann Kogler

Matrikelnummer 0848590

an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften,
Institut für Mechanik und Mechatronik
Betreuer: Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Horst Ecker

Wien, 25.04.2017

Johann Kogler



Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

MASTERARBEIT

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters Eides statt, dass ich meine Masterarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe. Weiters erkläre ich, dass ich dieses Masterarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, 25.04.2017

Johann Kogler

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich all jenen danken, die durch ihre fachliche und persönliche Unterstützung zum Gelingen dieser Diplomarbeit beigetragen haben.

Ganz besonders bedanken möchte ich mich bei meinem Betreuer Herrn Ao. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Horst Ecker, der mich während meiner Arbeit mit seinem Wissen unterstützt und mir viel seiner Zeit geschenkt hat. Dank Ihm wurde mir ein tieferer Einblick in die Rotordynamik gewährt.

Weiters will ich noch den Werkstätten Mitarbeitern, Johann Schindele und Peter Unterkreuter, meinen Dank für ihre Hilfsbereitschaft bei konstruktiven Aufgaben aussprechen. Im Bereich der Messtechnik gilt mein Dank Herrn Ing. Neumann der mir hier unter die Arme gegriffen hat.

Bei der FE-Analyse meiner Arbeit hat mir Herr Dr.-Ing. Nils Wagner von der Firma INTES GmbH sehr viel geholfen, wofür ich mich bedanken möchte.

Meine Studienkollegen, Tamás Bánsági, Marius Schasching, Paul Hoffmann und Karl Mondl, die mit mir die Höhen und Tiefen des Maschinenbaustudiums durchwandert haben, möchte ich an dieser Stelle auch erwähnen und mich bei ihnen für eine wundervolle Studienzeit bedanken.

Dank gebührt auch meiner Schwester DI Andrea Kogler, die mir durch das Korrekturlesen meiner Arbeit einen großen Gefallen getan hat.

Nicht zuletzt möchte ich meinen Eltern danken, ohne deren Unterstützung mir das Studium nicht möglich gewesen wäre und die mir immer großes Vertrauen geschenkt haben.

Wien, 25.04.2017

Johann Kogler

Kurzfassung

Diese Arbeit hat experimentelle dynamische Untersuchungen an einem Vertikal-Rotor-Prüfstand zum Inhalt. Die beiden Hauptthemen, welche behandelt werden, sind erstens Studien zu den dynamischen Eigenschaften eines mehrfach gelagerten Rotors mit Imperfektionen und zweitens die Überprüfung eines neuartigen Verfahrens zur Bestimmung der Resonanzfrequenz bei Drehzahlen unterhalb der biegekritischen Drehzahl.

Im ersten Abschnitt wird die Aufrüstung und Modernisierung eines schon existierenden Labor-Rotorprüfstandes beschrieben. Dabei wird insbesondere auf die Realisierung der Steuerung und der Messdatenerfassung mittels moderner Hardware und Softwaretools eingegangen und die erstellte Benutzeroberfläche dokumentiert.

Der Vertikal-Rotor-Prüfstand wurde im Zuge der Arbeit von zwei auf vier Lagerstellen aufgerüstet. Diese Erweiterung erfolgte mit dem Ziel, zusätzliche externe Dämpfung zu realisieren. Deshalb stützen sich die zusätzlichen Lagerstellen über Gummielemente ab und es bewirken diese eine Erhöhung der äußeren Dämpfung des Rotors. Diese konstruktiven Änderungen haben wesentliche Auswirkungen auf die dynamischen Eigenschaften des Rotors.

Im experimentellen Teil der Arbeit wurden Schwingungsmessungen beim stehenden Rotor und beim mit konstanter Drehzahl laufenden Rotor durchgeführt. Anhand der Daten der umfangreichen Messreihen werden Auswertungen von Ausschwingversuchen diskutiert und Amplitudengänge für verschiedene Betriebszustände analysiert. Weiters werden die Orbits bei verschiedenen Drehzahlen mit den zu erwartenden Ergebnissen aus der Literatur verglichen. Auch eine neuartige und aus der Literatur (L.Virgin et al.) entnommene Methode der Resonanzbestimmung wird einer experimentellen Überprüfung unterzogen und bestätigt.

Zur Absicherung der experimentellen Ergebnisse wurde noch zusätzlich ein numerisches Modell des Prüfstandes auf Basis eines FE-Programmes für rotordynamische Untersuchungen erstellt und damit Vergleichsrechnungen, insbesondere zu den Schwingungsmoden durchgeführt.

Mit den verschiedenen experimentellen Methoden konnten u.a. die folgenden Erkenntnisse gewonnen bzw. Resultate erzielt werden. Wie erwartet haben die dynamischen Eigenschaften der als Dämpfer verwendeten Gummi-Metall-Puffer große Auswirkungen auf das Verhalten des gesamten Rotorsystems und erzeugen signifikante Effekte. Besondere Beachtung ist dem Einfluss der Temperatur zu schenken. Auch nichtlineare Eigenschaften des Systems konnten festgestellt werden.

Aus der Validierung der neuen Methode zur Resonanzvorhersage resultiert, dass auch die kritischen Drehzahlen von stark imperfekten System durch Messungen im unterkritischen Bereich bestimmt werden können. Die exemplarisch durchgeführte numerische FE-Analyse bestätigt die experimentellen Ergebnissen der kritischen Drehzahlen und der Schwingungsmoden.

Abstract

This Master Thesis deals primarily with experimental studies on a vertical Jeffcott-Rotor test stand. The main topics addressed in this work are the dynamical properties of a multi-station supported elastic rotor with some imperfections, and a new method to estimate critical speeds by measurements below that speed.

The first part of this thesis is devoted to improvements on an already existing rotor test stand. A new front end based on a recent version of the software in use for the measurement system and the rotor speed control are developed and documented.

The rotor shaft was originally supported by two roller bearings. In the course of this work, two additional bearing stations have been introduced. The main feature of these additional bearing stations are rubber elements, to increase the external damping in the system. These design modifications have a significant impact on the dynamical properties of the rotor.

In the experimental part, vibration measurements on the non-rotating rotor and, of course, on the rotor running at various constant speeds are carried out. Numerous test runs have been measured and the acquired data are analysed and investigated. Measurements of the free vibrating rotor are analysed with respect to the natural frequencies of the system. Frequency response functions due to unbalance excitation are acquired by measurements at various rotor conditions.

A new method to estimate a critical speed of the rotor has been reported recently in the literature and is tested and confirmed for the first time on a multi-station rotor with imperfections.

In addition to the experimental work, a numerical model, based on a commercially available FE-software, is also established. Numerical results and experimental measurements are compared, primarily with respect to the critical speeds and the vibration modes.

Several conclusions can be drawn based on the results of the various experimental studies. The newly introduced rubber-bearing-supports introduce a significant amount of external damping and moreover change the dynamic properties of the rotor system significantly. A strong dependency of the actual temperature of the rubber material was noted. Also non-linear behaviour was detected.

A newly proposed method to estimate the critical speed based on measurements well below that speed was tested under non-ideal conditions, since the rotor system shows some imperfections. However, the experiments showed that this new

method is quite reliable and may be used also for multi-bearing station rotors with imperfections.

The numerical analysis of the rotor system, based on a FE-model did confirm the measured critical speeds and the vibrational modes.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Beschreibung des Prüfstandes im Originalzustand	3
2.1	Hardware	3
2.2	Software	6
3	Wiederinbetriebnahme und Änderung des Prüfstandes	8
3.1	Hardware	8
3.1.1	Änderungen während der Wiederinbetriebnahme	8
3.2	Einbau zusätzlicher Lagerstellen mit Dämpfung	10
3.3	Software	14
3.3.1	Versuchsdurchführung	14
3.3.2	Einlesen der lvm-Datei	18
3.3.3	Ausschwingversuch	18
3.3.4	Orbitausgabe	19
3.3.5	Amplitudengang	19
3.3.6	Eigenfrequenzvorhersage	19
4	Versuche vor dem Umbau - zweifach gelagerter Rotor	20
4.1	Ermittlung der Vorkrümmung	20
4.2	Ausschwingversuche	21
4.3	Aufzeichnungen bei diversen Drehzahlen	25
5	Auswuchten des vierfachgelagerten Rotors	26
5.1	Theorie des Auswuchtens	26
5.2	Wuchten mit Vibrotest 60	27
6	Versuche mit zusätzlichen Lagerstellen inklusive Dämpfung	30
6.1	Ermittlung der Vorkrümmung	30
6.2	Ausschwingversuche	31
6.2.1	Ausschwingversuche im kalten Zustand	32
6.2.2	Ausschwingversuche im kalten Zustand - verschiedene Richtungen	37
6.2.3	Ausschwingversuche bei Betriebstemperatur	39
6.2.4	Ausschwingversuch mit Erregung bei einer Drehzahl von 100 U/min	44
6.3	Dynamische Untersuchungen bei verschiedenen Betriebszuständen	46
6.3.1	Vergleich bei Betriebstemperatur und Kaltstart	47
6.3.2	Vergleich von Messungen bei Erhöhung und Verringerung der Drehzahl	53

6.3.3	Orbitdarstellungen über den Drehzahlbereich	56
6.4	Versuche zur Steifigkeit und Orthotropie der Gummi-Metall-Puffer .	62
7	Überprüfen der Methode zur Vorhersage der kritischen Drehzahl mittels unterkritischer Messungen	69
7.1	Theorie	69
7.2	Experimentelle Validierung	71
7.2.1	Plot 1: A über A/ω^2	74
7.2.2	Plot 2: A/ω^2 über A	76
7.2.3	Plot 3: ω^2/A über ω^2	78
7.3	Fazit	80
8	Modellierung des Prüfstands mittels einer FE-Software	82
9	Zusammengefasste Ergebnisse und Ausblick	88
10	Literatur	90
11	Anhang	92
11.1	Bilder Messtechnik	92
11.2	Bilder zur Resonanzvorhersage	93
11.3	Matlab - Einlesen	98
11.4	Matlab - automatisiertes Einlesen	99
11.5	Matlab-Unterprogramm zum Laden der Dateien	100
11.6	Matlab - Ausschwingversuch vor Umbau	101
11.7	Matlab - Ausschwingversuch nach Umbau	107
11.8	Matlab-Orbitausgabe	113
11.9	Matlab- Amplitudengang	117
11.10	Matlab- Amplitudengangvergleich	118
11.11	Resonanzvorhersage	120
11.12	Bilder	128
11.13	Konstruktionszeichnungen	133
12	Abbildungsverzeichnis	134

1 Einleitung

Rotierende Maschinen repräsentieren eine der größten Maschinengruppen in der Technik. Sie kommen in den unterschiedlichsten Bereichen des Maschinenbaus vor und stellen deshalb einen wichtigen Forschungsbereich dar. Im Bereich der Dynamik stellt die Rotordynamik eine eigene Subdisziplin dar und wird mit verschiedensten physikalischen Phänomenen konfrontiert.

Es würde den Rahmen dieser Einleitung bei weitem sprengen, wenn hier auch nur der Versuch unternommen werden würde, einen Überblick zu geben, welche Themengebiete im Bereich der Rotordynamik aktuell von Interesse sind und wie dazu der Stand der Technik ist. Diesbezüglich muss auf die aktuelle Fachliteratur und insbesondere auf die Proceedings der in regelmäßigen Abständen abgehaltenen internationalen Fachtagungen verwiesen werden. Im Hinblick auf die im weiteren in dieser Arbeit behandelten Themen kann vorausgeschickt werden, dass sich z.B. ein aktueller Journal-Bericht [10] mit der messtechnischen Bestimmung von biegekritischen Drehzahlen befasst und eine neuartige Methode zu deren Bestimmung vorstellt. Die Motivation für diese primär experimentell ausgeführte Master Thesis wurde zu einem Gutteil aus dieser interessanten Arbeit bezogen und es war deshalb unter anderem das Ziel, das vorgeschlagene Verfahren einer kritischen Prüfung durch selbständige Laborversuche zu unterziehen.

Wie bekannt können beim Betreiben eines Rotors im Bereich von biegekritischen Drehzahlen wegen der Nähe zu einer Biegeresonanz große Schwingungsauslässe auftreten. Häufig ist nur ein ganz kurzer Betrieb in solch einem Drehzahlbereich möglich, ohne dass der Rotor beschädigt wird. Nun werden die Auslässe aber nicht nur durch den Drehzahlabstand von oder zu einer Resonanzdrehzahl bestimmt, sondern auch durch die vorhandene Dämpfung im Rotorsystem. Dies führt zu einem weiteren, eigentlich immer aktuellen Thema in der Rotordynamik, nämlich den Dämpfungseigenschaften. Aus dem weiter unten angegebenen Überblick zu dem verwendeten Rotorsystem ergibt sich zwanglos, dass die vorhandene Systemdämpfung in zu geringem Ausmaß beeinflussbar war und diesbezüglich Erweiterungen und Verbesserungen wünschenswert waren.

Imperfektionen stellen letztlich die grundlegende Ursache für vielerlei technische Probleme in Rotorsystemen dar. Sei es nur die vorhandene Restunwucht, sei es die Abweichung der Wellenachse von einer geraden Linie, oder sei es die nicht-fluchtende Aufstellung der Lagerstellen. Mit den störenden Auswirkungen solcher und anderer Imperfektionen beschäftigt sich ein Gutteil der Fachliteratur, und es wird darin versucht, die dadurch entstehenden Phänomene zu erklären bzw. zu vermeiden. Wegen der speziellen Bauform des im weiteren vorgestellten und

verwendeten Rotorsystems war es naheliegend, auch den vorhandenen und durchaus signifikanten Imperfektionen ein Augenmerk zu schenken. Konkret wird im weiteren die auch in industriell verwendeten Rotoren stets vorhandene Wellenvorkrümmung eine Rolle spielen. Je nach Definition und Sichtweise könnte man auch die Anisotropie (Orthotropie) der Lagereigenschaften als Imperfektion ansehen und dieses Thema hier ansprechen. Jedenfalls werden zu diesem Punkt auch einige Versuche durchgeführt und Ergebnisse vorgestellt werden.

Am Institut für Mechanik und Mechatronik ist die Arbeitsgruppe „Technische Dynamik“ schon seit vielen Jahren in Forschung und Lehre auf dem Gebiet der Rotordynamik aktiv. Traditionell wurde primär theoretisch und numerisch an aktuellen rotordynamischen Themen gearbeitet. Im Laufe der Zeit wurden aber im Maschinendynamik-Labor des Institutes auch mehrere Rotor-Prüfstände entwickelt und aufgebaut. In der Regel waren und sind das Prüfstände, welche speziell für konkrete Forschungsaufgaben realisiert wurden. Ein solches Thema war und ist der Rotor-Stator-Kontakt, bei dem rotierende Teile des Rotors an feststehenden Teilen (Stator) anstreifen und dadurch gegebenenfalls sehr komplexe Bewegungen des Rotors initiiert werden. Zur Unterstützung und Validierung der umfangreichen numerischen Studien wurde in der Vergangenheit dieser spezieller Prüfstand entwickelt und gebaut, mit dessen Hilfe gezielt der Rotor-Stator-Kontakt untersucht werden konnte.

Gerade wegen dieser speziellen Ausführung war es klar, dass sich der Prüfstand auch im Rahmen dieser Arbeit besonders gut eignen würde, das eingangs definierte Ziel der Durchführung von Laborversuchen zu der erwähnten neuartigen Messmethode zu erreichen. Allerdings waren zunächst vorbereitende Arbeiten notwendig, um dieses Ziel zu erreichen. Zum einen war es sinnvoll und notwendig, die Anzahl der Lagerstellen zu erhöhen, um mehr Flexibilität bei der Wahl der Systemdämpfung zu haben. Zum anderen war es angezeigt, die messtechnische Ausstattung des Prüfstandes zu modernisieren und insbesondere die Mess- und Steuerungssoftware auf den letzten Stand zu bringen. Diese Tätigkeiten fördern zwar keine neuen Ergebnisse zutage, sind aber notwendig und werden im weiteren in der gebotenen Kürze Erwähnung finden.

Wie schon erwähnt lag und liegt der Schwerpunkt der Forschung der Arbeitsgruppe im Bereich der Rotordynamik eher auf theoretischen Studien. Es war daher naheliegend, auch ein numerisches Modell des erweiterten Prüfstandes zu entwickeln. Aus verschiedenen Gründen bot es sich an, dazu das kommerziell erhältlichen Softwarepaket PERMAS [5] zu verwenden. Erste Ergebnisse dazu haben ebenfalls in diese Arbeit eingang gefunden, jedoch ist hier noch nicht das Ende der Entwicklungs- und Analysemöglichkeiten erreicht worden.

2 Beschreibung des Prüfstandes im Originalzustand

2.1 Hardware

Beim verwendeten Prüfstand handelt es sich um einen Vertikal-Rotor-Prüfstand der im Rahmen einer Diplomarbeit [11] aufgebaut wurde. Hier wird nur ein kurzer Überblick über den Prüfstand gegeben und für genauere Informationen auf [11] verwiesen.

In Abbildung 1 ist der ursprüngliche Aufbau des Prüfstandes zu sehen.

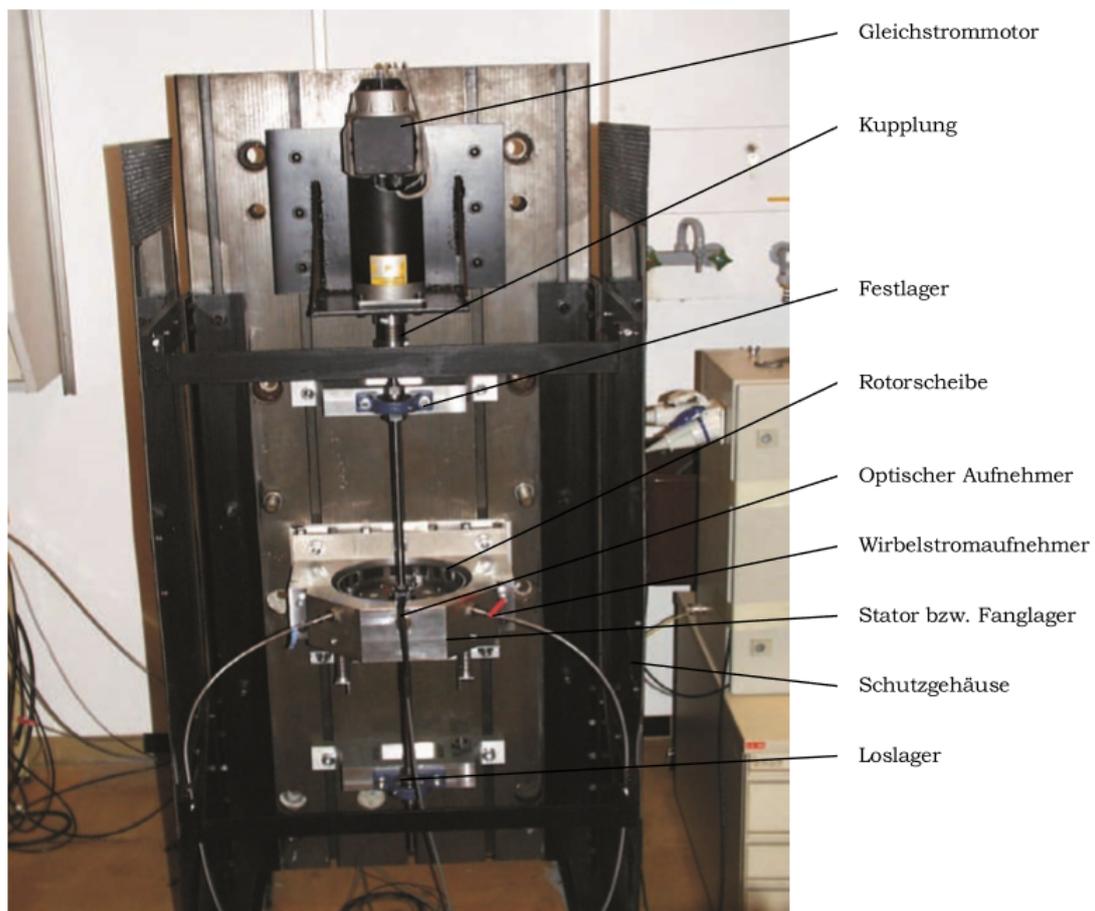


Abbildung 1: Ursprünglicher Prüfstand

Wie zu sehen und schon zuvor erwähnt handelt es sich um einen Vertikal-Rotor-Prüfstand. Angetrieben wird dieser von einem Gleichstrommotor, der mit dem Rotor über eine Balgkupplung verbunden ist. Der Rotor ist zweifach gelagert und bei der Hälfte der Länge befindet sich eine Anstreifvorrichtung für Kontaktversuche. Weiters sind zwei Wirbelstromaufnehmer zur Orbiterfassung sowie ein optischer Sensor zur Drehzahlbestimmung angebracht. Wichtig ist hier zu erwähnen, dass bei der ursprünglichen Konstruktion eine Welle mit Vorkrümmung eingebaut wurde. In der ursprünglichen Arbeit ist von einer Vorkrümmung von 0,2 mm die Rede, jedoch hat sich bei späteren Messungen des Orbits mit geringer Drehzahl, siehe Abschnitt 4.1, eine Vorkrümmung von 0,4 mm ergeben. Dies wurde auch mit einer Messuhr verifiziert. In Abbildung 18 ist der Orbit zu sehen.

In den Versuchen der Diplomarbeit von Tauchner [11] ging es hauptsächlich darum das Verhalten bei Kontakt zwischen dem Rotor und einem Fanglager (Anstreifvorrichtung) experimentell zu erforschen. Dafür wurde ein Koordinatensystem bestimmt, wie es in Abbildung 2 eingezeichnet ist. In dieser Abbildung ist die Rotorscheibe von oben dargestellt. Die massive Metallkonstruktion um die Rotorscheibe beinhaltet die Anstreifvorrichtung und zwei Wirbelstromaufnehmer. Mit Richtung 1 und 2 sind die Messrichtungen der Sensoren gekennzeichnet.

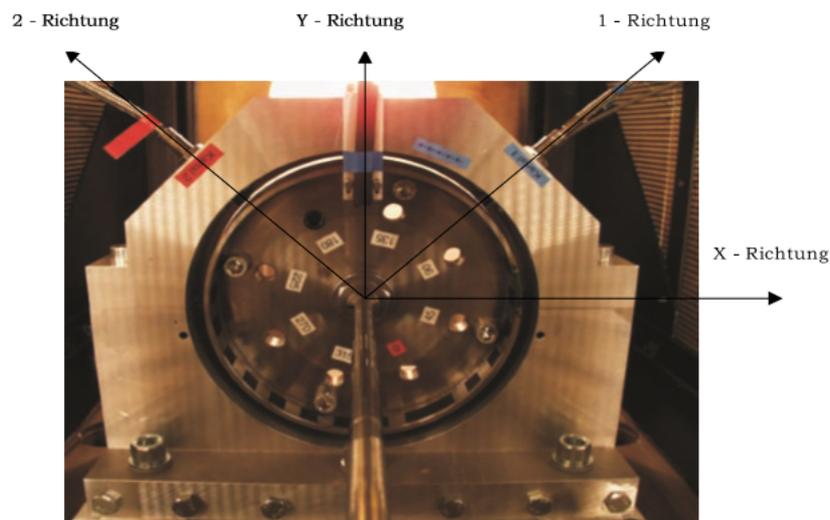


Abbildung 2: Koordinatensystem der Diplomarbeit Tauchner [11]

In Abbildung 3 ist eine Skizze des in dieser Arbeit verwendeten Koordinatensystems dargestellt, das sich stark an das von in Abbildung 2 anlehnt. Es ist eine Skizze von oben mit der Lagerstelle im Vordergrund und dahinter dem Rotor und dem Fanglager dargestellt. Das Koordinatensystem (x-y) ist raumfest und liegt auf

der Achse zwischen den beiden Lagermittelpunkten. Kanal 1 und Kanal 2 sollen wiederum die Messrichtungen der Wirbelstromaufnehmer beschreiben.

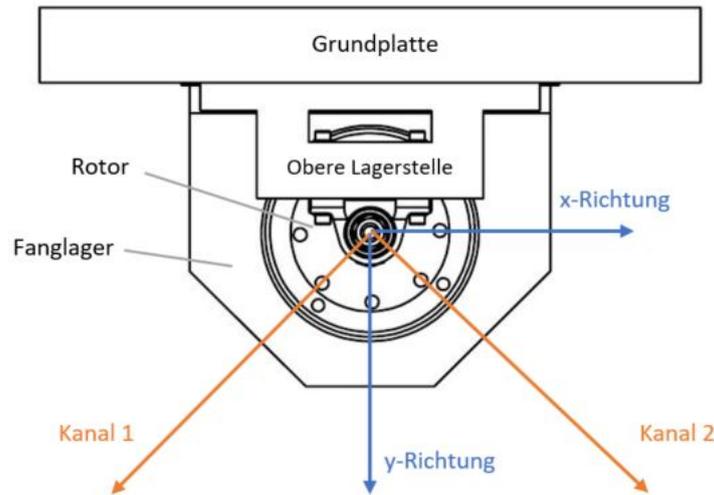


Abbildung 3: Skizze des verwendeten Koordinatensystems

Der Prüfstand beinhaltet auch einen erheblichen Anteil an Messtechnik. Zur Signalaufbereitung wird das Gerät NI SC-2345 mit unterschiedlichen Modulen verwendet, hierzu siehe Abbildung 4. Die Module zur Signalverarbeitung sind teilweise fertige Module von National Instruments (NI) und teilweise selbstgebaute vom Institut für Mechanik und Mechatronik, siehe [11]. Es gibt keine Schaltpläne mehr zu den selbstgebaute Modulen, aber die Funktionsweise ist in der Diplomarbeit[11] beschrieben. So wandeln die Bauteile für die Wirbelstromaufnehmer den Spannungsbereich um und filtern das Signal. Für das aus der Motorsteuerung erhaltene Motor-Ist-Drehzahl-Signal sind ein Tiefpassfilter mit Grenzfrequenz 1 kHz und ein Spannungsteiler in Serie geschaltet. Hier soll noch angemerkt werden, dass Probleme mit dem Tiefpassfilter bei einem Neustart des PCs bestanden. Auf diese Problematik und deren Lösung wird in Kapitel 3 eingegangen. Weiters ist noch ein in Eigenregie erstelltes Modul für den optischen Sensor in Verwendung und ein Modul für die Motor-Soll-Drehzahl, das direkt durchschaltet.

Zu beachten ist auch, dass dem Motor-Soll-Drehzahl-Signal ein externer Filter nachgeschaltet ist, siehe Abbildung 5. Er ist in der vorigen Arbeit nicht beschrieben, dient jedoch der Signalglättung, um Drehzahlschwankungen durch Störungen zu verhindern.



Abbildung 4: Signalverarbeitung NI SC-2345

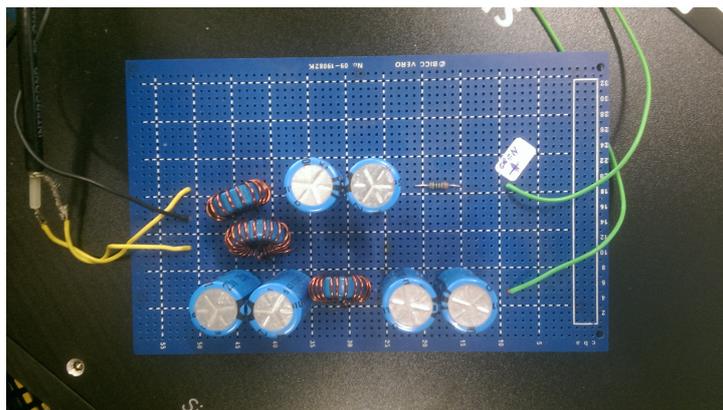


Abbildung 5: Externer Filter zur Signalaufbereitung für die Soll-Drehzahl-Steuerung

Im PC wurde die Datenerfassungskarte NI 6052E verwendet. Diese stellt die Verarbeitungsmöglichkeit am Computer sicher.

2.2 Software

Als Software wurde das Paket aus NImax, zur Einstellung der Kanaleigenschaften, und LabView, zur Steuerung und Auswertung verwendet. In NImax wird die

Kanalbelegung festgelegt. Diese kann in einer im Rahmen einer Projektarbeit angefertigten Inbetriebnahmeanleitung nachgeschlagen werden, siehe [14]. Hierbei wird der Platz im SC-2345 in der Software bestimmt und diverse andere Eigenschaften wie z.B. Spannungsbereich festgelegt.

In LabView wurde das Steuerungsprogramm erstellt, um die Motordrehzahl festzulegen und Daten der Sensoren zu erhalten. Es ist in [11] und [14] mit jeweils leichten Abänderungen beschrieben. Der literatur [14] ist eine CD beigelegt, auf der die NImax-Einstellungen und die damals aktuellste LabView-Programmierung gespeichert sind. Bei der Fertigung des Prüfstandes wurde die LabView-Version 6.i verwendet.

3 Wiederinbetriebnahme und Änderung des Prüfstandes

3.1 Hardware

Bei der Wiederinbetriebnahme stellte sich anfangs das Problem, dass der Großteil der Messtechnik abgebaut war. Anhand der Beschreibungen in den vorangegangenen Arbeiten und in den NI-Manuals wurde wieder alles ordnungsgemäß zusammengebaut.

Ein Problem war beispielsweise, dass keine genaue Beschreibung wie die Module im SC-2345 gesteckt gehören vorhanden war. Im Anhang 80 ist der für die in späterer Folge durchgeführten Versuche finale Aufbau des Signalaufbereitungsmoduls dargestellt, wobei die Eigenbaumodule für die Wirbelstromaufnehmer wegen einer Störung bzw. eines Fehlers nicht mehr verwendet wurden. Es war auch Vorsicht beim Ansteuern des Motors mit dem Potentiometer an der Motorsteuerung geboten, da hier die Anschlüsse vertauscht waren. Weiters wurde das Problem des Tiefpassfilters eingekreist und festgestellt, dass die Stromversorgung anfangs nicht ausreicht und deshalb das Tiefpassfiltermodul beim Neustart des PCs nicht funktionierte. Er musste jedes mal neu eingesteckt werden.

3.1.1 Änderungen während der Wiederinbetriebnahme

Bei der Inbetriebnahme wurden einige Veränderungen am Prüfstand vorgenommen. Diese werden hier nun angeführt.

Die Verkabelung zur Motorsteuerung ist so bewerkstelligt, dass die Tür des Motorsteuerungsschranks nicht mehr ständig offen sein muss, sondern geschlossen sein kann und somit Störungen besser abgeschirmt sind. Dazu wurden zwei Löcher in die Tür gebohrt und Anschlüsse für Koaxialkabel angebracht. ..ö.....-



Abbildung 6: Anschlüsse Motorsteuerung

Eine weitere Änderung besteht darin, dass die Stromversorgung des Signalaufbereitungsmoduls SC-2345 geändert wurde, um das Problem mit dem Tiefpassfilter zu beheben. Im Handbuch [4] von NI ist eine Anleitung zur Leistungsberechnung für die einzelnen Module im SC-2345 zu finden, wobei diese eine zu niedrige Energieversorgung mit dem ursprünglichen Aufbau ergab. Die Möglichkeiten die sich zur Behebung des Problems boten, waren eine neue Versorgungskomponente für das Modul, siehe [4], einzubauen oder eine externe Versorgung zu bewerkstelligen. Es wurde schlussendlich die Versorgung mit einer externen Spannungsquelle, bei der der Spannungswert manuell festgelegt werden kann, realisiert. In Abbildung 7 ist die verwendete Spannungsversorgung zu sehen.



Abbildung 7: Manson NRP-3630 Power Supply zur externen Energieversorgung von SC-2345

3.2 Einbau zusätzlicher Lagerstellen mit Dämpfung

Eine Hauptänderung zum ursprünglichen Aufbau sind zusätzliche Lagerstellen mit Dämpfung, um die Schwingungsamplituden zu vermindern. Dies wurde mit der Anbringungen von zwei symmetrisch zum Rotor angeordneten Lagern, die mit Gummi-Metall-Puffern gedämpft sind, ermöglicht. In Abbildung 8 als oberes und unteres inneres Lager bezeichnet. Dadurch ändert sich das Rotor-System erheblich, was dazu führt, dass eine analytische Berechnung des rotordynamischen Verhaltens zu aufwendig ist. Daher wird das experimentelle Verhalten mit einer FE-Analyse verglichen, siehe Kapitel 8. In der Abbildung 8 ist der neue Aufbau zu sehen und im Bild 10 sowie im Anhang 11.13 die Konstruktion des Dämpfersystems. Durch die neuen Lagerstellen wird es möglich die Drehzahl bis zum Maximum des Motors ohne Kontakt und Beschädigung des Rotors zu erhöhen. Es kann folglich eine Drehzahl oberhalb der ersten biegekritischen Drehzahl erreicht werden. Um eine größere Variabilität bei den Versuchen zu erhalten wurde in der Konstruktion darauf geachtet, dass die Gummi-Metall-Puffer möglichst leicht austauschbar sind. Dadurch

können mit geringem Aufwand Gummi-Metall-Puffer der gleichen Baugröße variiert werden. Die Puffer sind bei den Herstellern grundsätzlich in drei verschiedenen Härtegraden verfügbar, weich (40 Shore), mittel (55 Shore) und hart (70 Shore). Je nachdem welcher Härtegrad verwendet wird ändern sich die Steifigkeits- und Dämpfungswerte. Für die Versuche in dieser Arbeit wurden ausschließlich Puffer mit einer Härte von 55 Shore verwendet. Die Datenblätter sowie Konstruktionszeichnungen sind im Anhang 11.13 zu finden. Das Dämpfersystem wurde durch Stehlager (Loslager) die auf den Gummi-Metall-Puffern befestigt sind realisiert. Dies ist in Abbildung 10 beim unteren Lager zu sehen.

Der neue Rotor mit vier Lagerstellen ist in Abbildung 8 abgebildet. Die inneren Lagerstellen sind jene, die auf den Gummi-Metall-Puffern befestigt sind. In Abbildung 9 ist dargestellt wie sich das Modell des Rotors durch den Umbau verändert. Vor dem Umbau konnte der Prüfstand als symmetrischer zweifachgelagerter Lavalläufer betrachtet werden. Durch den Umbau ändert sich die Anordnung zu einem symmetrischen vierfachgelagerten Lavalrotor.

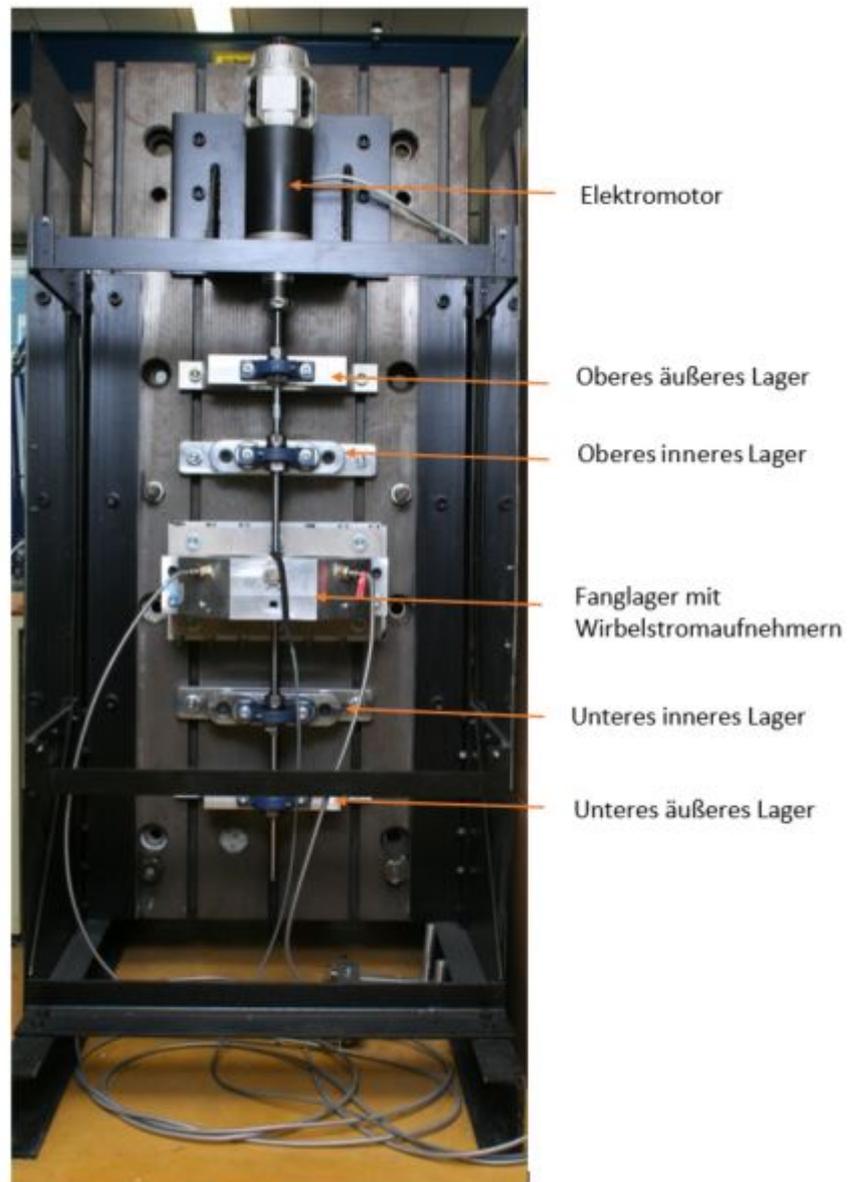


Abbildung 8: Prüfstand mit zusätzlicher Dämpfung

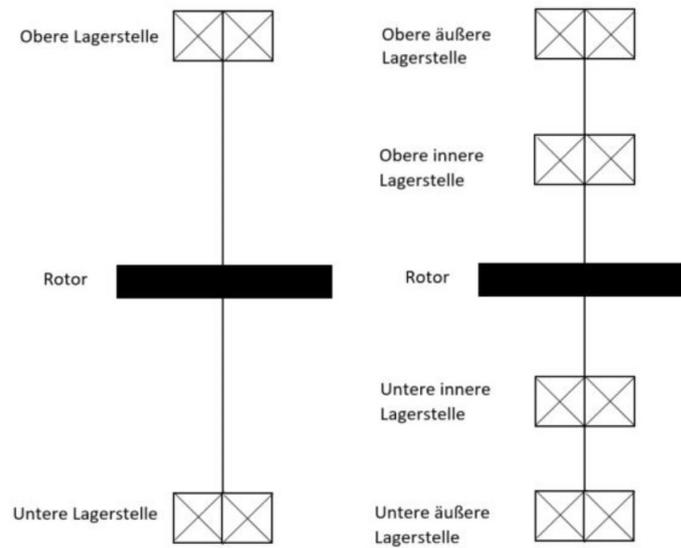


Abbildung 9: Schematische Gegenüberstellung des Prüfstands vor Umbau (li.) und des Prüfstands nach Umbau (re.)

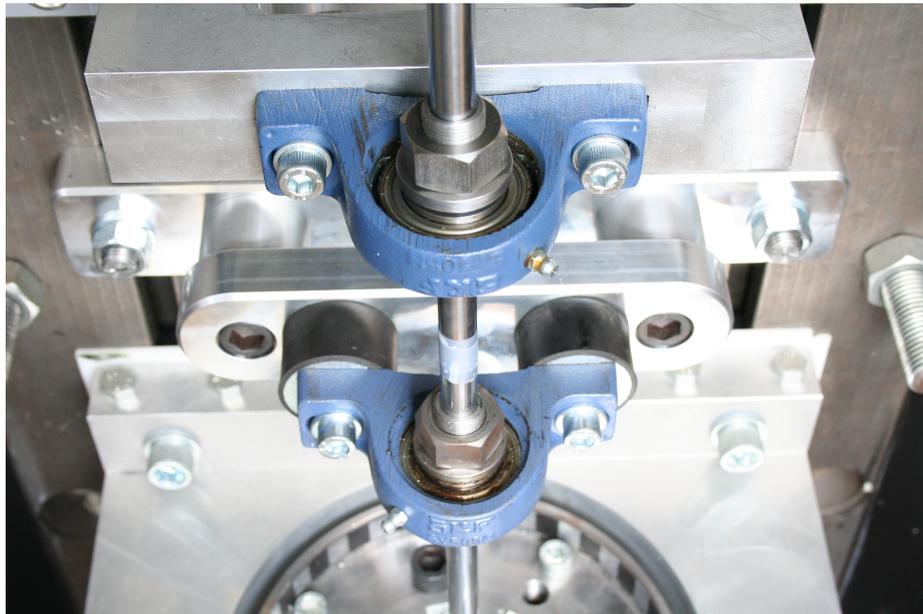


Abbildung 10: Zusätzliches Lager mit Dämpfung

3.3 Software

Zur Durchführung der Versuche am Prüfstand wurde ein neues LabView-Programm geschrieben, weil das im Rahmen der Diplomarbeit Tauchner [11] erstellte nicht mehr mit der neuesten Version kompatibel war. Zur Auswertung der Versuche wird Matlab R2016b verwendet. In den folgenden Unterkapiteln werden die einzelnen Programme beschrieben.

Die im nächsten Abschnitt folgenden Abbildung 11, 12 und 13 werden nochamls im Anhang 11.12 in einem größeren Format dargestellt. Außerdem ist das LabView-Programm auch auf der zu dieser Diplomarbeit beigelegten CD zu finden.

3.3.1 Versuchsdurchführung

Für die Durchführung von Versuchen und Steuerung des Prüfstands wurde ein neues Programm in LabView Version 17 erstellt. Wie in der Diplomarbeit von Tauchner[11] wurde wieder LabView gewählt, weil es mit den verwendeten NI-Hardware-Komponenten kompatibel ist.

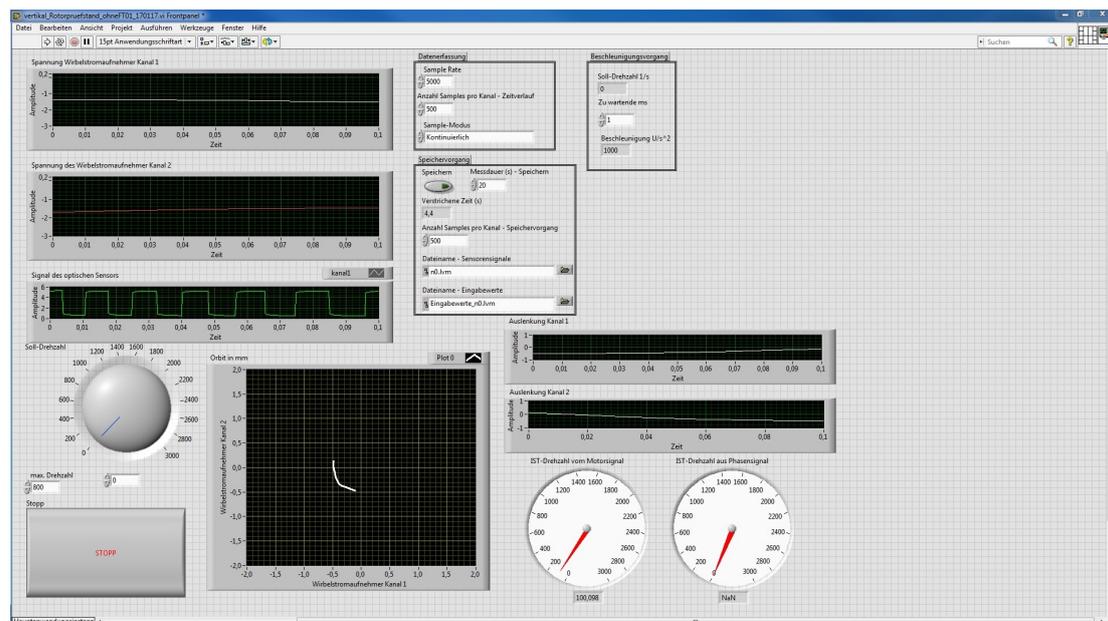


Abbildung 11: LabView - Bedienungsfläche

In Abbildung 11 ist die erstellte Bedienoberfläche zu sehen. Es ist die Einstellung der Drehzahl mittels Drehknopf und Zifferneingabe sowie das Beschränken auf eine maximale Drehzahl möglich. Außerdem kann durch die Eingabe der zu „wartenden Zeit“ in Millisekunden, die angibt wieviel Zeit verstreicht bis die Drehzahl um eins zu erhöht wird, die Beschleunigung eingestellt werden.

Auch bei der Datenerfassung sind Veränderungen möglich, wobei sich eine Sample-Rate von 5000 und eine Anzahl der Samples pro Kanal von 500 als sehr gut geeignet erwiesen hat.

Für den Speichervorgang können eine Messdauer und die Namen der Dateien vorgegeben werden. Die Einstellungen richten sich hier je nach Versuch.

Im Frontpanel sind weiters diverse Diagramme zu sehen, die der optischen Überprüfung während der Messung dienen. Jedoch findet die Auswertung, wie schon erwähnt, in Matlab statt.

Für die Erstellung der Bedienoberfläche ist ein Blockdiagramm, wie z.B. in 12 dargestellt, mit SubVIs (Unterprogrammen) und verschiedenen Cases, beispielsweise wahr oder falsch Fälle, nötig. Dies wird im Folgenden mit Abbildungen veranschaulicht und erklärt.

Das Blockdiagramm der „Echtzeitdarstellung“ via LabView ist in Abbildung 12 zu sehen. Bei dieser Einstellung werden auf der Bedienoberfläche die Ausgaben der Sensoren in Diagrammen annähernd in Echtzeit dargestellt. In Abbildung 13 ist die andere Option „Speichern“ abgebildet. Während des Speichervorgangs werden die Echtzeit-Diagramme nicht aktualisiert. Beim Speichervorgang werden zwei Dateien ausgegeben. Zum einen die Werte der Sensoren und zum anderen die in LabView eingestellten Werte, jeweils in einer lvm-Datei. Das lvm-Dateiformat kann in LabView ausgewählt werden und läßt sich mittels einfacher Programmierung in andere Programme einlesen, deshalb wurde dieses verwendet. Diese Dateien werden anschließend in Matlab weiterverarbeitet.

3 Wiederinbetriebnahme und Änderung des Prüfstandes

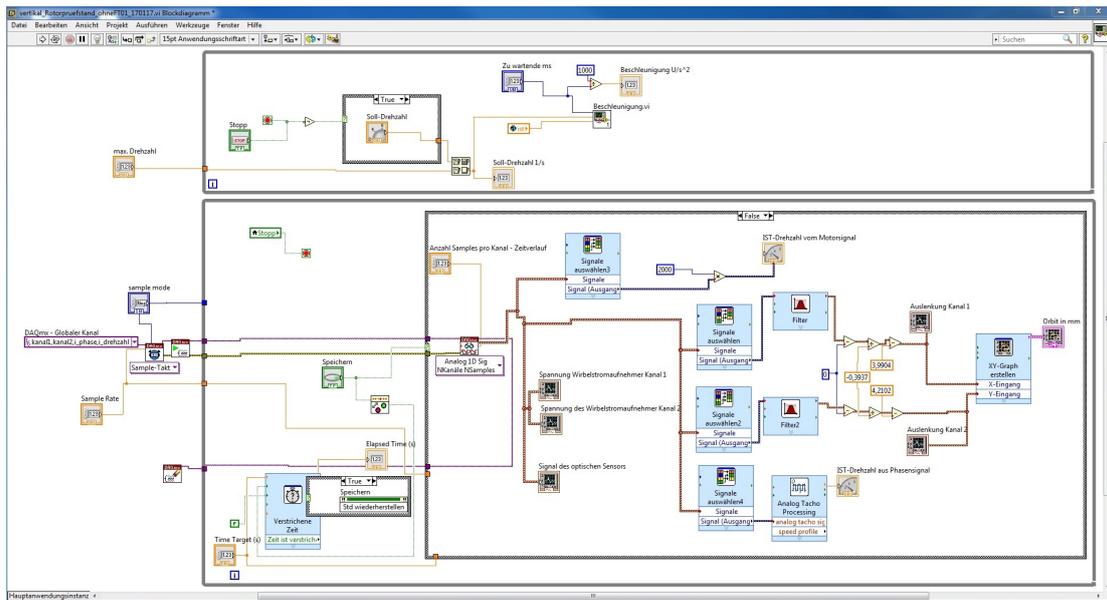


Abbildung 12: LabView - Blockdiagramm der Echtzeitdarstellung

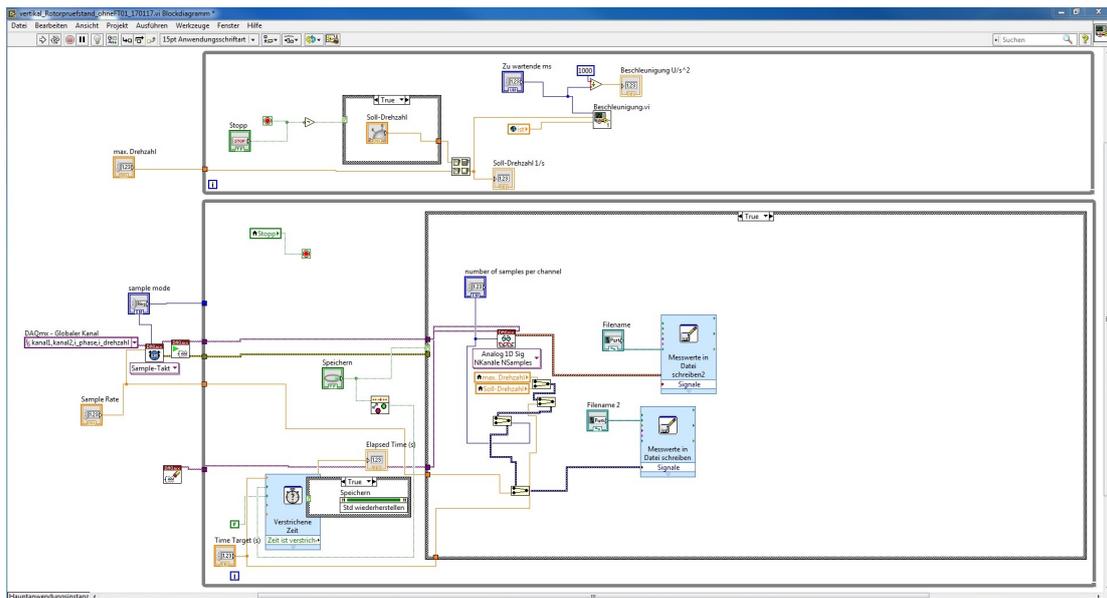


Abbildung 13: LabView - Blockdiagramm des Speichervorgangs

In den Darstellungen 12 und 13 sollte auch die Drehzahlregelung mit der SubVI „Beschleunigung“, diese steuert das Feld Beschleunigung der Bedienoberfläche, erkennbar sein. Jedoch sollte zur besseren Übersicht im Anhang 11.12 nachgeschlagen

werden, wo größere Darstellungen der Blockdiagramme zu finden sind. Die SubVI ist in den Abbildungen 14, 15 und 16 mit ihren unterschiedlichen Fällen dargestellt. Es wäre auch eine Programmierung ohne Beschleunigungseinstellung möglich, aber um konkrete Versuche zu machen ist es notwendig diese zu bestimmen.

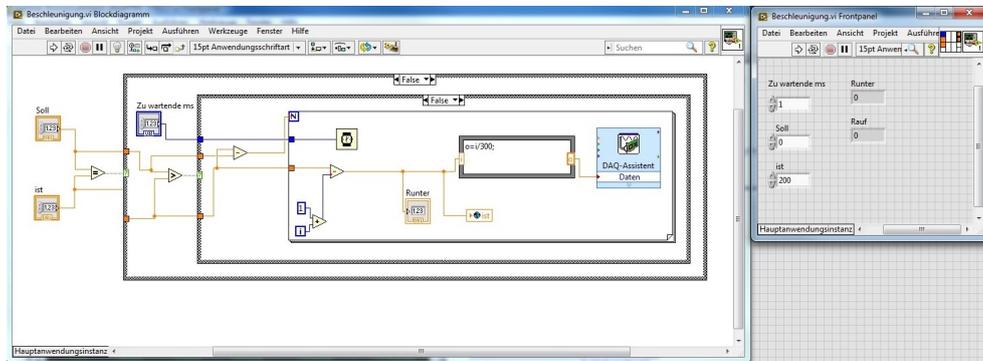


Abbildung 14: LabView - Blockdiagramm SubVI Beschleunigung - Bremsen mit Frontpanel

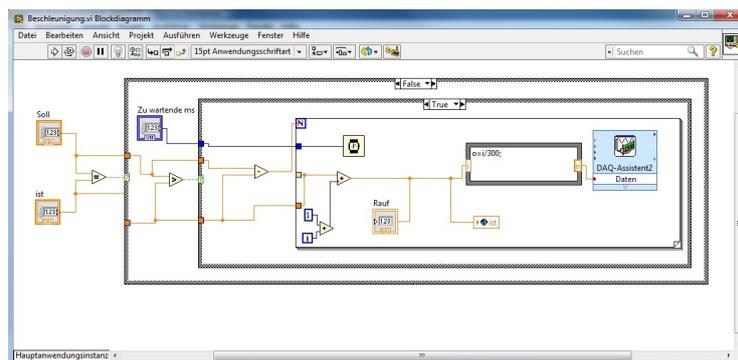


Abbildung 15: LabView - Blockdiagramm der SubVI Beschleunigung - Beschleunigen

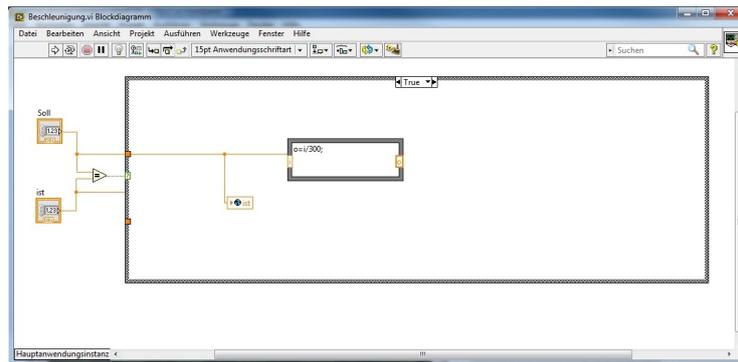


Abbildung 16: LabView - Blockdiagramm der SubVI Beschleunigung - Konstant

3.3.2 Einlesen der lvm-Datei

Es werden vom LabView-Programm zwei lvm-Dateien ausgegeben. Dieses Dateiformat ist ein Standardausgabeformat, das leicht in andere Programme übernommen werden kann. In den beiden Dateien werden zum einen die Eingabewerte der Bedienoberfläche und zum anderen die Sensorwerte während des Speichervorgangs in Tabellen aufgelistet.

Für das Einlesen der lvm-Dateien wurden zwei unterschiedliche Programme geschrieben. Beide lesen die lvm-Dateien ein und schreiben die Werte der einzelnen Sensorsignale in eine Matrix.

Zuerst kommt ein Programm zur Anwendung bei dem jede Dateien einzeln eingelesen wird, was bei den Darstellungen der Orbits und Ausschwingvorgänge völlig ausreichend ist. Dieses Programm ist in Anhang 11.3 zu finden.

Für die Auswertung des Amplitudengangs ist jedoch ein automatisiertes Einlesen von vielen Dateien aufgrund der Zeitersparnis unumgänglich. Dazu wurde ein Einleseprogramm geschrieben, siehe 11.4, und ein Unterprogramm zum zu, späteren Implementieren in Abschnitt 3.3.5, siehe 11.5. Anzumerken ist hier, dass bei der Benennung der lvm-Dateien in LabView eine Namensgebung zu wählen ist, die eine logische Reihenfolge in Matlab einhält.

3.3.3 Ausschwingversuch

Für die Auswertung der Ausschwingversuche wurden verschiedene Programme geschrieben, die sich jeweils für die Versuche vor und nach dem Umbau eignen. Jedoch sind die Unterschiede relativ gering. Vor dem Umbau war nämlich kein digitaler Filter und keine FFT nötig. Dies ergibt sich dadurch, dass sich durch den Umbau die Amplituden im Vergleich zu den Störungen stark verkleinern und eine überlagerte Schwingung auftritt. In Abschnitt 11.6 ist das Programm für den Anfangszustand

und in Abschnitt 11.7 das Programm für die Versuche mit zusätzlicher Dämpfung zu finden.

3.3.4 Orbitausgabe

Die Orbitausgabe erfolgt durch Laden der eingelesenen Files aus Abschnitt 3.3.2. Nach einer digitalen Filterung, entweder IIR- oder FIR-Filter, werden die Daten in brauchbaren Orbitdarstellungen ausgegeben. Der Matlab-Code ist im Anhang 11.8 zu finden.

3.3.5 Amplitudengang

Eines der in Matlab hierfür realisierten Programm dient zur Auswertung einzelner Amplitudengänge. Es werden die Dateien durch die Funktion „laden“, siehe Abschnitt 11.5 im Anhang, eingelesen und daraus ein Plot eines Amplitudengang erstellt und die Eigenfrequenzen bestimmt. Siehe Abschnitt 11.9 im Anhang.

Ein weiteres Programm lädt die aus den einzelnen Amplitudengängen bestimmten Werte und macht daraus Vergleichsdiagramme. Der Programmcode scheint im Anhang unter Abschnitt 11.10 auf.

3.3.6 Eigenfrequenzvorhersage

Die Überprüfung der Methode zur Vorhersage der Resonanzfrequenz wird über das Matlabprogramm 11.11 realisiert. Es werden für die erste und zweite Resonanzdrehzahl alle drei in [10] vorgeschlagenen Plots erstellt und überprüft.

4 Versuche vor dem Umbau - zweifach gelagerter Rotor

Vor der Anbringung der zusätzlichen Lagerstellen werden einige Versuche durchgeführt um die Werte aus [14] und [11] zu bestätigen und mögliche Vergleichswerte zu erhalten. Alle Versuche in diesem Kapitel werden im kalten Zustand, also ohne voriges Warmlaufen auf Betriebstemperatur, ausgeführt. Dies bedeutet eine Temperatur aller Bauteile von $25^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$.

Zum besseren Darstellung ist in Abbildung 17 nochmals das verwendete Koordinatensystem dargestellt.

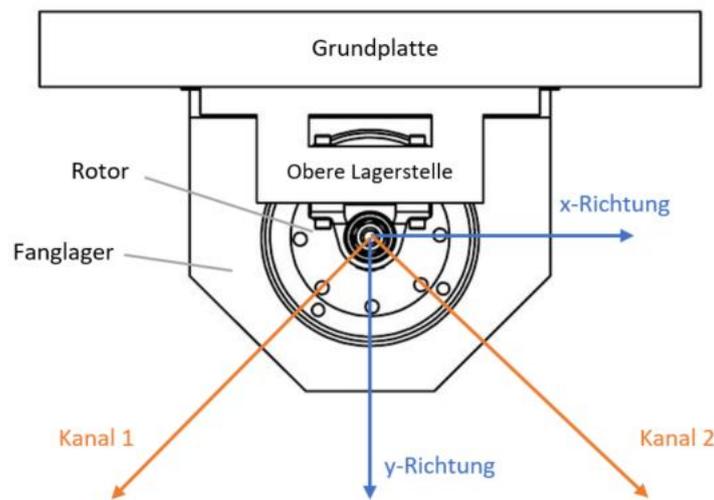


Abbildung 17: Skizze des verwendeten Koordinatensystems

4.1 Ermittlung der Vorkrümmung

Die Vorkrümmung wird mit den Wirbelstromaufnehmern bei einer Drehzahl von 10 U/min ermittelt. Es werden in LabView die Signale der Wirbelstromaufnehmer aufgezeichnet und anschließend eine Auswertung mit Matlab vorgenommen, siehe Kapitel 3.3. In Abbildung 18 ist der Orbit zur Vorkrümmungsbestimmung abgebildet. Durch die eingezeichneten Begrenzungslinien ist eine Vorkrümmung von knapp 0,4 mm ablesbar. Für theoretische oder numerische Betrachtungen kann daher mit einem Schlag von 0,38 mm gerechnet werden. Eine Verifizierung mit einer Messuhr bestätigt die mit der Messapplikation gemessenen Werte.

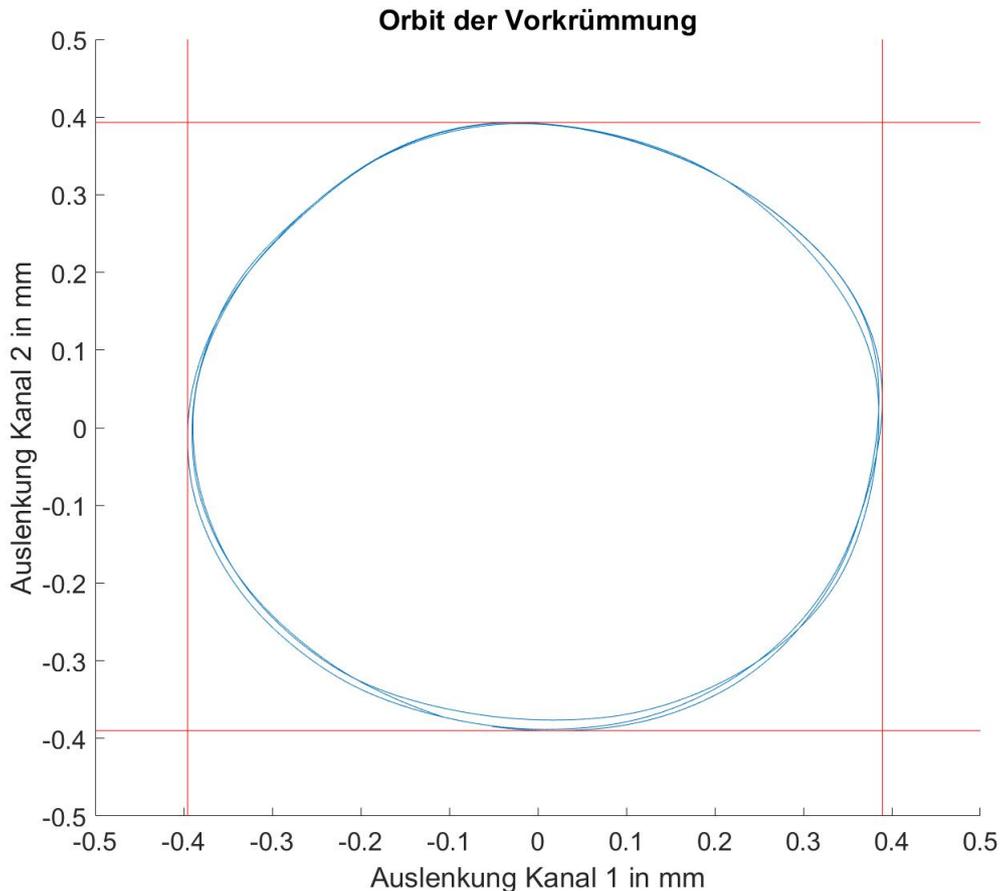


Abbildung 18: Orbit bei $n=10$ U/min - Vorkrümmung

Im Vergleich zu früheren Arbeiten ist eine Veränderung der Vorkrümmung zu erkennen, was möglicherweise eine Folge der Anstreifversuche sein könnte oder aufgrund von Problemen bei der Wiederinbetriebnahme hervorgerufen wurde.

4.2 Ausschwingversuche

Der Ausschwingversuch wurde jeweils in Richtung von Kanal 1 und 2 durchgeführt. Er dient zur Ermittlung der Dämpfung und der Resonanzfrequenz im ruhenden Zustand.

Beim Versuch wird mit einem Hammer die Rotorscheibe jeweils in eine Messrichtung angeschlagen und das Ausschwingen aufgezeichnet. Mit dem Matlab-Programm aus Kapitel 3.3.3 wird die Auswertung bewerkstelligt. Die Ergebnisse

dieses Versuchs sind natürlich kritisch zu hinterfragen, da sie nur Werte für den stehenden Rotor liefern und sich die Eigenschaften des Messaufbaus auch mit der Temperatur ändern. Allerdings sind sie als Anhaltspunkte äußerst nützlich. Für die Resonanzfrequenz im ruhenden Zustand wurde die Periodendauer T aus den Daten ausgelesen und somit bestimmt.

$$\omega_r = \frac{1}{T} \quad (1)$$

Aus der bekannten Funktion einer gedämpften harmonischen Schwingung

$$x = A * e^{d*\omega_n t} \sin(\omega_d t + \Omega) \quad (2)$$

ergibt sich der Abklingkoeffizient zu

$$d = \frac{-\ln(\frac{z1}{z2})}{t_1 - t_2} \quad (3)$$

wobei die Indizes zwei beliebige Amplituden bezeichnen können. Daraus errechnet sich wiederum das Lehr'sche Dämpfungsmaß D .

$$D = \frac{d}{2m\omega_0} \quad (4)$$

In den Abbildungen 19 und 20 sind die Ergebnisse der Matlab-Auswertung der Ausschwingversuche direkt nach Wiederinbetriebnahme und vor dem Umbau ersichtlich. In den Diagrammen sind verschiedene Exponentialfunktionen eingezeichnet, um die passende zu finden.

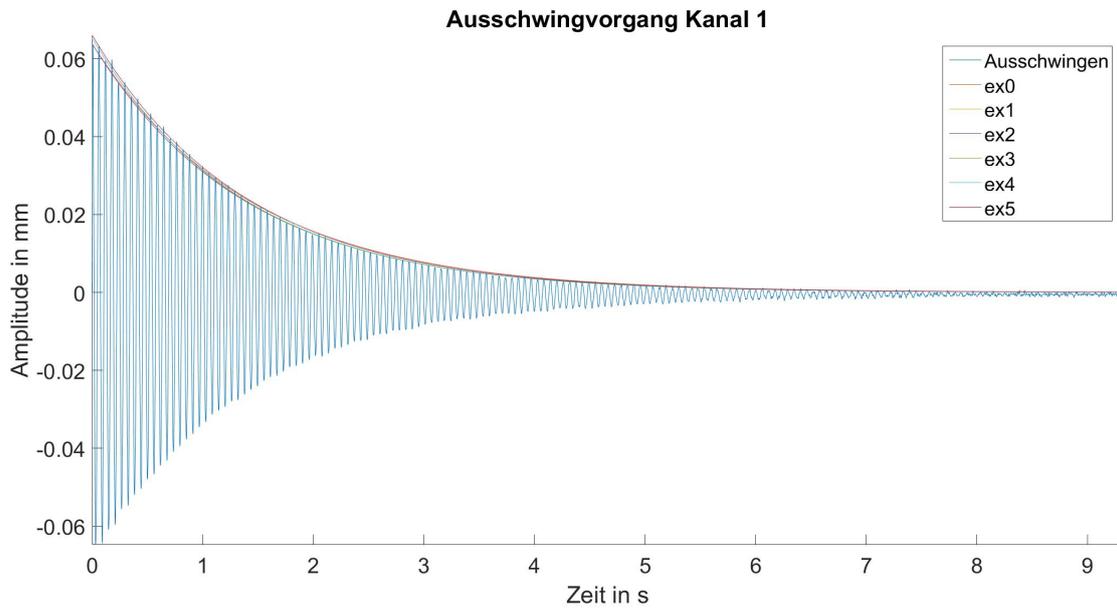


Abbildung 19: Ausschwingversuch Kanal 1 mit e-Funktionen als angenäherte Einhüllende

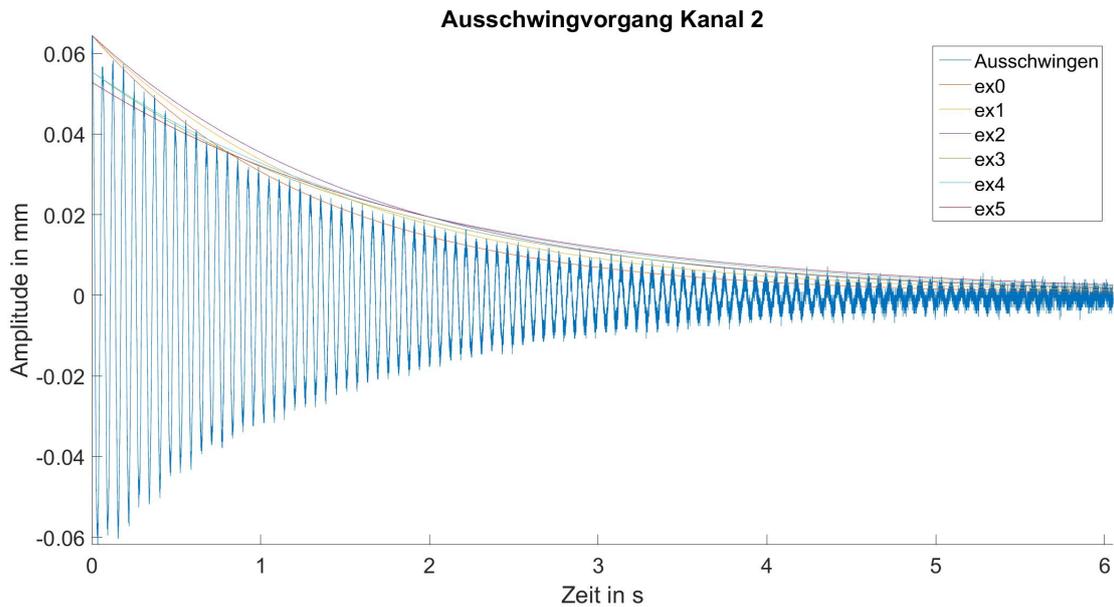


Abbildung 20: Ausschwingversuch Kanal 2 mit e-Funktionen als angenäherte Einhüllende

Für die Berechnungen wird die Masse aus der Diplomarbeit Tauchner [11] mit $m = 8,7 \text{ kg}$ übernommen.

Aus den am besten passenden Exponentialfunktionen für die beiden Messungen errechnen sich Abklingkoeffizient, Lehr'sches Dämpfungsmaß, Eigenfrequenz und -drehzahl sowie Steifigkeit für die Richtung von Kanal 1

$$d_1 = 0,5853 \frac{Ns}{m}$$

$$D_1 = 0,002$$

$$f_{r1} = 17.1523 Hz$$

$$n_{r1} = 1029 \frac{U}{min}$$

$$k_1 = 101,05 \frac{N}{mm}$$

und für die Richtung von Kanal 2

$$d_2 = 0,6520 \frac{Ns}{m}$$

$$D_2 = 0,0023$$

$$f_{r2} = 16,3169 Hz$$

$$n_{r2} = 979 \frac{U}{min}$$

$$k_2 = 91,444 \frac{N}{mm}$$

Aus den Messungen ist ersichtlich, dass sich eine Orthotropie für die beiden Messrichtungen ergibt. Dies ist ähnlich in [11] beschrieben, jedoch wurden damals aufgrund anderer Messvoraussetzungen leicht differierende Werte gemessen. Nachdem auch die Vorkrümmung einen anderen Wert ergibt, war dies jedoch zu erwarten. Wahrscheinlich ist die Verformung der Rotorwelle dafür ausschlaggebend, aber es ist nicht beschrieben, ob damals im kalten oder warmen Zustand gemessen wurde, was auch zu unterschiedlichen Ergebnissen führen kann. Bestätigt werden kann jedoch eine sehr geringe Dämpfung und eine Resonanzdrehzahl, deren Überschreiten ohne Anstreifen nicht möglich ist.

4.3 Aufzeichnungen bei diversen Drehzahlen

Es wurde ermittelt, dass Anstreifen bei circa bei 912 U/min das erste Mal auftritt. Da kein Kontakt erwünscht war, wurden nur Aufzeichnungen unterhalb dieser Drehzahl durchgeführt.

Die Orbits im Drehzahlbereich vor Kontakt stimmen in der Form annähernd mit den damaligen Aufzeichnungen überein, deshalb wird hier darauf nicht genauer eingegangen und auf [11] verwiesen.

5 Auswuchten des vierfachgelagerten Rotors

Trotz der zusätzlichen Anbringung von Lagern mit Dämpfung, wie in Abschnitt 3.2 beschrieben, war es nicht möglich, die erste biegekritische Drehzahl ohne Fanglagerkontakt zu durchfahren. Aus diesem Grund ist ein Auswuchten nötig geworden. Im Folgenden wird kurz auf die Theorie eingegangen und im Anschluss der praktische Auswuchtvorgang beschrieben.

5.1 Theorie des Auswuchtens

Weil der Durchmesser der Welle des Rotors klein im Verhältnis zum Rotorscheibendurchmesser ist, muss der Rotor als elastischer Rotor behandelt werden. Außerdem ist die Vorkrümmung auch ein Problem, das im Zusammenhang des elastischen Wuchtens auftritt. Beim umgebauten Prüfstand handelt es sich um einen mehrfach gelagerten Lavalrotor mit krummer und elastischer Welle und einer Massenexzentrizität.

In [7] wird die Differentialgleichung für die krumme Welle mit Massenexzentrizität hergeleitet indem die Gleichungen der krummen Welle und der Welle mit Massenexzentrizität überlagert werden. Die Differentialgleichung in komplexer Schreibweise lautet:

$$\ddot{\underline{r}} + \omega_n \underline{\dot{r}} + \underline{\dot{r}} = \epsilon \Omega^2 e^{i(\Omega t + \beta)} + \omega_n^2 \epsilon_0 e^{i(\Omega t + \gamma)} \quad (5)$$

mit

\underline{r} ... Auslenkung des Schwerpunkts

ω_n ... kritische Winkelgeschwindigkeit

ϵ_0 ... Abstand des Wellendurchstoßpunkts zur Lagerachse bei Vorkrümmung

ϵ ... Abstand des Wellendurchstoßpunkts zum Schwerpunkt

Ω ... Winkelgeschwindigkeit

Die Gleichung (5) führt zu Ergebnissen für die Lagerkräfte. Laut Definition sind für das Wuchten die Lagerkräfte ausschlaggebend und nicht die Auslenkungen. Im weiteren werden in der Literatur [7] die Lagerkräfte für folgende Erkenntnis zu Null gesetzt: „Eine krumme Lavalwelle in isotropen Lagern kann durch eine Massenunwucht praktisch genügend genau gewuchtet werden, sofern die Dämpfung nicht abnormal groß ist. ... Theoretisch ist für jede Drehzahl und jedes Dämpfungsmaß eine andere Massenunwucht erforderlich. Nur für den Grenzfall verschwindender Dämpfung ist ein vollständiger Ausgleich unabhängig von der Drehzahl möglich.“ [7]

Dies bedeutet für das folgende Auswuchten, dass es nur bei einer gewissen Drehzahl eine gewisse Genauigkeit erreicht werden kann, weil in dem hier behandelten System die Dämpfung nicht zu vernachlässigen ist.

Ein modales Auswuchten, wie in [9] beschrieben, über die im Prüfstand integrierte Wegmessung ist nicht möglich, weil die Steifigkeitsmatrix nicht bekannt ist und somit für die Berechnung ein wichtiger Teil fehlt. Deshalb wird im folgenden Kapitel 5.2 auf ein externes Gerät, VIBROTEST 60, mit Beschleunigungsmessung an den Lagerstellen zurückgegriffen.

5.2 Wuchten mit Vibrotest 60

Das Gerät VIBROTEST 60 von Brüel und Kjaer Vibro bietet ein modulares Konzept, um den Maschinenzustand zu beurteilen. Außerdem beinhaltet es ein eigenes Modul „Wuchten“.[8]

Für den Prüfstand wird, weil nur eine Ebene für die Ausgleichsmassen vorhanden ist, das Setup „Ein-Ebenen-Auswuchten mit Polarausgleich“ gewählt. Die Ausgleichsmasse soll mittels Schrauben an der Rotorscheibe angebracht werden und somit ergibt sich nur eine Ausgleichsebene. Die genaue Prozedur ist in der Technischen Dokumentation des Geräteherstellers [8] beschrieben.

In Abbildung 21 ist der Messaufbau für das Wuchten dargestellt. Die beiden Beschleunigungssensoren sind an den Stehlagergehäusen der Lagerstellen mit Dämpfung mittels Magneten angebracht. Wobei bei der gewählten Gerätekonfiguration eigentlich nur ein Sensor nötig ist. Weiters ist eine Drehzahlbestimmung notwendig. Dafür wird ein optischer Sensor über dem oberen Beschleunigungssensor und ein reflektierender Klebestreifen an der Welle angebracht.

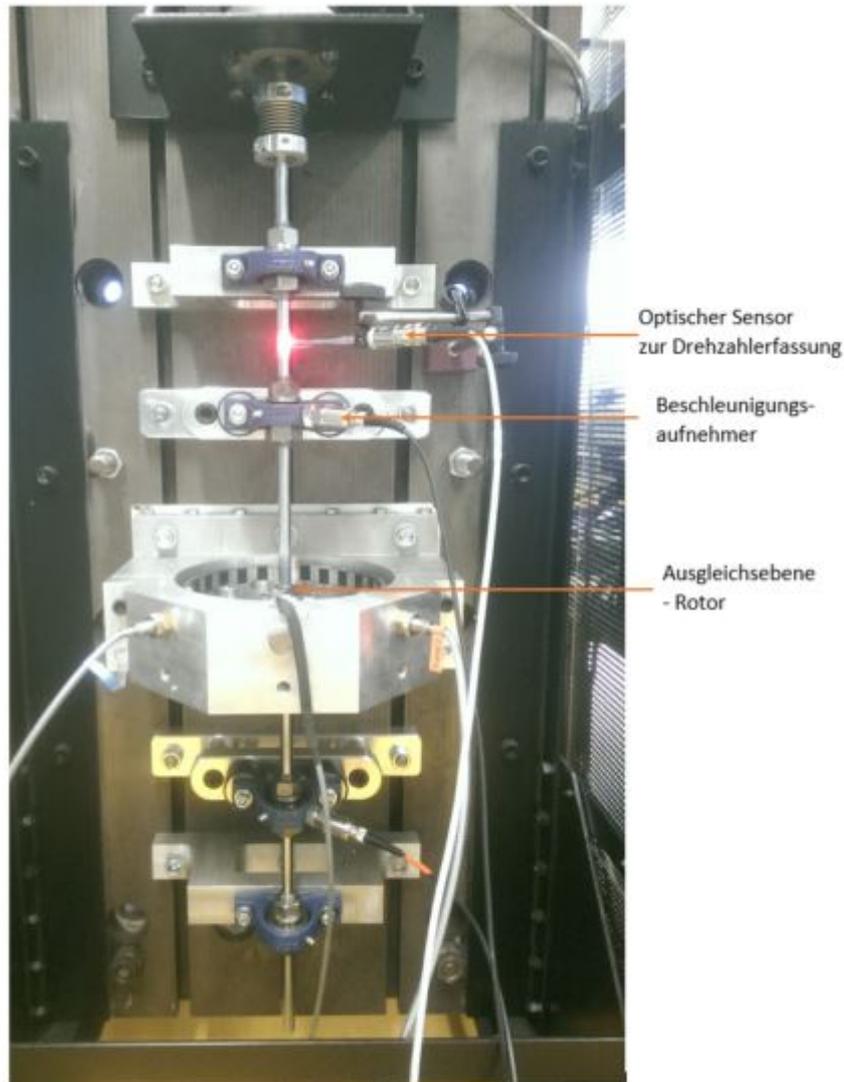


Abbildung 21: Messaufbau des Wuchtvorgangs

Die Wuchtprozedur erfolgt in mehreren Schritten. Als erstes wird ein Urunwuchtlauflauf durchgeführt und ein Testlauf mit einem definierten Testgewicht am Rotor. Aus diesen beiden Messungen errechnet das VIBROTEST 60 anschließend die benötigte Ausgleichsmasse und deren Position. Nach Anbringung des Wuchtgewichts folgt ein Kontrolllauf, um die verbleibende Unwucht zu bestimmen, für welche wiederum eine Ausgleichsmasse berechnet werden würde.

Die Ausgleichsmasse wird am Rotorprüfstand durch zwei gegenüberliegende verschieden schwere Schrauben umgesetzt. Die Schrauben werden so geschliffen, dass

sich die benötigte Gewichts­differenz ergibt. Als Folge, dass die Anbringung der Schrauben nur unter gewissen Winkeln erfolgen kann, bleibt eine geringe Restunwucht erhalten. Siehe Abbildung 22 .

Der Wuchtvorgang bei 1172U/min lieferte folgende Werte:

- Urunwuchtlauf: Schwinggeschwindigkeit am Lager 3,340 mm/s und 13°
- Testlauf mit 85,7g bei 0°: Schwinggeschwindigkeit am Lager 15,722 mm/s und 95°
- Daraus resultierte eine Ausgleichsmasse von 22,5g bei 95°.
- Angebracht wurden schlussendlich 22,7g bei 90°.
- Für den Kontrolllauf ergeben sich 0,564mm/s und 12°.
- Das nun noch zusätzlich benötigte Ausgleichsgewicht wäre dann 3,1g bei 84°, was aber nicht mehr angebracht wurde.

Nachdem durchgeführten Auswuchtvorgangs ist es nun möglich bis zur maximalen Drehzahl des Antriebsmotors hochzufahren und dabei zwei biegekritische Resonanzfrequenzen zu durchfahren.

Es sind Bilder der verwendeten Schrauben zum Auswuchten und der Anzeige des VIBROTEST 60 mit dem Wert der Restunwucht im Anhang 92 zu finden.



Abbildung 22: Rotor mit Wuchtgewichten-Schrauben

6 Versuche mit zusätzlichen Lagerstellen inklusive Dämpfung

Nachdem zusätzliche Lagerstellen eingebaut und der Rotor ausgewuchtet wurden, ist das dynamische Verhalten sowie das Verhalten im ruhenden Zustand des Rotors erheblich verändert. Es handelt sich nun um einen vierfach gelagerten Vertikal-Rotor mit zusätzlicher Dämpfung. Im Folgenden sind die Versuche der neuen Konfiguration und deren Ergebnisse beschrieben.

6.1 Ermittlung der Vorkrümmung

Die Vorkrümmung hat sich aufgrund zusätzlicher Zwangsbedingungen geändert. Wie in Abbildung 23 ersichtlich ändert sich der Orbit der Vorkrümmung deutlich zu dem in Abbildung 18 dargestellten ohne Dämpfung. Zu erkennen ist, dass keine Symmetrie und kein Rundlauf mehr vorliegt. Die Ausschläge in die einzelnen Richtungen unterscheiden sich deutlich und sind wesentlich geringer als in Abschnitt 4.1. Durch die zusätzlichen Zwangsführungen der Welle, die durch die Dämpferkonstruktion entstehen, wird der Orbit bei sehr geringer Drehzahl auf diese Weise elastisch verformt und die Welle sozusagen „gerade gebogen“. Dies ist eine Folge von einzelnen Lagerstellen die möglicherweise auch nicht genau zueinander fluchten. Dies hat auch Auswirkungen auf die später beschriebenen dynamischen Versuche.

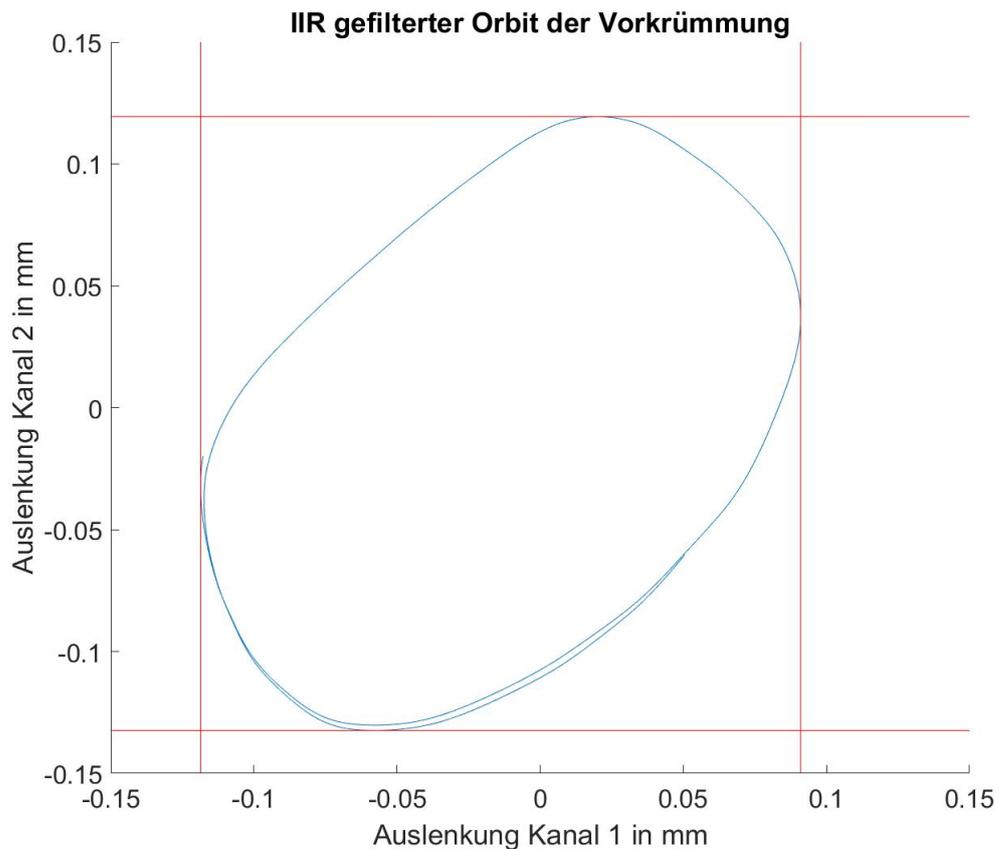


Abbildung 23: Ermittlung der Vorkrümmung

6.2 Ausschwingversuche

Die Ausschwingversuche werden durchgeführt, um vor der dynamischen Untersuchung und zum späteren Vergleich eine Abschätzung der Rotorparameter zu erhalten. Dafür werden in den folgenden Abschnitten verschiedene Versuchsausführungen dazu beschrieben und ausgewertet.

Für die folgenden Ausschwingversuche wurde wieder das Koordinatensystem in Abbildung 24

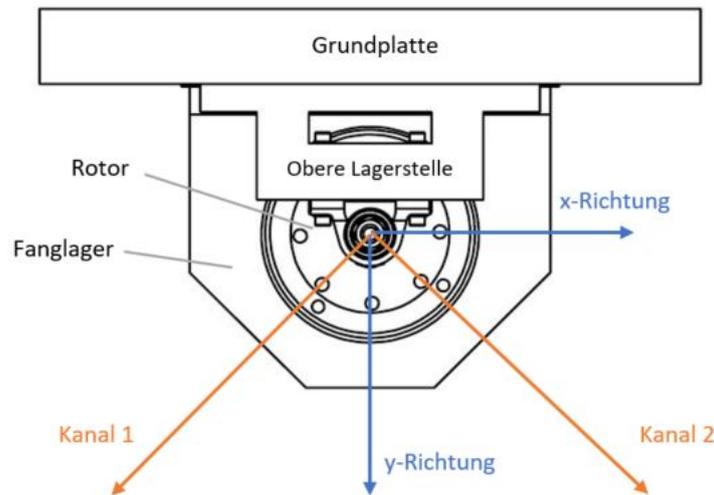


Abbildung 24: Skizze des verwendeten Koordinatensystems

Alle Versuche in diesem Kapitel, bis auf Abschnitt 6.2.4 werden bei ruhendem Rotor durchgeführt.

6.2.1 Ausschwingversuche im kalten Zustand

Wie in Kapitel 4.2 sollen nach der Anbringung der Dämpfung Ausschwingversuche in zwei Richtungen durchgeführt werden. Der Vorgang mit dazugehörigen Formeln ist schon in erwähntem Kapitel 4.2 beschrieben.

Aufgrund der zusätzlichen Dämpfung und veränderten Steifigkeit gestaltet sich die Ermittlung der Eigenfrequenz und der Systemparameter schwieriger. Im Ausschwingdiagramm überlagern sich Schwingungen, siehe Abbildung 25. Außerdem muss das Signal digital gefiltert werden, weil die Störungen im Vergleich zu den Ausschlägen nicht mehr vernachlässigbar klein sind. Jedoch haben die Einstreuungen hohe Frequenzen was die Filterung mittels digitalem Tiefpassfilter ermöglicht.

In der Abbildung 25 ist die Aufzeichnung des Schwingweges für den Ausschwingversuch in Richtung von Kanal 1 zu sehen. Es ist deutlich ersichtlich, dass eine einfache Ermittlung der Eigenfrequenz über die Periodendauer nicht möglich ist. Aufgrund dessen muss eine Frequenzanalyse durchgeführt werden. Das Ergebnis ist in 26 abgebildet. Deutlich zu erkennen ist dort, dass sich zwei Schwingungen überlagern. Die daraus gewonnenen Frequenzen sind die ersten beiden Eigenfrequenzen, was folglich auch in den dynamischen Versuchen in Kapitel 6.3 ersichtlich wird.

Wie schon im Kapitel 4 erwähnt beträgt die Temperatur im kalten Zustand für alle Bauteile $25^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$.

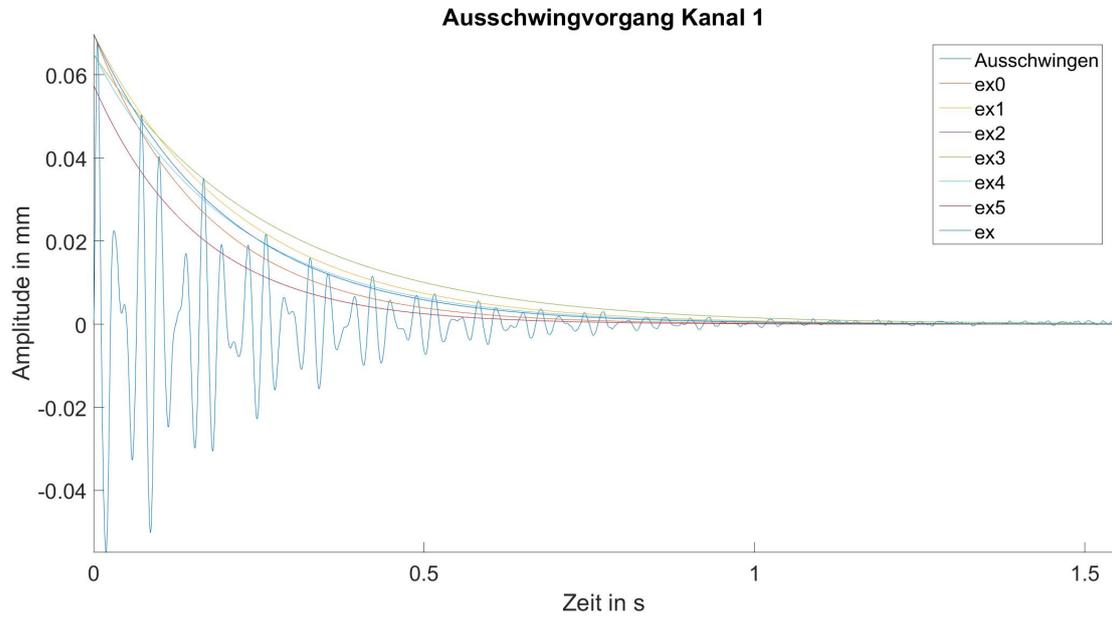


Abbildung 25: Ausschwingversuch Kanal 1 nach Umbau mit angenäherter e-Funktion

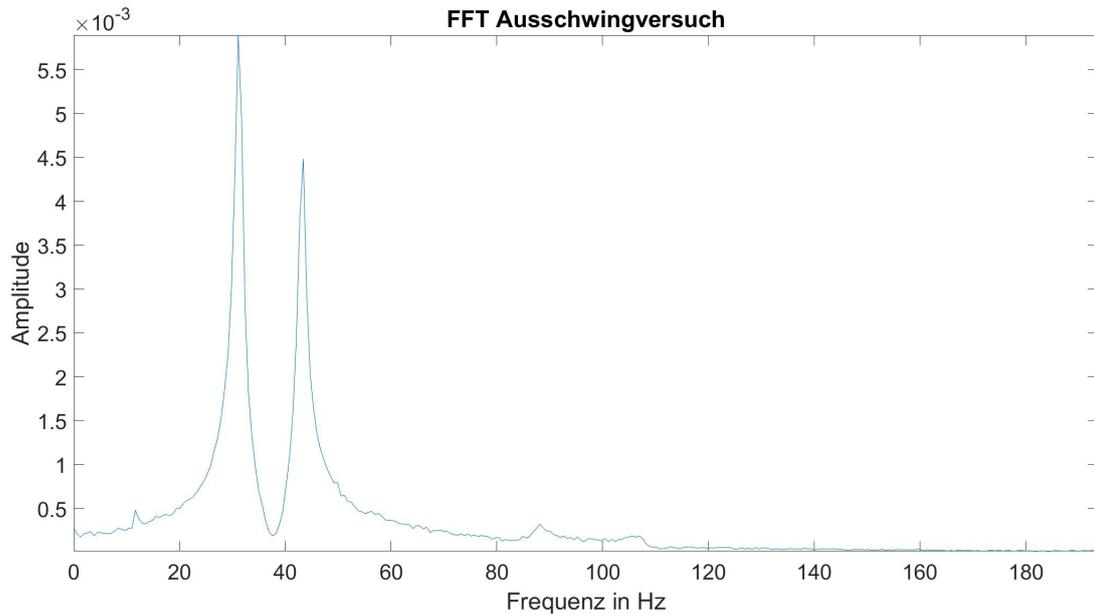


Abbildung 26: Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs Kanal 1

Die zu Abb.25 und Abb.26 bzw. zu Abb.27 und Abb.28 gehörenden Werte, Abklingkoeffizient, Lehr'sches Dämpfungsmaß, Eigenfrequenzen- und Drehzahlen sowie Steifigkeit ergeben sich zu:

$$d_{K1} = 4,4772 \frac{Ns/m}{s}$$

$$D_{K1} = 0,0067$$

$$f_{r1K1} = 31,1 Hz$$

$$f_{r2K1} = 43,41 Hz$$

$$n_{r1K1} = 1866 \frac{U}{min}$$

$$n_{r2K1} = 2604,6 \frac{U}{min}$$

$$k_{K1} = 408,57 \frac{N}{mm}$$

Und für die Richtung von Kanal 2

$$d_{K2} = 4,4651 \frac{Ns}{m}$$
$$D_{K2} = 0,0067$$
$$f_{r1K2} = 31,1643 Hz$$
$$f_{r2K2} = 43,21 Hz$$
$$n_{r1K2} = 1869 \frac{U}{min}$$
$$n_{r2K2} = 2592,9 \frac{U}{min}$$
$$k_{K2} = 410,26 \frac{N}{mm}$$

Die Diagramme für die zweite Messrichtung sind in den Abbildungen 27 und 28 dargestellt.

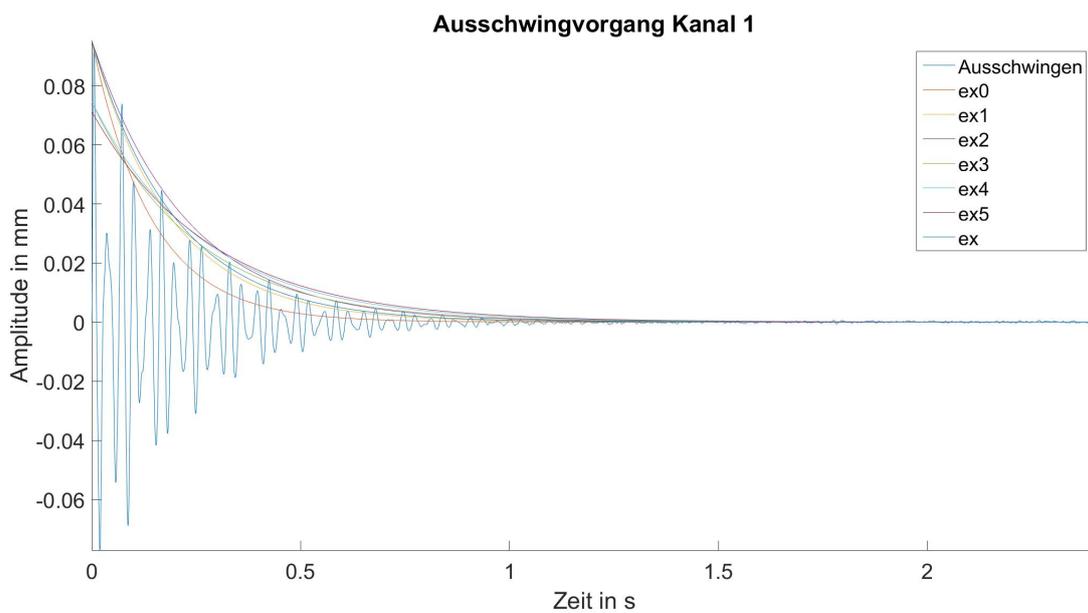


Abbildung 27: Ausschwingversuch Kanal 2 nach Umbau mit angenäherter e-Funktion

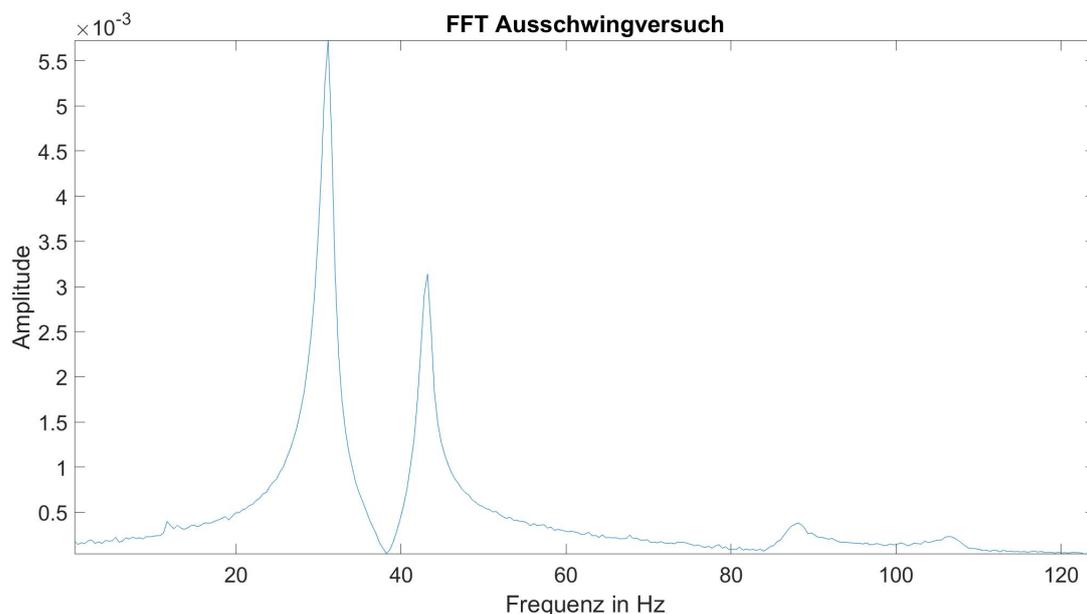


Abbildung 28: Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs Kanal 2

Es ist zu erkennen, dass die beiden Messrichtungen sehr ähnliche Ergebnisse ausgeben. Durch das Anbringen der Dämpfer wird die Orthotropie in diesen beiden Messrichtungen zueinander verringert. Dies ist mit der Anordnung der Wirbelstromaufnehmer und der Dämpferelemente zu erklären. Die Dämpfer haben einen sehr großen Einfluss auf das Verhalten des Rotors und sind im Winkel zu den Sensoren so positioniert, dass sie jeweils die gleiche Wirkung haben. Wären die Aufnehmer um 45° versetzt würde schon aufgrund des geometrischen Aufbaus der Gummi-Metall-Puffer eine Orthotropie auftreten. In den direkt folgenden Ausschwingversuchen und späteren dynamischen Versuchen ist klar ersichtlich, dass der Rotor ein orthotropes Verhalten in x- und y-Richtung, siehe 24, aufweist.

Betrachtet man die Systemdämpfung und Systembiegesteifigkeit ist festzustellen, dass sich diese zu den Werten vor dem Umbau, siehe Kapitel 3.3.3, stark ändern. Die Steifigkeit hat sich circa vervierfacht und die Dämpfung ungefähr verdreifacht. Somit sind im dynamischen Verhalten um einiges kleinere Ausschlagsamplituden zu erwarten. Eine weitere Folge der erhöhten Steifigkeit ist die Erhöhung der Resonanzdrehzahl.

6.2.2 Ausschwingversuche im kalten Zustand - verschiedene Richtungen

Die Versuche in andere Erregungs-Richtungen sind nötig, um die Moden zu bestimmen, denn es war nach den vorhergehenden Versuchen nicht klar, um welche Schwingungsformen es sich bei den zwei gemessenen Resonanzstellen handelt. Die Frage die sich nach den Messungen im vorhergehenden Kapitel 6.2.1 stellt ist, ob es sich um zwei Biegemoden, ausgelöst durch die Orthotropie, oder um die ersten beiden klassischen Moden (U- und S-Mode) handelt. Insbesondere die große Differenz zwischen den beiden Resonanzfrequenzen hat hier Fragen aufgeworfen.

In den folgenden Unterpunkten sind neuerliche Ausschwingversuche mit veränderter Messdurchführung beschrieben, die zum besseren Verständnis der Messergebnisse führen sollen.

Ausschwingversuch mit Erregung parallel zur Grundplatte

Es wird mit einem Hammer in x-Richtung, siehe Abbildung 2, angeschlagen und die selben Messungen wie in den Ausschwingversuchen zuvor durchgeführt. Für die Feststellung der Schwingungsformen ist die Frequenzanalyse am ausschlaggebendsten, deshalb wird auf ein Amplituden-Zeit-Diagramm in den folgenden Beschreibungen verzichtet.

Die Auswertung liefert für die Parameter in x-Richtung folgende Werte:

$$\begin{aligned}d_x &= 4,8255 \frac{Ns}{m} \\D_x &= 0,0073 \\f_{r1x} &= 30,8965 Hz \\f_{r2x} &= 43,0398 Hz \\n_{r1x} &= 1853,8 \frac{U}{min} \\n_{r2x} &= 2582,4 \frac{U}{min} \\k_x &= 403,24 \frac{N}{mm}\end{aligned}$$

Es ergeben sich sehr ähnliche Eigenfrequenzen wie in den vorigen Versuchen. Jedoch bei Betrachtung der Frequenzanalyse in Abbildung 29 ist erkennbar, dass die erste Eigenfrequenz dominierend ist und im Vergleich dazu die zweite beinahe vernachlässigbar. Dies lässt darauf schließen, dass die erste Resonanzstelle eine Mode in x-Richtung und die zweite eine Mode in y-Richtung ist.

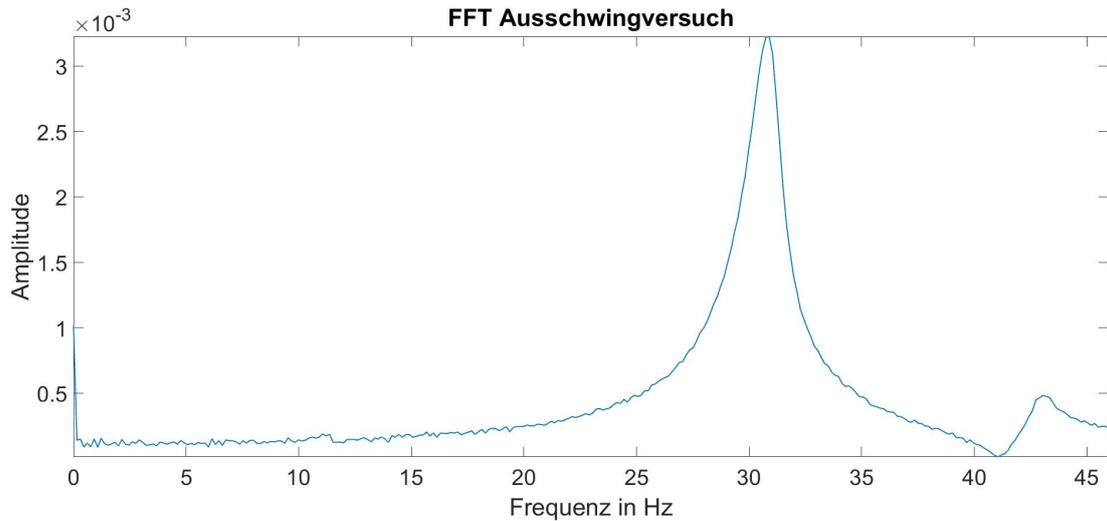


Abbildung 29: Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs parallel zur Grundplatte

Ausschwingversuch mit Erregung senkrecht zur Grundplatte

Die Auswertung liefert für die Parameter in y-Richtung folgende Werte:

$$d_y = 8,0088 \frac{Ns}{m}$$

$$D_y = 0,0089$$

$$f_{r1y} = 30,785 Hz$$

$$f_{r2y} = 42,329 Hz$$

$$n_{r1y} = 1847,1 \frac{U}{min}$$

$$n_{r2y} = 2539,89 \frac{U}{min}$$

$$k_y = 756,88 \frac{N}{mm}$$

Im Vergleich mit den Werten in x-Richtung ist eindeutig erkennbar, dass die Steifigkeit sehr viel größer ist und sich auch die Dämpfung ändert. Dies bestätigt die Vermutung aus Kapitel 6.2.1, dass aufgrund der Gummi-Metall-Puffer und der Stehlagergeometrien eine Orthotropie in x- und y-Richtung besteht.

Die FFT ergibt im Diagramm 30, im Gegensatz zum vorigen Versuch, eine Dominanz der zweiten Eigenfrequenz. Damit kann nochmals bestätigt werden, dass es

sich bei diesen beiden Eigenfrequenzen um Biegemoden jeweils in x- und y-Richtung handelt, die als Folge der Orthotropie betrachtet werden können.

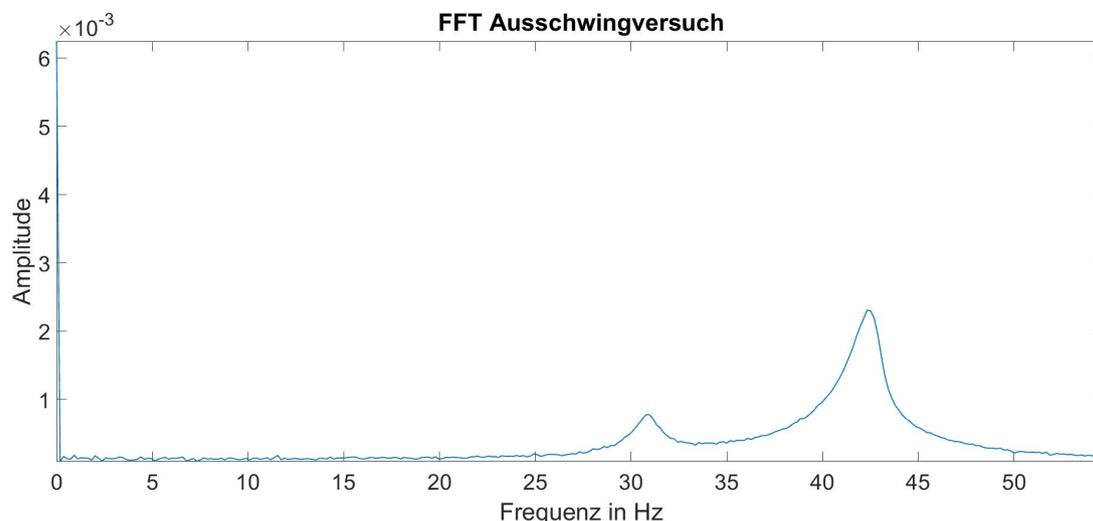


Abbildung 30: Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs senkrecht zur Grundplatte

6.2.3 Ausschwingversuche bei Betriebstemperatur

Da in der vorhergehenden Diplomarbeit [11] schon von einer Temperaturabhängigkeit des Prüfstandes die Rede ist, ist es naheliegend auch bei Betriebstemperatur Ausschwingversuche durchzuführen. Die Abbildungen und Ergebnisse für die beiden Kanäle sind wieder sehr ähnlich, weil die Versuche, bis auf die erhöhte Temperatur, wieder wie in Abschnitt 6.2.1 durchgeführt wurden. Vergleicht man jedoch die Ergebnisse des kalten Zustands aus Kapitel 6.2.1 mit denen bei Betriebstemperatur sind deutliche Abweichungen zu erkennen.

Die Temperaturmesspunkte sind in folgender Abbildung 31 dargestellt.

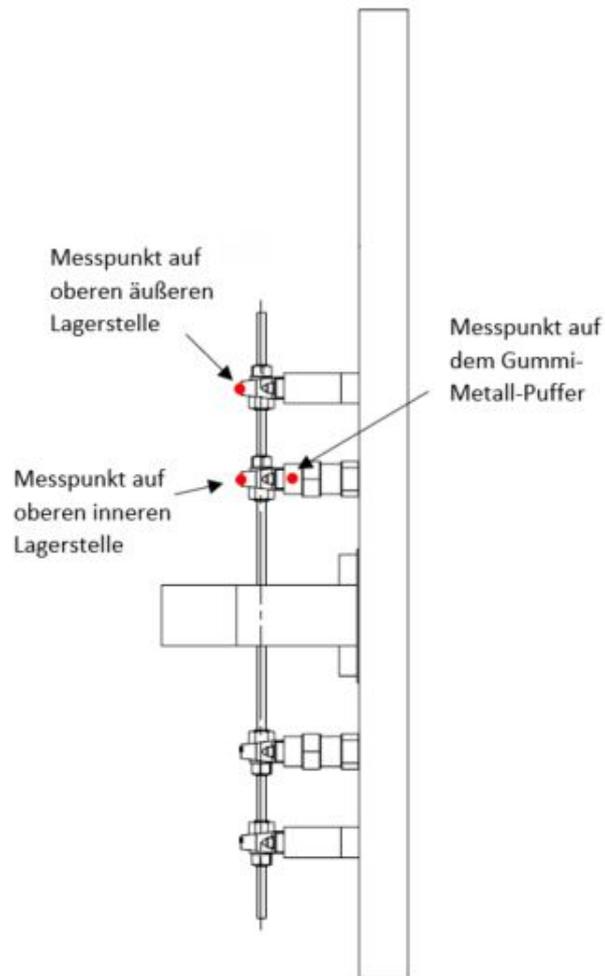


Abbildung 31: Temperaturmesspunkte

Die Temperaturen der relevanten Bauteile, bei denen die Messung durchgeführt wurde, sind folgende:

- Gummi-Metall-Puffer auf halber Höhe 29°C
- Inneres Stehlager auf der Oberseite 53°C
- Äußeres Stehlager auf der Oberseite 43°C

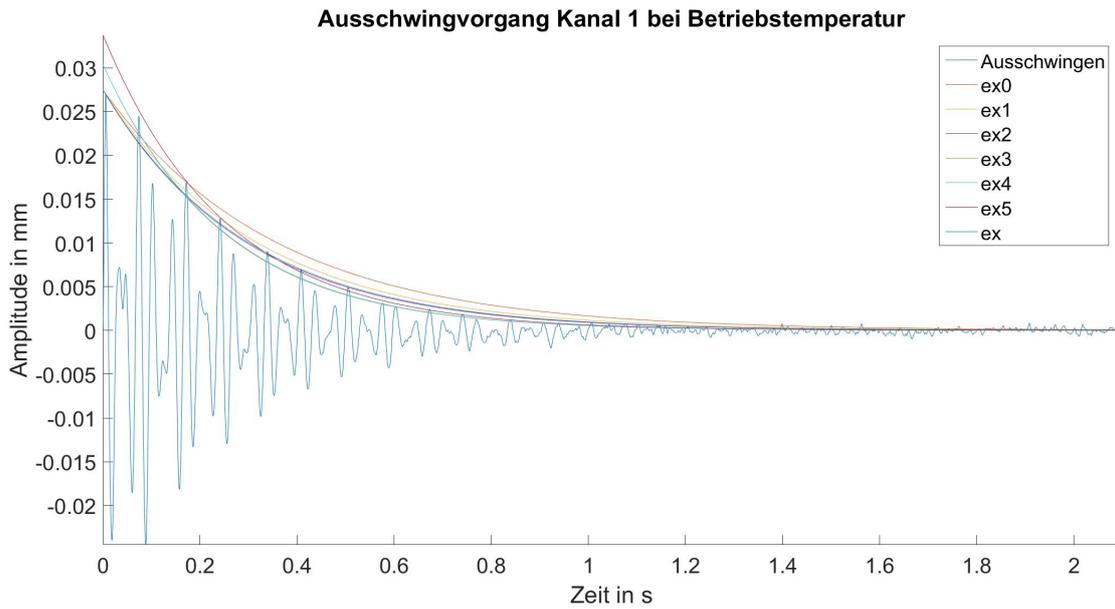


Abbildung 32: Ausschwingversuch Kanal 1 bei Betriebstemperatur

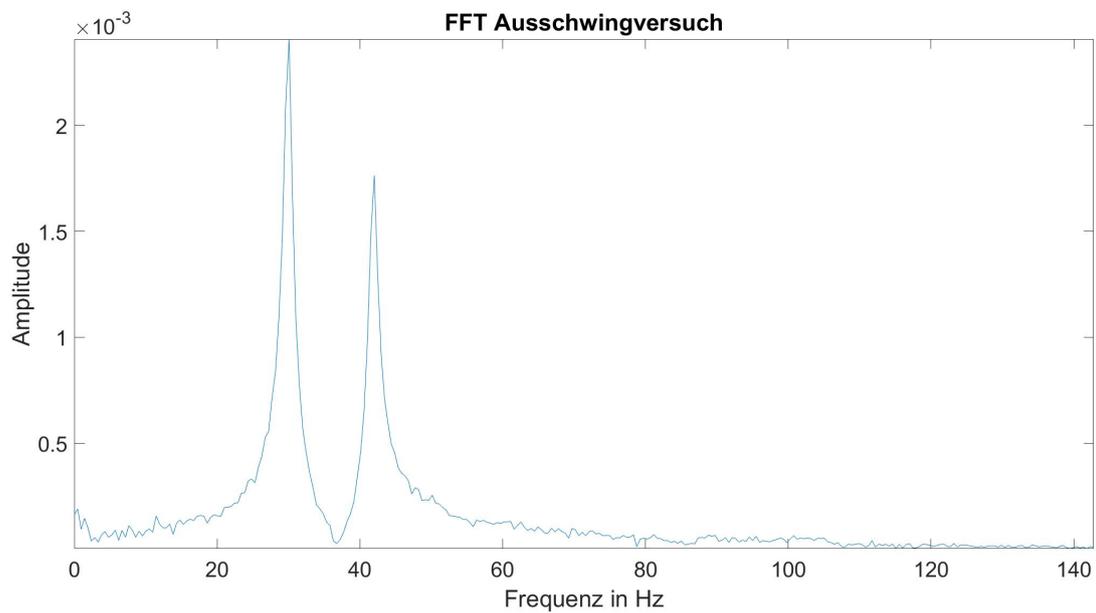


Abbildung 33: Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs Kanal 1 bei Betriebstemperatur

Die zu Abbildungen 32 und 33 bzw. 34 und 35 gehörenden Werte, Abklingkoeffizient, Lehr'sches Dämpfungsmaß, Eigenfrequenzen- und Drehzahlen sowie Steifigkeit ergeben sich zu:

$$\begin{aligned}d_{K1} &= 3,4087 \frac{Ns}{m} \\D_{K1} &= 0,0053 \\f_{r1K1} &= 30,08 Hz \\f_{r2K1} &= 42,02 Hz \\n_{r1K1} &= 1805 \frac{U}{min} \\n_{r2K1} &= 2521,2 \frac{U}{min} \\k_{K1} &= 382,29 \frac{N}{mm}\end{aligned}$$

Und für die Richtung von Kanal 2

$$\begin{aligned}d_{K2} &= 3,4540 \frac{Ns}{m} \\D_{K2} &= 0,0054 \\f_{r1K2} &= 30,16 Hz \\f_{r2K2} &= 42,13 Hz \\n_{r1K2} &= 1809,7 \frac{U}{min} \\n_{r2K2} &= 2527,8 \frac{U}{min} \\k_{K2} &= 384,27 \frac{N}{mm}\end{aligned}$$

Da es nur geringe Unterschiede zwischen Kanal 1 und 2 gibt, wird nur auf die Werte des Ersten eingegangen.

Der Vergleich der Resultate der beiden Temperaturzustände liefert folgende prozentuelle Abweichungen für Kanal 1:

$$\begin{aligned}\Delta d &= -23,87\% \\ \Delta D &= -20,89\% \\ \Delta n_{r1} &= -3,27\% \\ \Delta n_{r2} &= -3,2097\% \\ \Delta k &= -6,43\%\end{aligned}$$

Besonders auffällig ist die Abweichung der Dämpfungswerte mit zunehmender Temperatur. Bei den restlichen Werten ist die Diskrepanz wesentlich kleiner, jedoch die Erniedrigung der Steifigkeit ist hier noch für spätere Versuche festzuhalten.

Beide Veränderungen können entweder auf die Änderungen der Werkstoffparameter der Gummi-Metall-Puffer zurückgeführt werden, siehe [16], oder auf die schon in [11] beschriebenen Veränderungen der Lagereigenschaften bei zunehmender Temperatur.

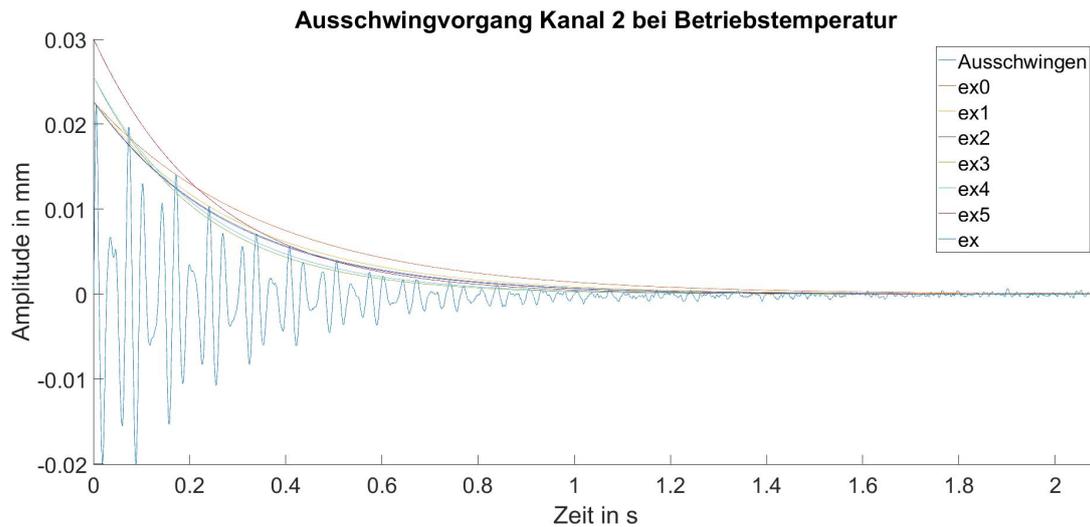


Abbildung 34: Ausschwingversuch Kanal 1 bei Betriebstemperatur

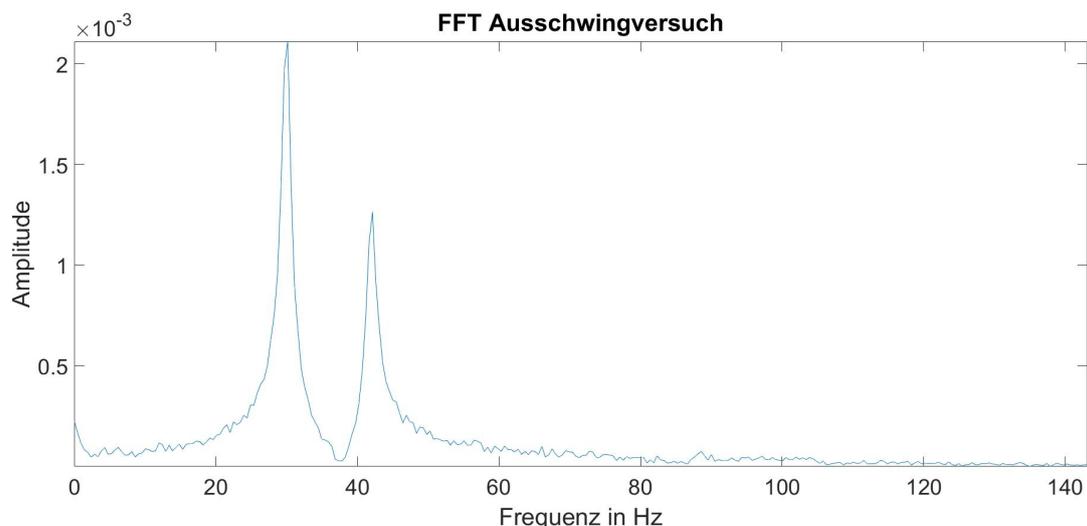


Abbildung 35: Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs Kanal 2 bei Betriebstemperatur

6.2.4 Ausschwingversuch mit Erregung bei einer Drehzahl von 100 U/min

Aufgrund von Überlegungen zum Ausschwingverhalten des Rotors ergaben sich Überlegungen, ob die Ergebnisse im Stillstand durch die aktuelle Lage der Welle beeinflusst werden. Aufgrund dessen wird ein Versuch mit einer Drehzahl von circa 100 U/min durchgeführt.

Es wurden mehrere Versuche aufgezeichnet und ausgewertet, die alle annähernd zum selben Ergebnis führten. Deshalb sind folgend nur die repräsentativen Ergebnisse einer Auswertung aufgeführt:

$$d_n = 5,11 \frac{Ns}{m}$$

$$D_n = 0,0078$$

$$f_{r1n} = 30,4369 Hz$$

$$f_{r2n} = 41,5581 Hz$$

$$n_{r1n} = 1826,2 \frac{U}{min}$$

$$n_{r2n} = 2493,5 \frac{U}{min}$$

$$k_n = 391,33 \frac{N}{mm}$$

Im Vergleich mit den vorhergehenden Ausschwingversuchen ist eine leichte Abweichung zu sehen, die aber auf Messungenauigkeiten zurückzuführen ist. Es gibt keine besonderen „Ausreißer“ die auf eine Veränderung hinweisen.

In Abbildung 36 ist ein Ausschnitt der Frequenzanalyse zu sehen aus denen die Eigenfrequenzen errechnet werden.

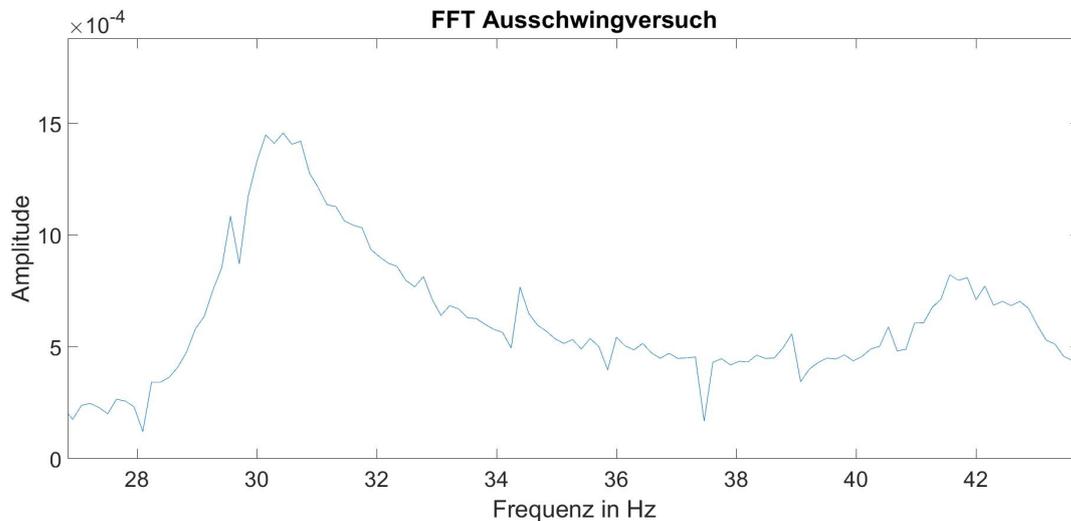


Abbildung 36: Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs bei $n=100$ U/min in Richtung von Kanal 1

6.3 Dynamische Untersuchungen bei verschiedenen Betriebszuständen

In diesem Kapitel werden Versuche bei verschiedenen Betriebszuständen verglichen. Das aussagekräftigste Diagramm ist hierbei der Amplitudengang. Dieser wird ermittelt, indem Messpunkte über den geforderten Drehzahlbereich aufgezeichnet werden. Danach wird der maximale Ausschlag zu jedem Messpunkt aus den beiden Signalen der Wirbelstromaufnehmer berechnet.

$$A = \max(\sqrt{x^2 + y^2}) \quad (6)$$

Anschließend wird eine Interpolation über die Drehzahl durchgeführt, woraus sich ein Amplituden-Drehzahl-Diagramm ergibt. Wie in Abbildung 37 zu sehen, ist die Interpolationsmethode sorgfältig zu wählen, weil es zu ungewollten Darstellungen kommen kann. Am Ende der Spline-Interpolation tritt eine zusätzliche Überhöhung auf, siehe Abbildung 37, die kein reales Verhalten widerspiegelt. Es wird im folgenden mit der quadratischen Interpolation weitergearbeitet, weil diese die beste Annäherung trifft. Falls in anderen Fällen eine Interpolation kein befriedigendes Ergebnis liefert, sollte auf ein Regressionsverfahren zurückgegriffen werden.

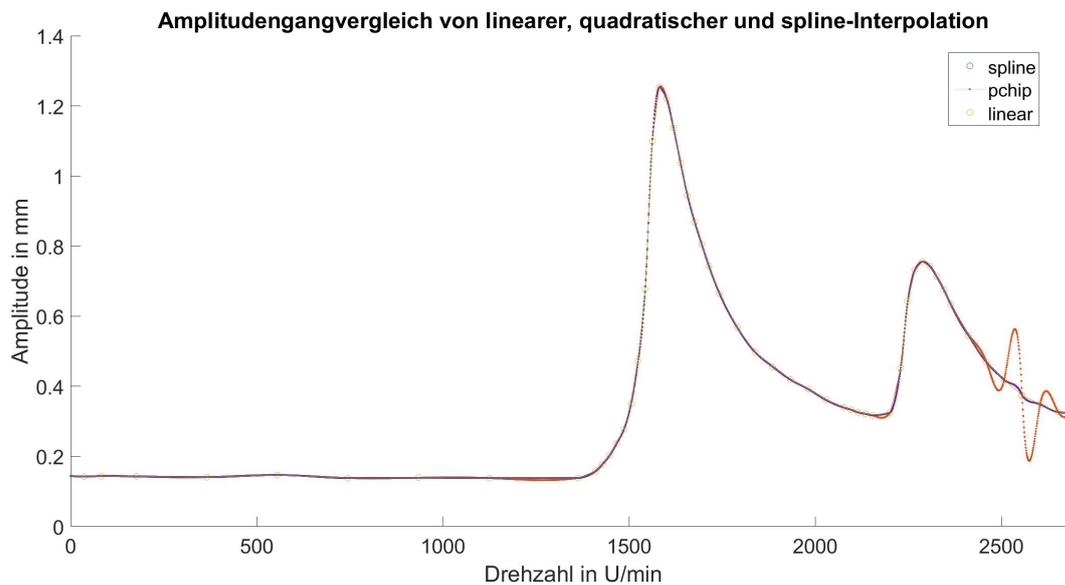


Abbildung 37: Vergleich des Amplitudengangs bei linearer, quadratischer und spline Interpolation

Aus dem Amplitudengang lassen sich die dynamischen Eigenfrequenzen herauslesen und anhand der Form kann abgeleitet werden, ob möglicherweise nichtlineares

Verhalten auftritt. Wegen der Temperaturabhängigkeit der Konstruktion, werden die Eigenfrequenzen im nächsten Subkapitel 6.3.1 behandelt, da dort ein Vergleich zwischen zwei Temperaturenzuständen durchgeführt wird. Ein nichtlineares Verhalten ist jedoch schon in Abbildung 37 wegen der unsymmetrischen Amplitudenerhöhungen erkennbar. Dies erklärt sich mitunter durch die große Nichtlinearität der Gummi-Metall-Puffer wie sie in Kapitel 6.4 erläutert wird.

Außerdem sind zwei Resonanzstellen wie bei den Ausschwingversuchen erkennbar. Wie bei späteren Versuchen, siehe Kapitel 6.4, ermittelt wird und wie auch schon in Abschnitt 6.2.2 festgestellt, handelt es sich um zwei Biegemoden in x- und y-Richtung aufgrund der Orthotropie. Wobei die erste Mode die Biegeschwingung in x-Richtung und die zweite in y-Richtung ist.

Auf die Darstellung der Orbits wird später im Abschnitt 6.3.3 eingegangen.

6.3.1 Vergleich bei Betriebstemperatur und Kaltstart

Die Ausschwingversuche im Stillstand bei unterschiedliche Temperaturen lieferten bereits unterschiedliche Ergebnisse, daher ist es nur naheliegend, auch dynamische Versuche dazu durchzuführen.

In Abbildung 38 sind die Amplitudengänge im kalten und betriebswarmen Zustand im Vergleich dargestellt. Die Temperaturaufzeichnungen ergaben folgende Werte:

	Kalt S	Kalt E	Betriebswarm S	Betriebswarm E
Lager innen	25°C	47°C	47°C	47°C
Lager außen	25°C	37°C	32°C	33°C
Gummi-Puffer	25°C	28°C	35°C	36°C
Grundplatte	25°C	25°C	25°C	25°C

Tabelle 1: Gemessene Temperaturen der Versuche in Abbildung 38. Mit den Abkürzungen S = Messbeginn und E = Messende.

	R1 BW	R1 kalt W	R2 BW	R2 kalt
Resonanzdrehzahl n	1582 U/min	1651 U/min	2288 U/min	2337 U/min
Resonanzfrequenz f	26,36 Hz	27,52 Hz	38,13 Hz	38,95 Hz
Resonanzamplitude	1,25 mm	0,89 mm	0,76 mm	0,75 mm

Tabelle 2: Resonanzwerte von 38. Mit den Abkürzungen R1 = erste Resonanzstelle, R2 = zweite Resonanzstelle und BW = betriebswarm.

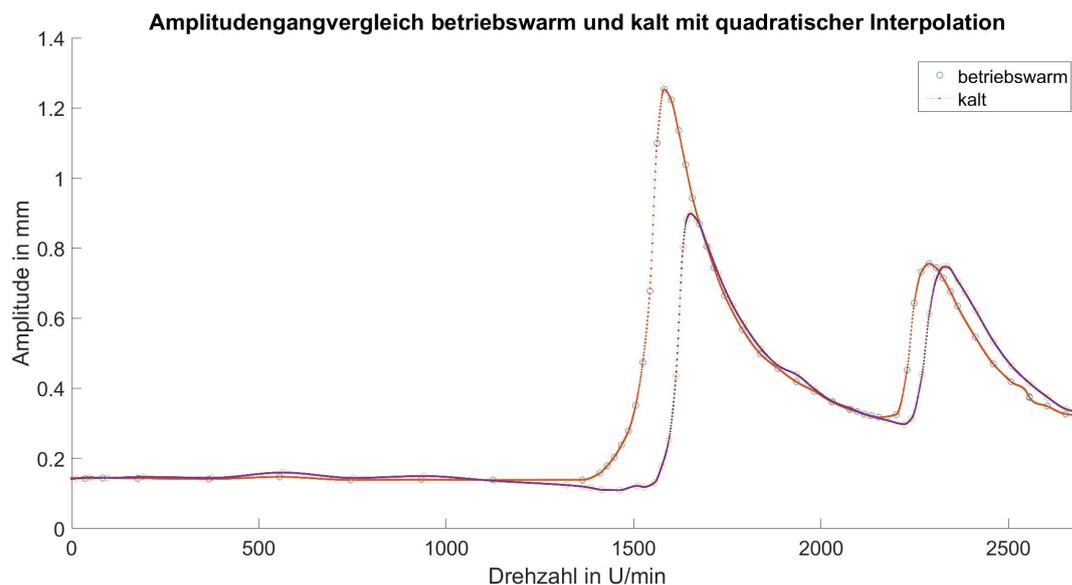


Abbildung 38: Vergleich des Amplitudengangs bei betriebswarmen und bei kaltem Zustand

Es ist deutlich ersichtlich, dass im betriebswarmen Zustand die Resonanzfrequenz sinkt und sich zumindest für die erste Resonanzstelle die Amplitude erhöht. Wie in Göbel [3] beschrieben ändern sich die Eigenschaften von Gummi mit der Temperatur. Bei einem Anstieg der Temperatur nehmen die Steifigkeit und die Dämpfung des Gummi-Metall-Puffer-Material ab. Bei der ersten Eigendrehzahl hat das größere Auswirkungen, weil andere Effekte noch weniger Einfluß haben. Die Lager haben auch einen Einfluss auf die dynamischen Eigenschaften, weil sich das Lagerspiel mit der Temperatur ändert, dies ist bereits in [11] beschrieben. Die Auswirkungen der Stehlagereinheiten werden beim vierfach gelagerten Prüfstand von den Nicht-linearitäten der Gummipuffer teilweise überdeckt.

Aus der Tabelle 1 ist ersichtlich, dass am Ende der Messung bei Kaltstart schon die Betriebstemperaturen erreicht wurden. Deshalb wird die zweite Resonanzstelle nochmals einzeln gemessen und ausgewertet, siehe Abbildung 39. Die dazugehörigen Temperaturwerte sind:

	Kalt S	Kalt E	Betriebswarm S	Betriebswarm E
Lager innen	24°C	36,4°C	47°C	47°C
Lager außen	24°C	32°C	32°C	33°C
Gummi-Puffer	24°C	26,6°C	35°C	36°C
Grundplatte	24°C	24°C	25°C	25°C

Tabelle 3: Gemessene Temperaturen der Versuche in Abbildung 39. Mit den Abkürzungen S = Messbeginn und E = Messende.

	R2 BW	R2 kalt
Resonanzdrehzahl n	2288 U/min	2370 U/min
Resonanzfrequenz f	38,13 Hz	39,5 Hz
Resonanzamplitude	0,76 mm	0,77 mm

Tabelle 4: Resonanzwerte von 38. Mit den Abkürzungen R1 = erste Resonanzstelle, R2 = zweite Resonanzstelle und BW = betriebswarm.

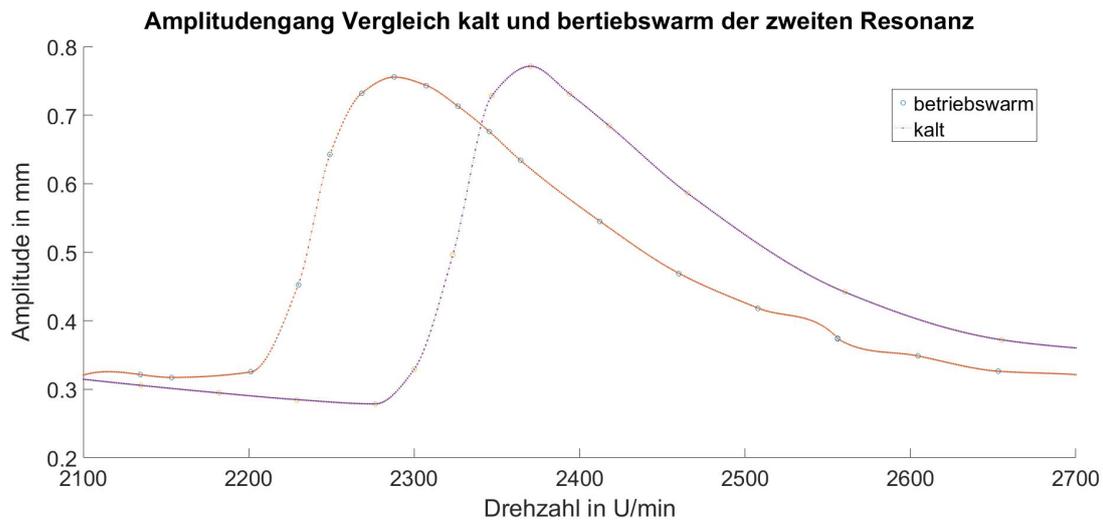


Abbildung 39: Vergleich der zweiten Resonanzstelle bei betriebswarmen und bei kaltem Zustand

Der zweite Versuch, bei dem nur die höher liegende Resonanzstelle untersucht wird, liefert Ergebnisse, die aufzeigen, dass sich die Eigenfrequenzen doch sichtlich von einander unterscheiden. Jedoch ist festzustellen, dass es im Gegensatz zur ersten

Resonanzstelle beinahe keinen Unterschied in der Amplitude gibt. Dies kann dadurch erklärt werden, dass der Gummi bei höheren Frequenzen eine dynamische Versteifung erfährt und somit die Temperature Auswirkungen ausgeglichen werden, siehe [16]. Der Unterschied der Resonanzfrequenz könnte, wie bereits in der Diplomarbeit [11] festgestellt auf die Stehlager zurückgeführt werden, da der Einfluss der gedämpften Lagerstellen kleiner wird. Durch Veränderungen des Lagerspiels bei verschiedenen Temperaturen verändern sich folglich die Systemeigenschaften.

Zu den Auswirkungen der Gummi-Metall-Puffer werden in Kapitel 6.4 weitere Versuche durchgeführt.

In den folgenden Diagrammen sind zusätzlich zwei Verläufe bei konstanten Drehzahlen über die Zeit mit den dazugehörigen Temperaturtabellen dargestellt.

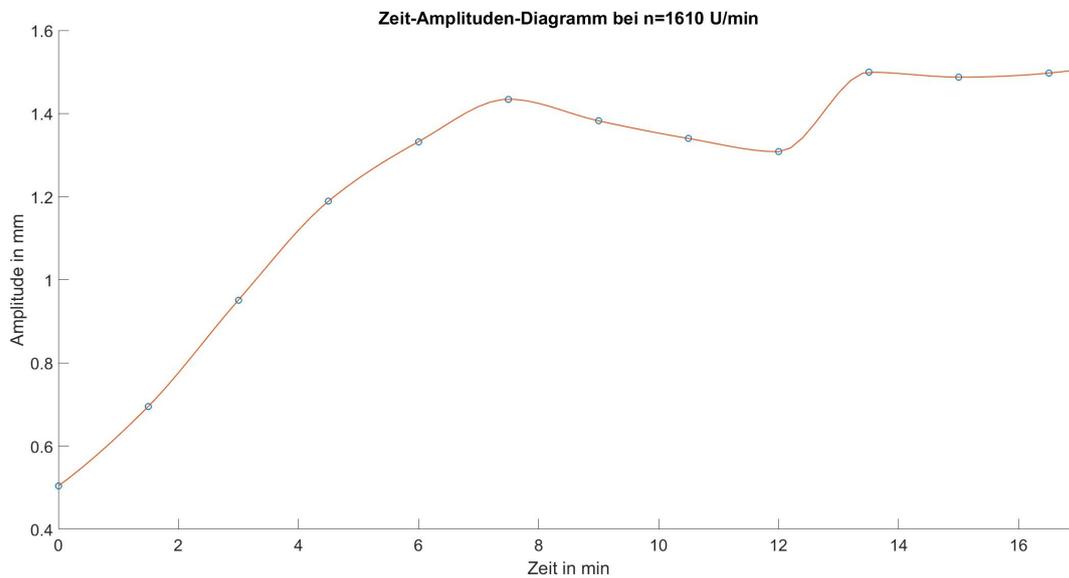


Abbildung 40: Amplitude über der Zeit bei einer konstanten Drehzahl von 1610 U/min

Zeit	Lager außen	Lager innen	Gummi
0 min	24 °C	27 °C	22,8 °C
1,5 min	25 °C	30 °C	23,44 °C
3 min	27,8 °C	33,4 °C	23,5 °C
4,5 min	30 °C	35,5 °C	24 °C
6 min	31,5 °C	37,5 °C	24,8 °C
7,5 min	33 °C	39 °C	25,7 °C
9 min	34,5 °C	40,8 °C	27,8 °C
10,5 min	36 °C	42 °C	28,9 °C
12 min	37 °C	44 °C	30 °C
13,5 min	37,2 °C	44,5 °C	30,5 °C
15 min	38 °C	45,5 °C	31 °C
16,5 min	38,2 °C	46 °C	31,5 °C

Tabelle 5: Temperaturen von Messpunkten zu gewissen Zeiten bei einer konstanten Drehzahl von $n = 1610$ U/min

Beim Versuch mit der konstanten Drehzahl von 1610 U/min, ist im Vergleich mit Tabelle 2 und Abbildung 38 zu erkennen, dass am Anfang die Drehzahl knapp unterhalb der Resonanzdrehzahl liegt, sich die Eigenfrequenz jedoch mit steigender Temperatur annähert. Wie in Abbildung 40 und Tabelle 5 ersichtlich zeigt die Amplitude eine deutliche Erhöhung mit der zunehmender Zeit bzw. Temperatur der Komponenten.

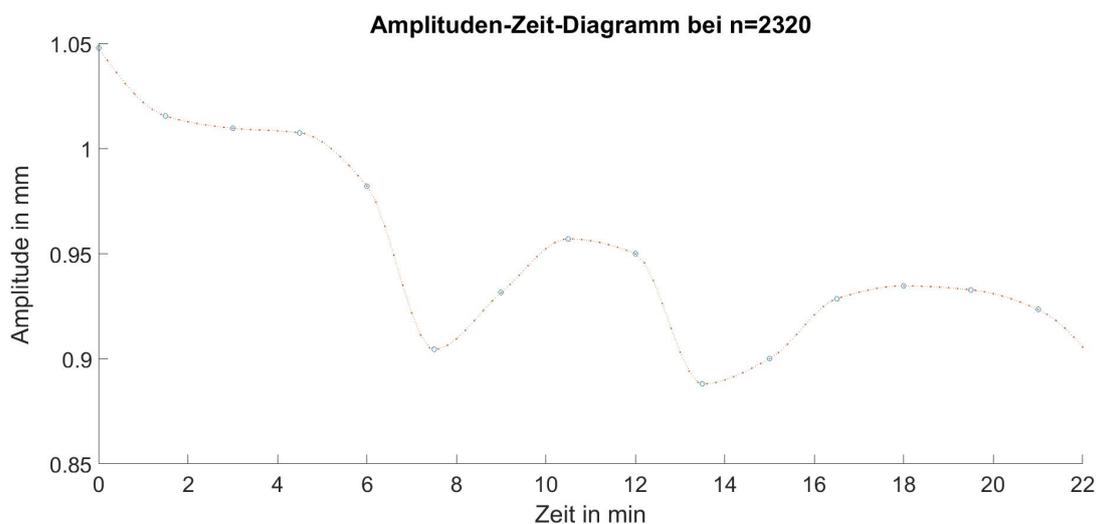


Abbildung 41: Amplitude über die Zeit bei einer konstanten Drehzahl von 2316 U/min

Zeit	Lager außen	Lager innen	Gummi
0 min	28 °C	33 °C	26 °C
1,5 min	30 °C	37 °C	26 °C
3 min	33 °C	39 °C	26 °C
4,5 min	34 °C	41 °C	26,5 °C
6 min	35 °C	43 °C	27 °C
7,5 min	36 °C	44 °C	27,5 °C
9 min	36,8 °C	45,5 °C	27,6 °C
10,5 min	37 °C	46 °C	28 °C
12 min	37,8 °C	46,8 °C	29 °C
13,5 min	38,7 °C	47,8 °C	29,5 °C
15 min	39,2 °C	48 °C	30,2 °C
16,5 min	39,8 °C	49,2 °C	31 °C
18 min	40 °C	49,5 °C	31 °C
19,5 min	40 °C	49,5 °C	31,2 °C
21 min	40 °C	49,5 °C	31,7 °C

Tabelle 6: Temperaturen von Messpunkten zu gewissen Zeiten bei einer konstanten Drehzahl von $n = 2316$ U/min

Bei der zweiten Messung einer konstanten Drehzahl wurde bereits mit einer leicht erhöhten Temperatur gestartet, was dazu führt, dass in der Resonanz begonnen

wird und sich mit der Zeit die Amplitude verkleinert. Im Diagramm ist eine Tendenz nach unten erkennbar, jedoch sind durch Orbitschwingungen zwischenzeitliche Erhöhungen möglich.

6.3.2 Vergleich von Messungen bei Erhöhung und Verringerung der Drehzahl

Für nichtlineare Systeme ist der Amplitudengang bei Erhöhung und Erniedrigung der Drehzahl im Vergleich interessant. In Abbildung 42 ist die Gegenüberstellung der beiden Ergebnisse dargestellt.

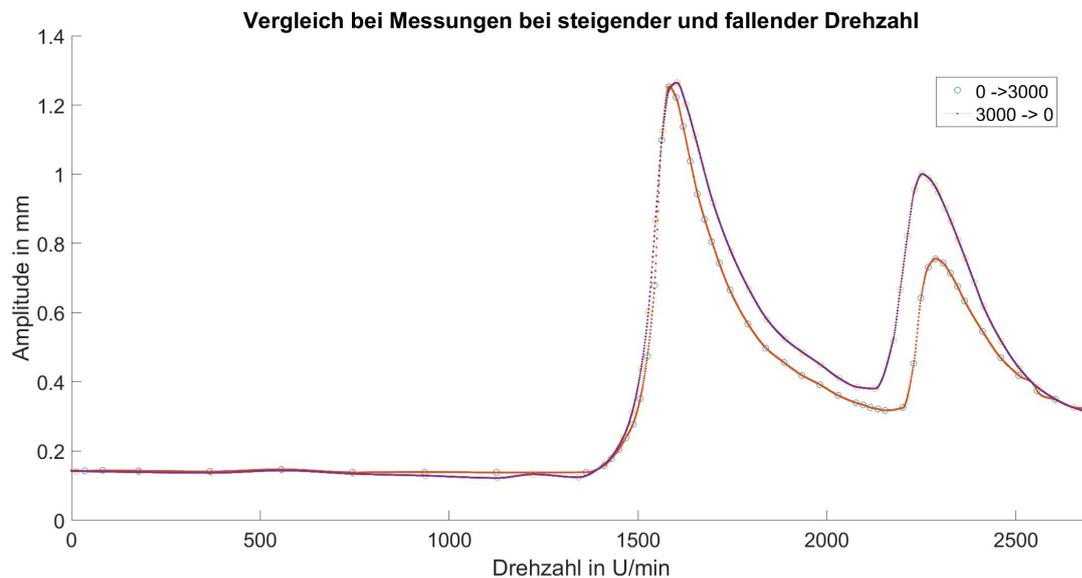


Abbildung 42: Vergleich von Erhöhung der Soll-Drehzahl von 0 bis 2700 U/min und bei Verringerung von 2700 auf 0 U/min

Die erste Resonanzstelle unterscheidet sich im Vergleich nur unwesentlich, siehe Abbildung 42. Bei der zweiten Resonanzdrehzahl entsteht jedoch eine sehr große Abweichung. Diese lässt sich durch Schwankungen der Orbits bei höheren Drehzahlen erklären. Dadurch werden bei gleichen Drehzahlen verschiedene Amplituden aufgezeichnet. Woher diese Schwankungen bei konstanter Drehzahl kommen geht über den Umfang dieser Arbeit hinaus und wird möglicherweise Bestandteil späterer Arbeiten. Bei der ersten Messung wurde mindestens eine Wartezeit von 30 Sekunden vor Aufzeichnung der Daten eingehalten.

Weiters kann dieser Unterschied noch dadurch erklärt werden, dass die Temperaturen bei den jeweiligen Drehzahl nicht exakt gleich sind, da sich bei niedrigeren

Drehzahlen die Lager schon leicht abzukühlen beginnen und dadurch eine Differenz zwischen den Messungen entsteht.

Für die zweite Resonanzstelle ist ein zweite Messung in Abbildung 43 dargestellt. Bei dieser wurden festgestellt, dass sich die Diskrepanz in Grenzen hält und in der vorigen Messung die Orbitenschwankungen und Temperaturunterschiede größere Auswirkungen hatten.

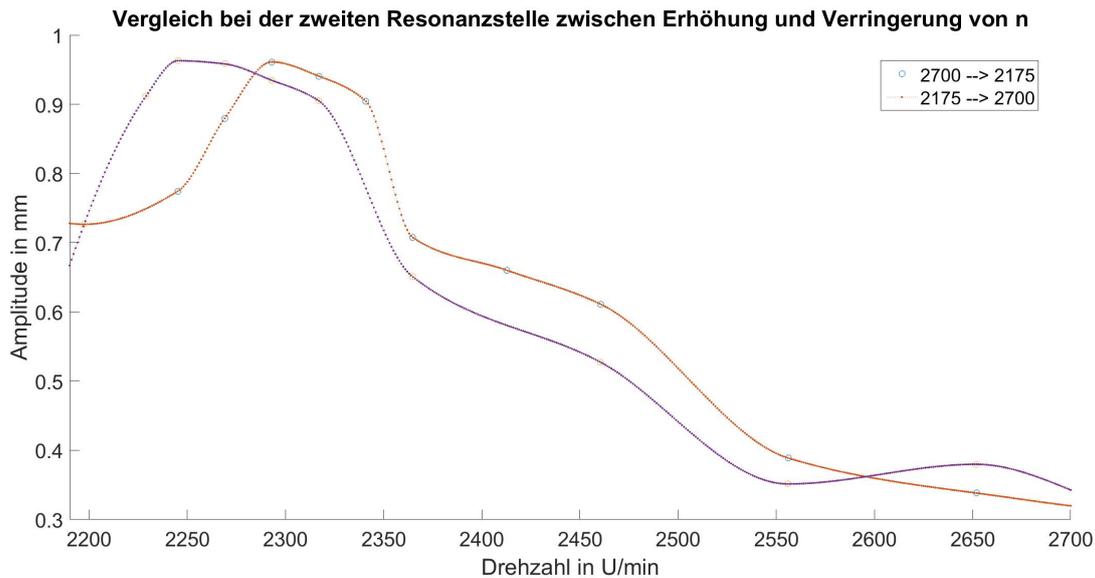


Abbildung 43: Vergleich von Erhöhung der Soll-Drehzahl von 2175 bis 2700 U/min und bei Verringerung von 2700 auf 2175 U/min

In Abbildung 44 ist dargestellt wie der Amplitudengangvergleich aussieht, wenn man das Einschwingen bei den einzelnen Messpunkten nicht abwartet, also maximal 10 Sekunden Wartezeit vorgibt. Es kann daher zu starken Überhöhungen kommen. Auch bei einer gewissen Wartezeit sind diese Einflüsse bei bestimmten Drehzahlen immer noch nicht vernachlässigbar. Jedoch ist zu beobachten, dass die Ergebnisse doch sehr ähnlich sind und wahrscheinlich die Temperatur weniger Einfluss hat.

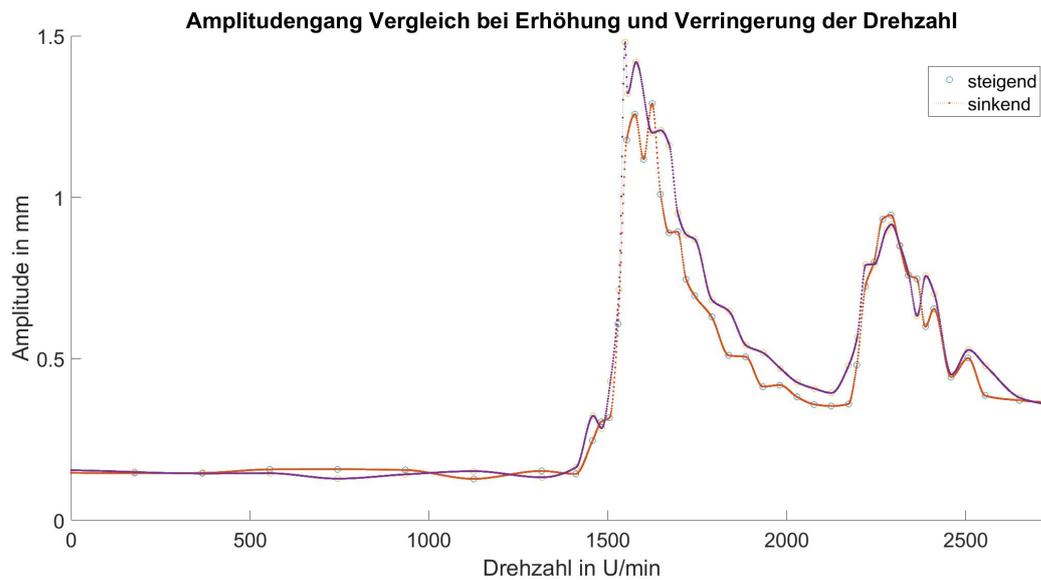


Abbildung 44: Vergleich des Amplitudengangs bei Erhöhung und Erniedrigung der Drehzahl, ohne abwarten der Einschwingzeit

Anzumerken ist hier noch, dass die Orbitalchwankungen insbesondere beim Absenken der Drehzahl auftreten. Dies könnte auch ein Hinweis auf nichtlineare Einflüsse sein.

Ein in seiner Größe schwingender Orbit liefert bei einer Messdauer von 20 Sekunden ein Diagramm wie in Abbildung 45 ab. Daraus ist deutlich zu erkennen, dass eine Messung sich äußerst schwierig gestalten kann. Insbesondere Drehzahlen in der Nähe der zweiten Resonanzstelle sind anfällig dafür.

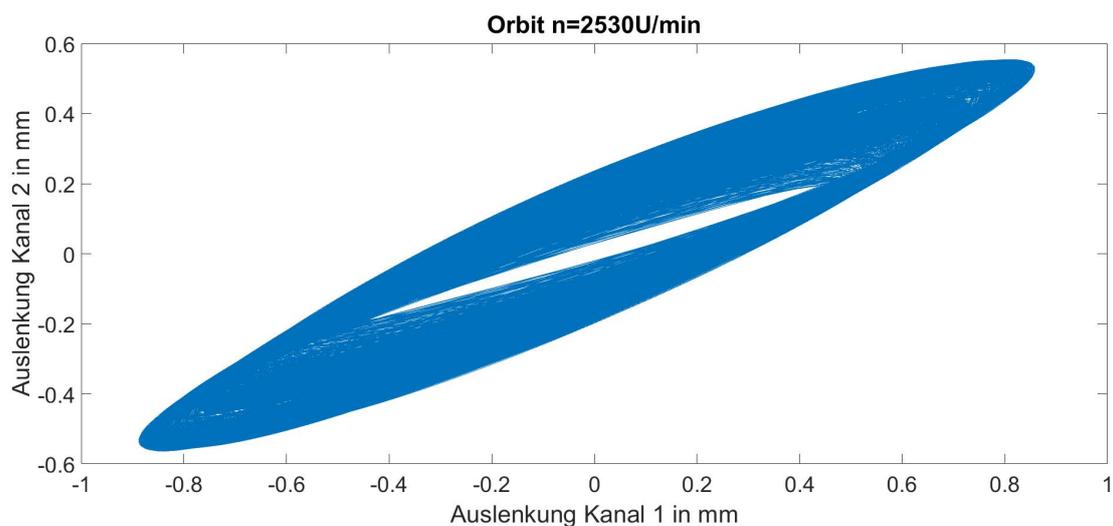


Abbildung 45: Schwingender Orbit bei $n = 2530$

6.3.3 Orbitdarstellungen über den Drehzahlbereich

Bei dynamischen Untersuchungen sind die Orbits des Wellenmittelpunktes von Interesse. Die Diagramme stellen die Bahnen des Mittelpunktes des Rotors dar. Im Buch [12] sind die Orbitverläufe eines orthotropen Rotors bereits dargestellt, diese werden zur Überprüfung herangezogen. Die folgenden Diagramme wurden alle bei Betriebstemperatur aufgezeichnet, um Temperaturschwankungen während der Messung vorzubeugen.

In den Abbildungen 46, 47 und 48 ist zu sehen, dass bis zu einer gewissen Drehzahl die Orbitformen etwas willkürlich erscheinen. Dies ist eine Besonderheit des Vertikal-Rotors, weil dieser ohne eine Vorbelastung in den spielbehafteten Lagern bei niedrigen Drehzahlen keine definierte Laufbahn hat. Im unteren Lager kann sich die Welle sozusagen frei bewegen.

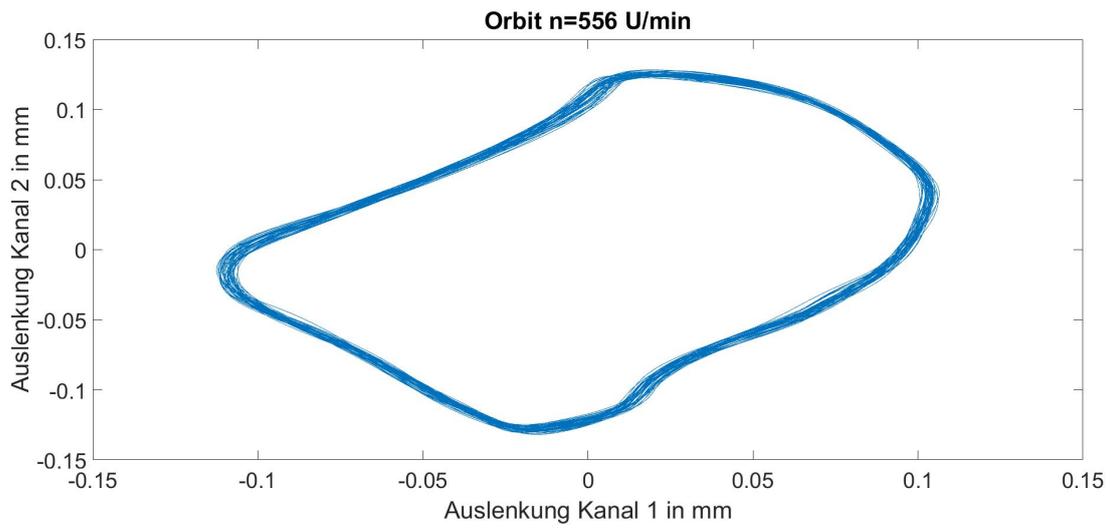


Abbildung 46: Orbit bei $n=556$ U/min

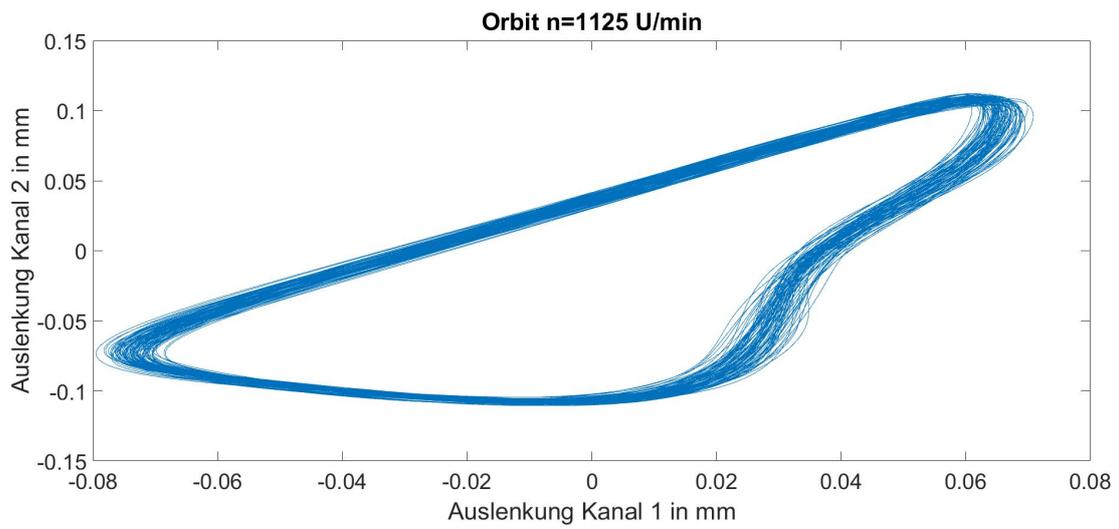


Abbildung 47: Orbit bei $n=1125$ U/min

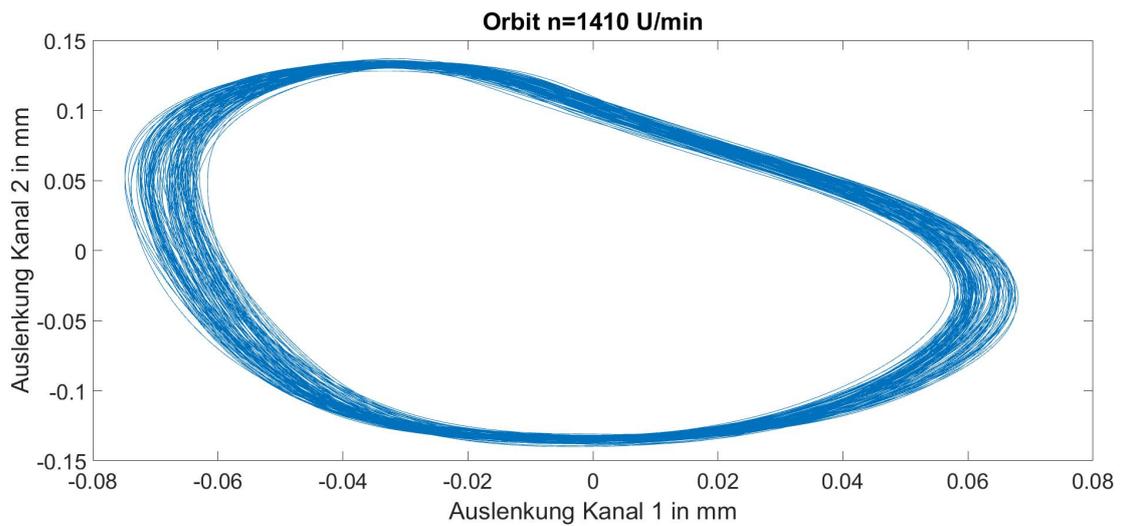


Abbildung 48: Orbit bei $n=1410$ U/min

In der folgenden Darstellung 49 stellt sich eine Ellipse ein. Diese Form ist zwischen 1410 U/min bis zur Resonanz vorherrschend.

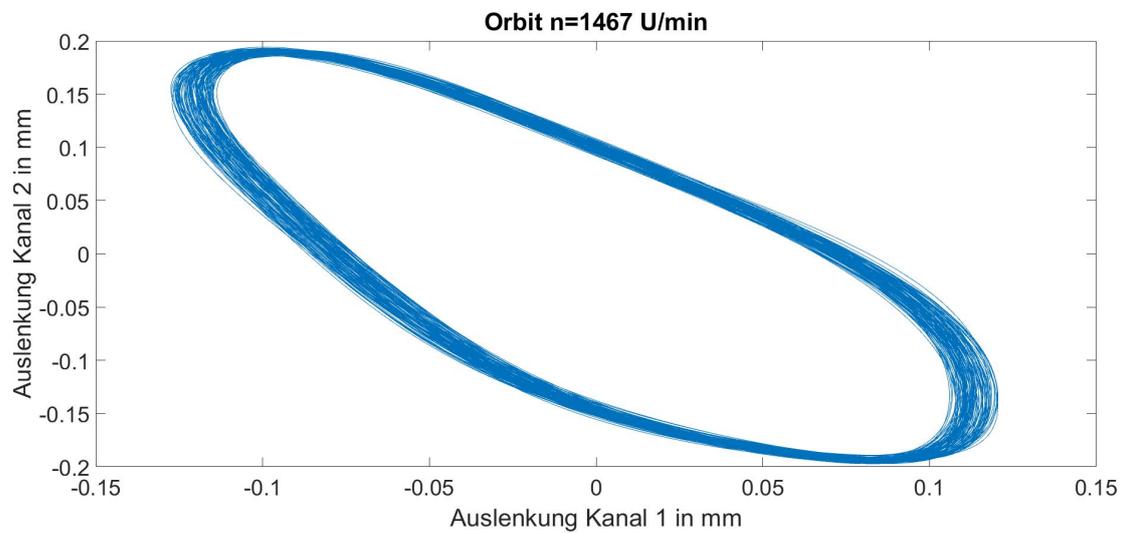


Abbildung 49: Orbit bei $n=1467$ U/min

Bei der Resonanzdrehzahl ergibt sich eine Linie in x-Richtung, siehe Abbildung 50. Das ist die erste Biegeschwingung des Rotors.

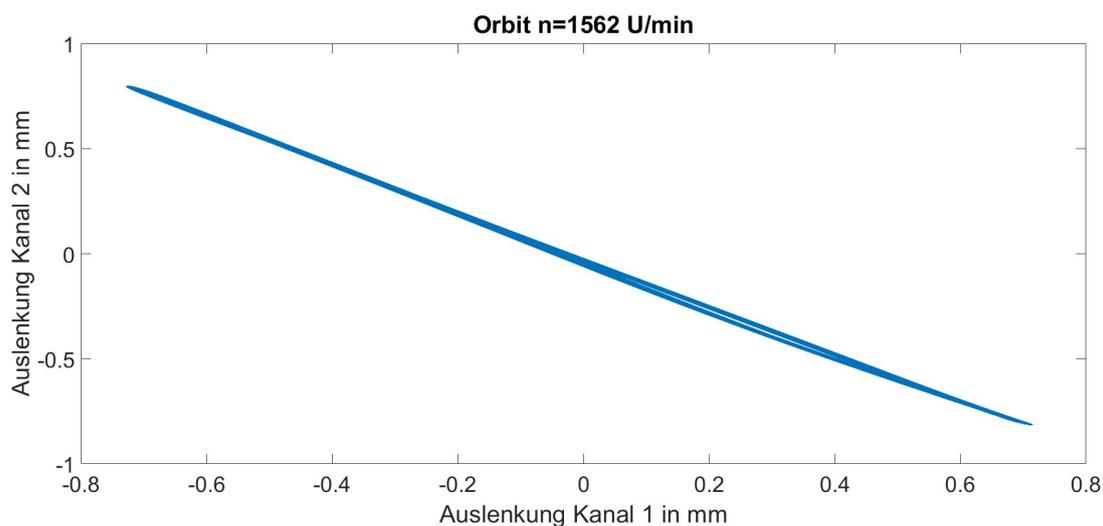


Abbildung 50: Orbit bei $n=1562$ U/min

Nach der Resonanz bildet sich wieder eine Ellipse aus. Diese geht in einen Kreis und anschließend in eine Ellipse in y -Richtung über. Das ist in den Abbildungen 51, 52 und 53 dargestellt.

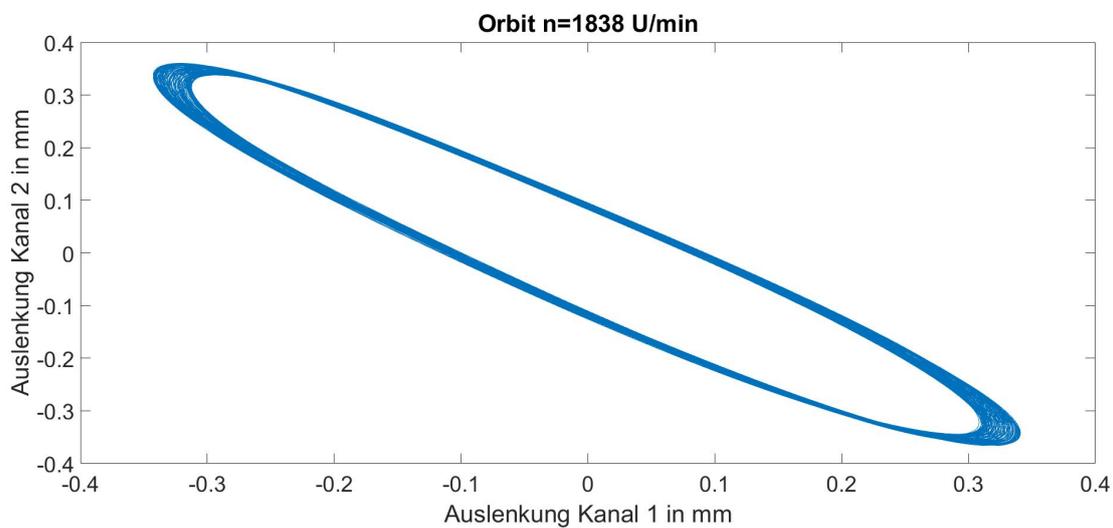


Abbildung 51: Orbit bei $n=1838$ U/min

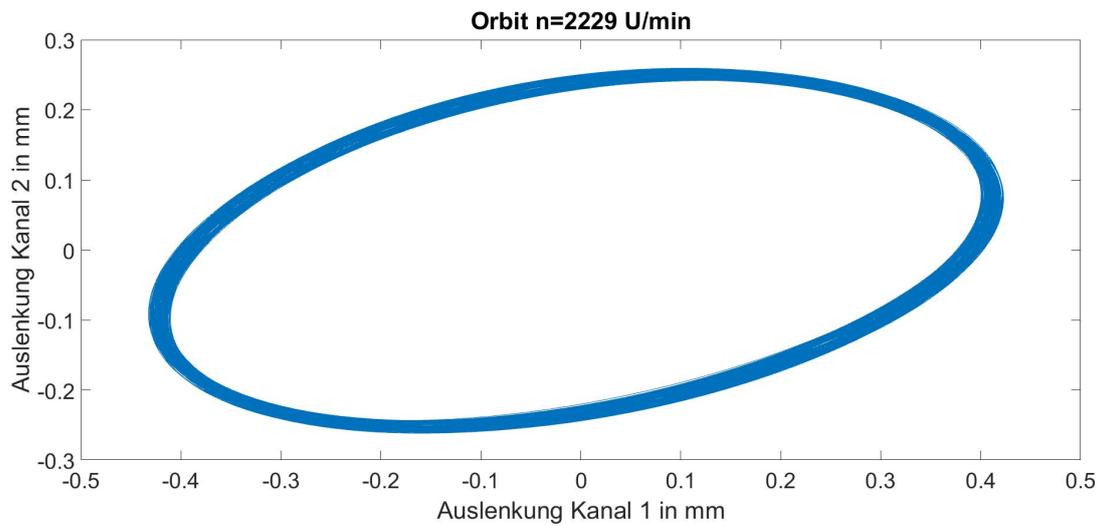


Abbildung 52: Orbit bei $n=2229$ U/min

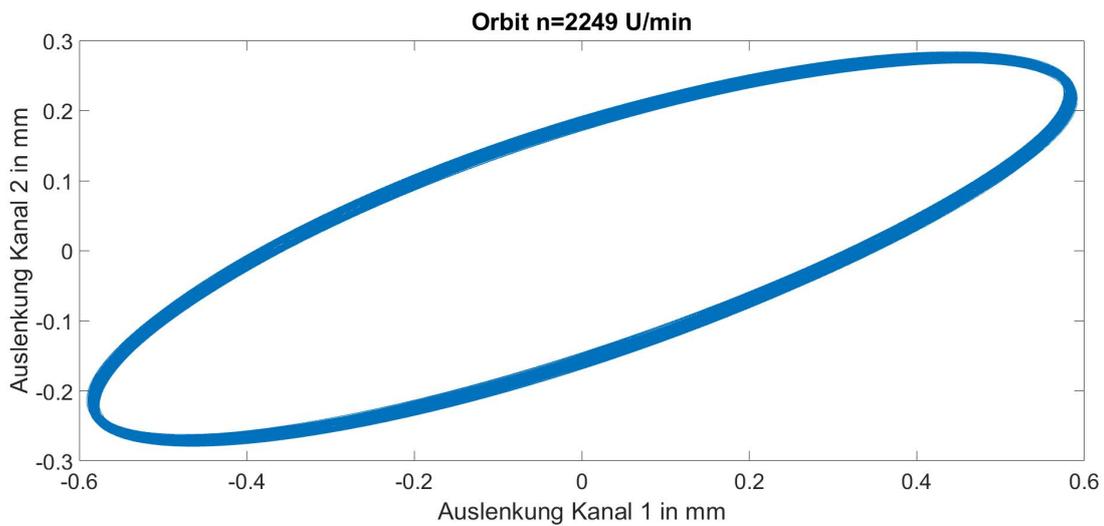


Abbildung 53: Orbit bei $n=2249$ U/min

In Abbildung 54 ist die zweite Biegeschwingung ersichtlich. Sie ergibt sich als Linie in y-Richtung. Danach bildet sich wieder eine Ellipse bzw. ein Kreis aus.

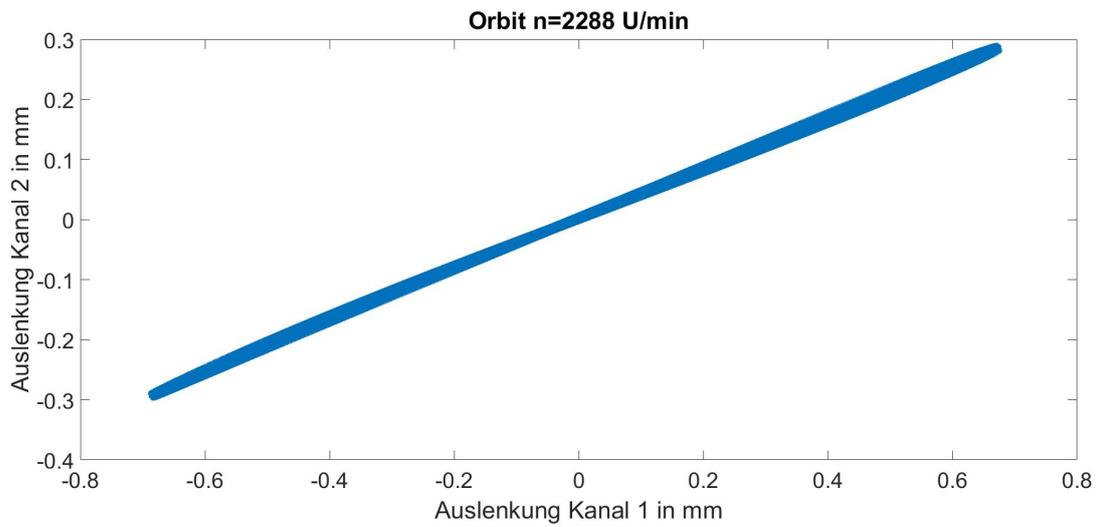


Abbildung 54: Orbit bei $n=2288$ U/min

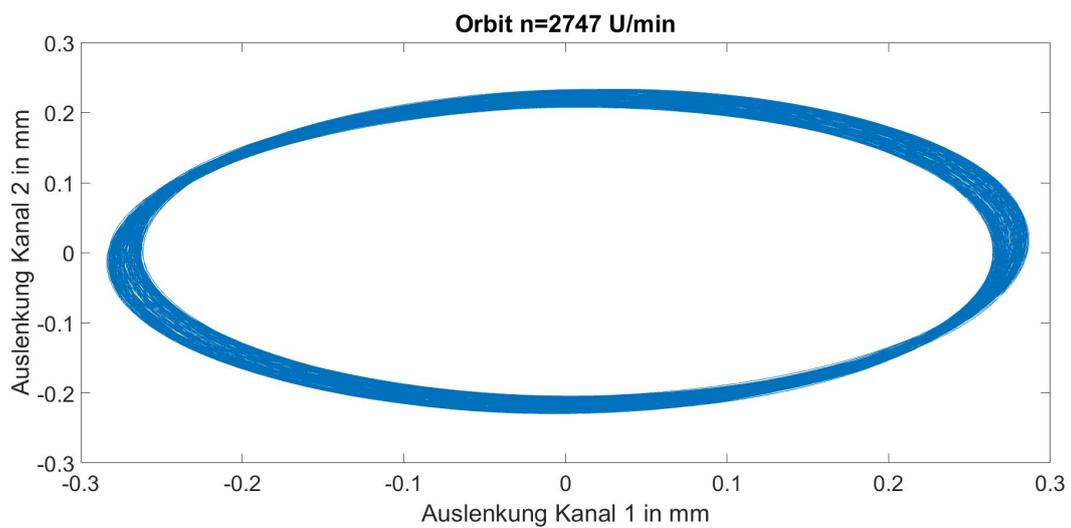


Abbildung 55: Orbit bei $n=2747$ U/min

Vergleicht man das Verhalten mit der Literatur, siehe [12], dann treten die zu erwartenden Orbitformen auf. Besonders interessant sind hier die unbestimmten Formen im unteren Drehzahlbereich.

6.4 Versuche zur Steifigkeit und Orthotropie der Gummi-Metall-Puffer

Aufgrund der Feststellungen aus dem Kapitel 6.2.2, dass es sich bei den gemessenen Eigenfrequenzen um zwei Biegemoden aufgrund der Orthotropie handeln muss, wird im Folgenden diese für die Gummi-Metall-Puffer mit einer Härte von 55 Shore untersucht, um eine Erklärung für die große Drehzahldifferenz zwischen den Resonanzstellen zu erhalten.

Hierfür wurden zwei Versuche mit den Puffern durchgeführt, woraus die Steifigkeit im ruhenden Zustand in Druck-/Dehnungsrichtung und Schubrichtung bestimmt wurden. Diese Experimente wurden bei Raumtemperatur durchgeführt.

Theoretische Berechnung

Die theoretische Berechnung in Druck/Zug - Richtung wurde aus [6] entnommen. Der Druck-E-Modul berechnet sich zu

$$E = \frac{1 - \mu}{2RC_3} \cdot \frac{C_1 + C_2 \cdot Sh_A}{100 - Sh_A} \cdot (2,6 - 0,025Sh_A) \quad (7)$$

und mit den Werten aus [6] und mit 55 Shore-Härte ergibt sich

$$E = \frac{1 - 0,5}{2 \cdot 0,395mm \cdot 0,025mm} \cdot \frac{0,549N + 0,07516N \cdot 55}{100 - 55} \cdot (2,6 - 0,02555) = 5,92N/mm^2 \quad (8)$$

Daraus folgt die Zug/Druck-Steifigkeit zu

$$c = \frac{EA}{l} = \frac{5,92N/mm^2 \cdot 25^2mm^2 \cdot \pi}{30,4mm} = 382,26N/mm \quad (9)$$

Für den Schub wurde auf [17] und [2] zurück gegriffen und das Schubmodul aus folgendem Diagramm bestimmt.

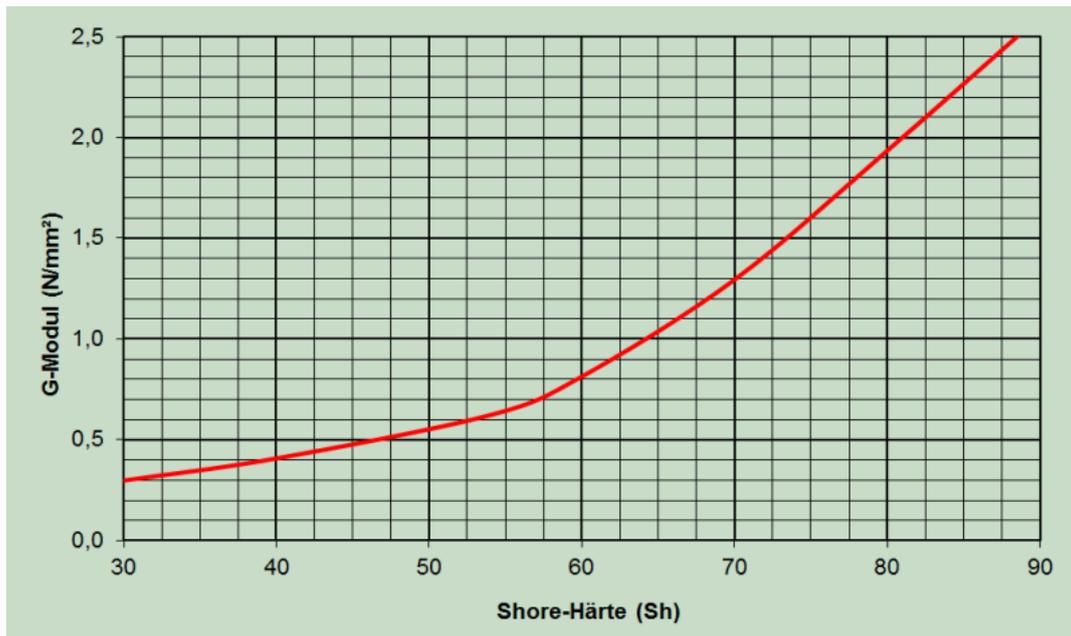


Abbildung 56: Diagramme zur Bestimmung des G-Moduls mittels Shore-Härte aus [17]

Aus Abbildung 56 ergibt sich das G-Modul zu $0,65 \frac{N}{mm^2}$. Mit der gebundenen Schubfläche

$$A_g = \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{50^2 mm^2 \cdot \pi}{4} = 1963,4375 mm^2 \quad (10)$$

ergibt sich die Federkonstante für Schub zu

$$c_s = \frac{A_g \cdot G}{h} = \frac{1963,44 mm^2 \cdot 0,65 N/mm^2}{30 mm} = 42,541 N/mm \quad (11)$$

Experimentelle Bestimmung der Steifigkeit

Zur Überprüfung der theoretischen Werte werden zwei Versuche durchgeführt. Als erstes wird ein Dehnungsversuch und als zweites ein Schubversuch realisiert. Hierbei wird der Gummipuffer aufgehängt und eine definierte Masse an ihm befestigt. Mit der Messung der Längenänderung mittels einer Mikrometerschraube wird die Steifigkeit bestimmt. In den Bildern 57 und 58 sind die Messapparaturen dargestellt. Sie werden beispielsweise an einem Kran aufgehängt und anschließend mit einem definierten Gewicht belastet.

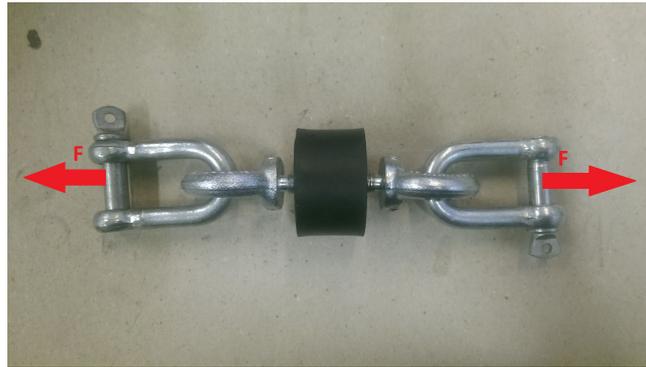


Abbildung 57: Messapplikation für Dehnungsversuch des Gummi-Metall-Puffers

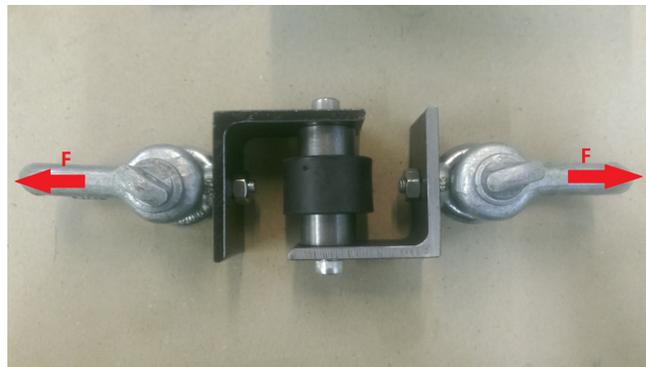


Abbildung 58: Messapplikation für Schubversuch des Gummi-Metall-Puffers

Experimentelle Bestimmung der Steifigkeit auf Zugbeanspruchung

Die Steifigkeiten ergeben sich aus der Gleichung für die Federkonstante

$$k = \frac{F}{\Delta l}$$

In Tabelle 7 sind die Messspezifikationen, wie die Last m und die Längenänderung Δl , und die Ergebnisse für die Federsteifigkeit aufgelistet.

Nr.	Masse m in kg	Dehnung Δl in mm	Steifigkeit k in N/mm
1	8,47	0,05	1667,98
2	17,48	0,4	830,99
3	122,15	3,34	358,78
4	139,63	3,84	347,44

Tabelle 7: Messspezifikationen m und Δl sowie berechnete Steifigkeit k für Zug

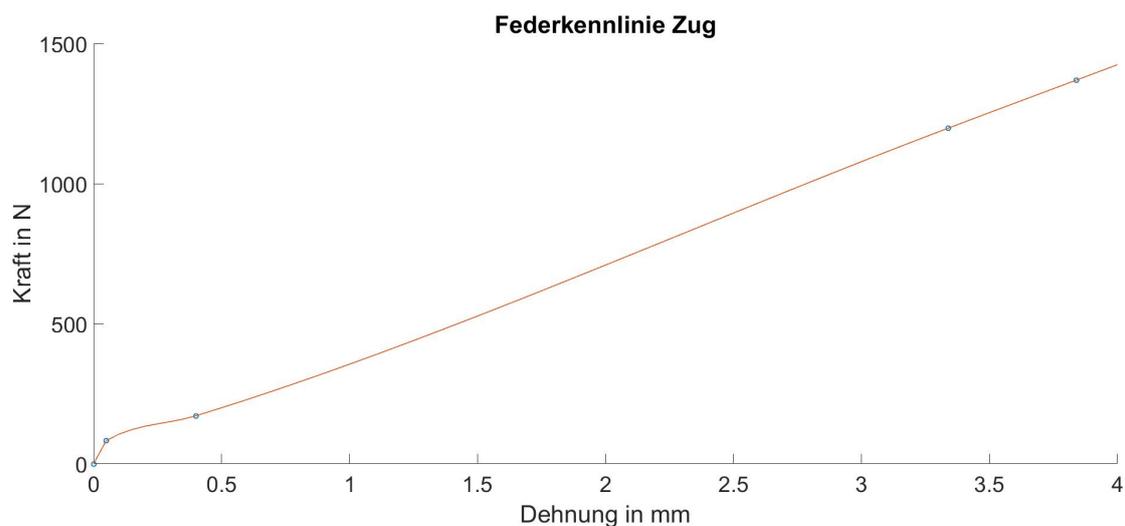


Abbildung 59: Federkennlinie bei Zug

Experimentelle Bestimmung der Steifigkeit auf Schub

Die Steifigkeiten ergeben sich aus der Gleichung für die Federkonstante

$$k = \frac{F}{\Delta l}$$

In Tabelle 8 sind die Messspezifikationen, wie die Last m und die Längenänderung Δl , und die Ergebnisse für die Federsteifigkeit aufgelistet.

Nr.	Masse m in kg	Dehnung Δl in mm	Steifigkeit k in N/mm
1	8,47	0,45	184,64
2	20,9	1,3	157,71
3	29,37	1,9	151,64
4	38,38	3,2	117,5

Tabelle 8: Messspezifikationen m und Δl sowie berechnete Steifigkeit k für Schub

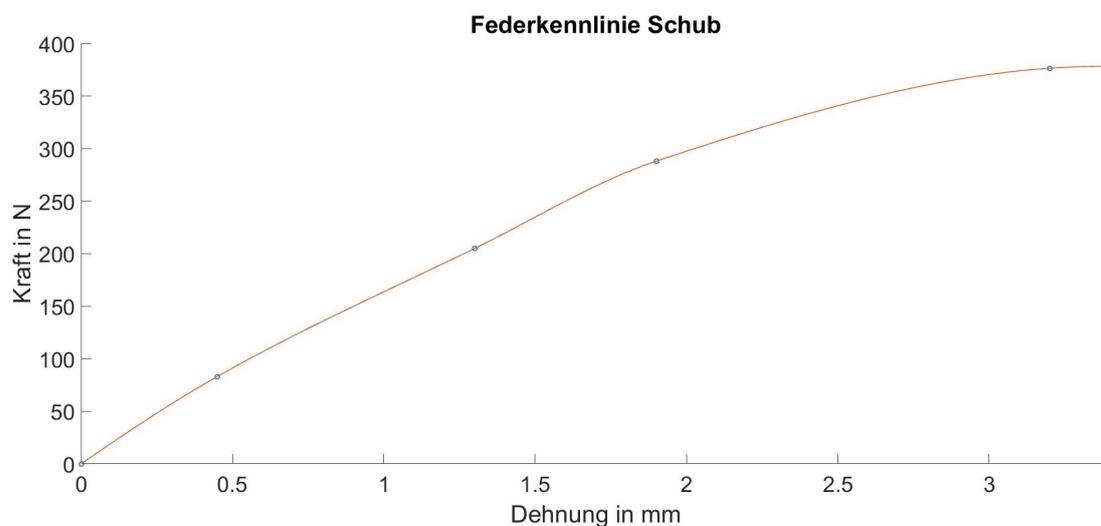


Abbildung 60: Federkennlinie bei Schub

Schlussfolgerungen aus den Versuchen mit den Gummi-Metall-Puffern

Ein Gummi-Metall-Puffer stellt als Maschinenelement eine Gummifeder dar und besitzt eine nichtlineare Federkennlinie. Daher ist die Steifigkeit keine Konstante, sondern ändert sich je nach Belastung zu jedem Zeitpunkt. In Abbildung 61 ist beispielhaft eine Federkennlinie dargestellt. Diese ändert sich natürlich je nach Werkstoff und Geometrie der Feder, jedoch stellt das hier dargestellte Diagramm annähernd das Verhalten der verwendeten Gummi-Metall-Puffer dar. In den Abbildungen 59 und 60 sind die aus den Messdaten der Versuche erstellten Federkennlinien dargestellt. Besonders die Kennlinie bei Zugbeanspruchung hat große Ähnlichkeit mit der theoretischen Kennlinie. Jedoch für eine realitätsnahe Federkennlinie wären mehr Messungen notwendig, womit die aus den Messdaten erstellten Diagramme nur als Anhaltspunkte dienen sollen.

Die Steifigkeit ist bei kleinen Belastungen folglich größer und sinkt mit Erhöhung der Last.

Die Ergebnisse beim Versuch auf Zugbeanspruchung zeigen dieses Verhalten deutlich. Im Vergleich mit den errechneten Werten ist eine Konvergenz erst bei größeren Kräften ersichtlich.

Ebenso weisen die Schubresultate auf ein nichtlineares Verhalten hin. Außerdem ist wie in [3] beschrieben ersichtlich, dass die Schubsteifigkeit um ein Vielfaches kleiner ist als die Zug/Druck-Steifigkeit.

Die nichtlineare Kurve aus Abbildung 61 wird durch die Versuche bestätigt. Eine Diskrepanz ergibt sich jedoch bei den Werten der Steifigkeit zwischen Versuch und theoretischer Berechnung. Eine mögliche Erklärung ist hier, dass je nach Hersteller die Gummimischungen und Herstellverfahren differenzieren und somit andere Werte erhalten werden. Laut der Literatur, siehe [16] und [3], ist die Berechnung von Gummi-Metall-Puffern wegen der Modellbildung schwierig und kann von der Realität teilweise auch deutlich abweichen.

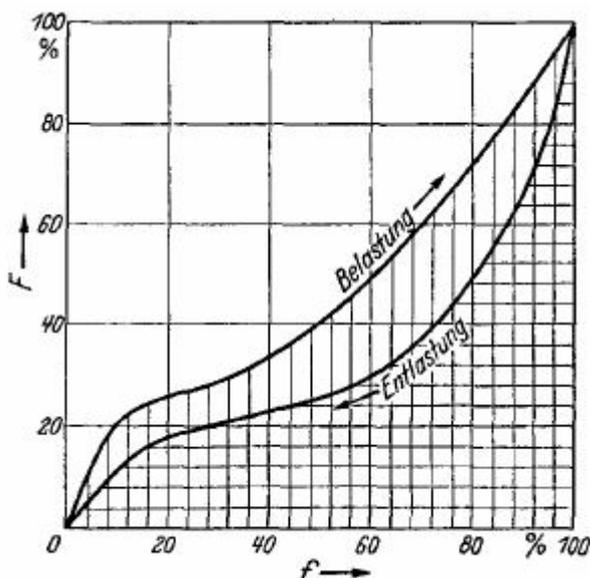


Abbildung 61: Gummifederkennlinie aus [1]

Aus diesen Ergebnissen kann auch ein Rückschluss auf das Gesamtsystem gezogen werden. Aufgrund des nichtlinearen Verhaltens der Federkennlinie gibt es einen erheblichen Unterschied zwischen der im Ausschwingversuch gemessenen Werte, insbesondere der Resonanzdrehzahl, und der Auswertungen in den dynamischen Versuchen.

Außerdem ist laut [3] die Steifigkeit von Gummifedern zusätzlich noch temperaturabhängig. - Mit höherer Temperatur sinkt die Steifigkeit. Dies ist in Abbildung 62 schematisch dargestellt.

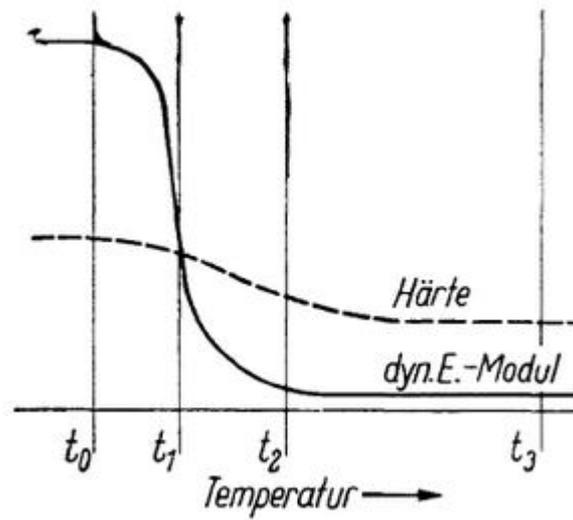


Abbildung 62: Temperaturabhängigkeit von Gummifedern aus [3]

Beide Phänomene zusammen ergeben schlussendlich die Verringerungen der Resonanzdrehzahlen bei den Vergleichen Ausschwingvorgang - Amplitudengang und Kaltstart - Betriebstemperatur.

7 Überprüfen der Methode zur Vorhersage der kritischen Drehzahl mittels unterkritischer Messungen

7.1 Theorie

In den Journal-Beiträgen [10] und [15] ist eine neue Methode zur Ermittlung der kritischen Drehzahlen, ohne diese zu erreichen, beschrieben. Es ist eine schwierige Aufgabe die Resonanzfrequenz mit Messungen im unterkritischen Bereich zu bestimmen, aber aufgrund mancher Voraussetzungen nötig, weil bei einigen Rotoren kein Durchfahren der Resonanz möglich ist.

In den Papers wird vom üblichen Amplitudengang-Diagramm ausgegangen und daraus auf drei verschiedene Diagrammmöglichkeiten geschlossen. In Abbildung 63 sind die theoretischen Plots dargestellt. Die beschriebene Herangehensweise ist eine grafische Anwendung mittels Diagramme.

Die verwendeten Formeln für Abbildung 63 sind aus den Bewegungsgleichungen für den vorgekrümmten Lavalrotor abgeleitet.[10]

Die Amplitude ergibt sich zu

$$A = \frac{e\omega^2}{\sqrt{(1 - \omega^2)^2 + 4\zeta^2\omega^2}} \quad (12)$$

und die kritische Drehfrequenz zu

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{e + s - 2s\zeta^2}{e + s - 2e\zeta^2}} \quad (13)$$

mit

$\zeta =$ *Daempfnungsgrad*

$e =$ *Exzentrizitaet*

$s =$ *Schlag*

Die drei vorgeschlagenen Diagramme sind:

- Plot 1: A über A/ω^2
- Plot 2: A/ω^2 über A
- Plot 3: ω^2/A über ω^2

7 Überprüfen der Methode zur Vorhersage der kritischen Drehzahl mittels unterkritischer Messungen

Die Idee ist nun, dass bei den ersten beiden Plots die Messpunkte mit einer Linie angenähert werden können und somit die Steigung das Quadrat der kritischen Drehfrequenz ergibt. Im dritten Diagramm wird der Verlauf quadratisch extrapoliert und der Schnittpunkt mit der x-Achse soll die Resonanzfrequenz liefern.

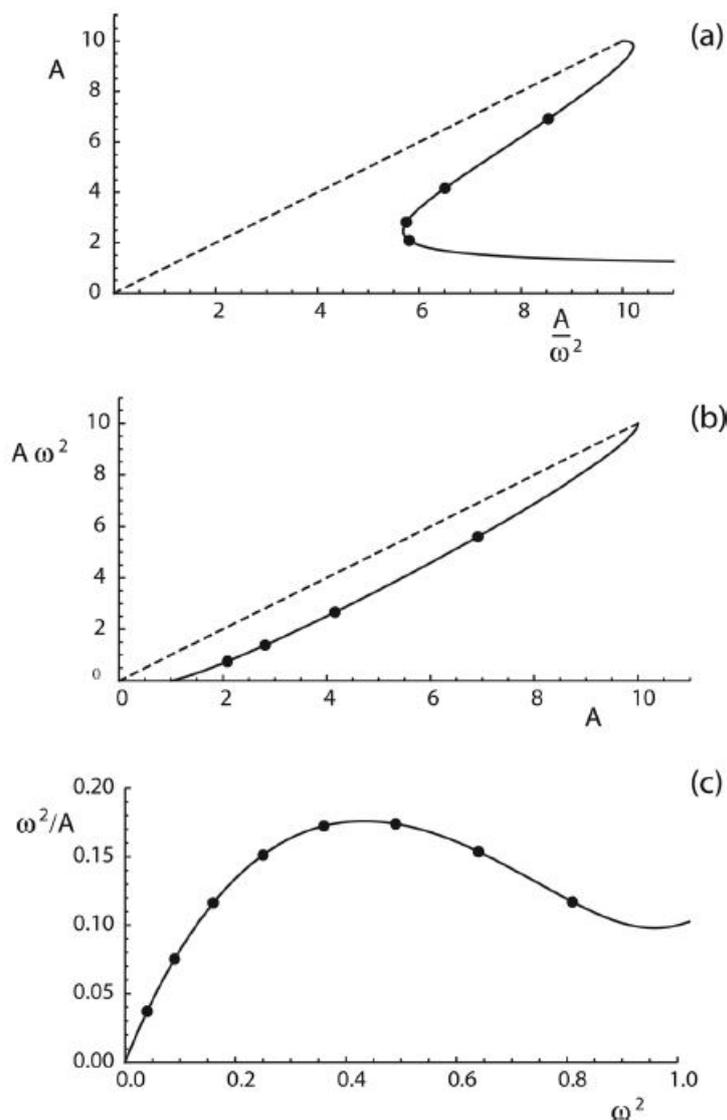


Abbildung 63: Diagramme aus [10]

Im obersten Plot ist zu sehen, dass dabei auf die Wahl der Messpunkte geachtet werden muss.

Auf die genaue Berechnung wird im nächsten Abschnitt eingegangen, indem die-

ses Verfahren auf den in dieser Arbeit verwendeten Prüfstand angewendet wird. Weitere experimentelle und theoretische Betrachtungen sind in [10] und [15] zu finden.

7.2 Experimentelle Validierung

Die Motivation hierfür ist, dass sich die Frage stellt, ob die Methode von [10] auch für ein sehr stark imperfektes System mit Nichtlinearitäten, wie das der hier behandelte Prüfstand darstellt, anwendbar ist. Rotoren für verschiedenste Anwendungen können im Vergleich zu optimalen Prüfstandrotoren nämlich eine Vielzahl an Imperfektionen und Nichtlinearitäten beinhalten. Außerdem handelt es sich beim untersuchten Rotor um eine vertikale Anordnung, was in den zitierten Beiträgen noch nicht behandelt wurde.

Die experimentelle Validierung wird bei Betriebstemperatur durchgeführt, um diverse Schwankungen durch Temperaturänderungen vorzubeugen. Die Experimente wurden folgendermaßen gestaltet. Zuerst werden im mögliche Drehzahlbereich (von 0 bis circa 2800 U/min) Messpunkte in einem gewissen Abstand aufgezeichnet um die kritischen Drehzahlen zu bestimmen. Anschließend wird ausgewertet, ob mit der Methode von [10] und Messpunkten im unterkritischen Bereich die Resonanzdrehzahlen annähernd genau bestimmbar sind. Die Auswertung der Versuche wird mit Matlab ausgeführt und der dazugehörige Code ist im Anhang 11.11 zu finden.

In der nachfolgenden Abbildung 64 ist der Amplitudengang des Prüfstandes dargestellt. Die Kreisringe stellen die Messpunkte dar und die Linie dazwischen wird quadratisch interpoliert.

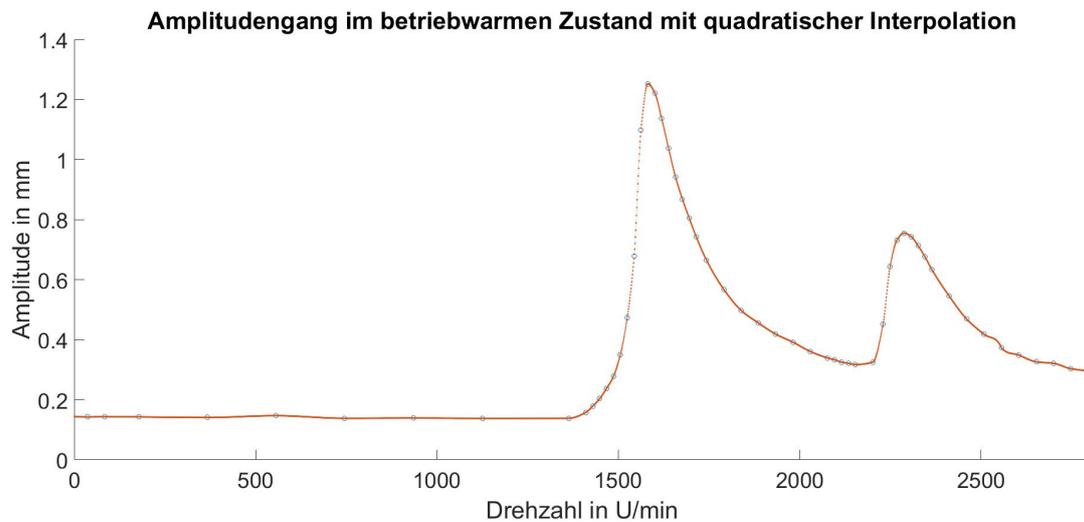


Abbildung 64: Amplitudengang des Prüfstandes im betriebswarmen Zustand

Aus dem Diagramm 64 bzw. aus den Messungen ergeben sich die Resonanzdrehzahlen zu

$$n_{r1} = 1582U/min$$

$$n_{r2} = 2288U/min$$

Diese beiden kritischen Drehzahlen sollen mit der Methode von [10] durch Messungen bei niedrigeren Drehzahlen als die Resonanzdrehzahl bestimmt werden. Im Folgenden sind die vorgeschlagenen Plots, siehe Kapitel 7.1, über den gesamten Drehzahlbereich abgebildet, um eine Vorstellung von deren Form zu erhalten.

7 Überprüfen der Methode zur Vorhersage der kritischen Drehzahl mittels unterkritischer Messungen

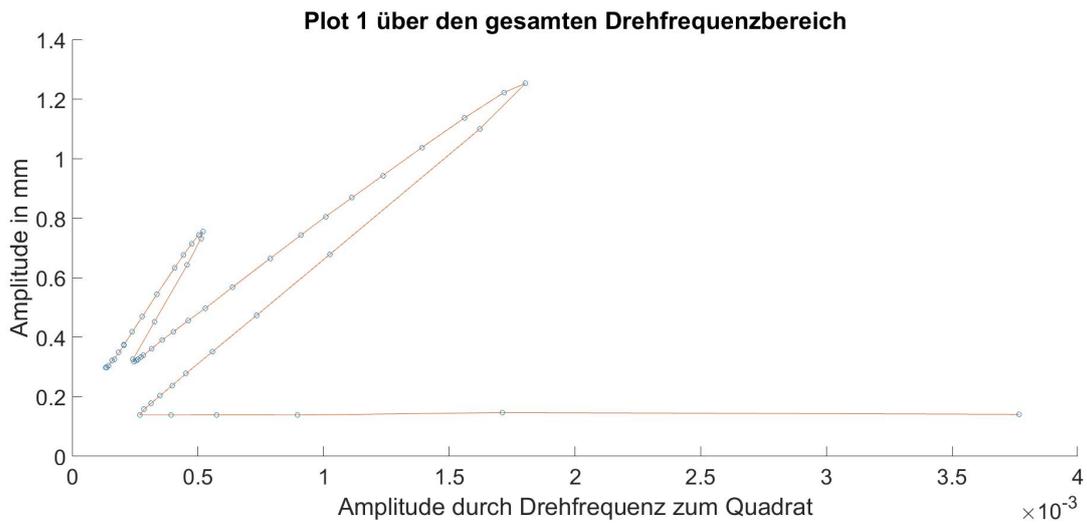


Abbildung 65: Plot 1 über den gesamten Drehfrequenzbereich

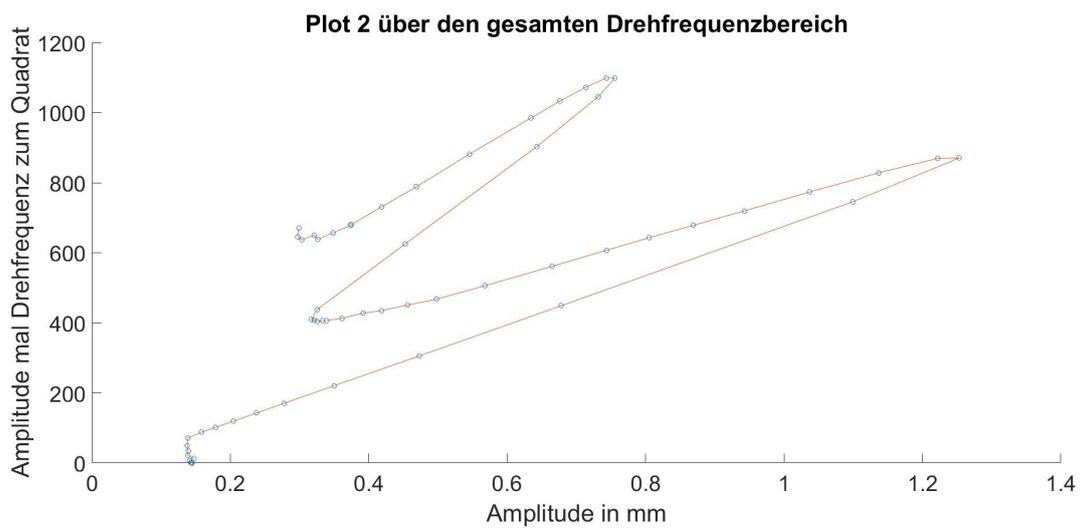


Abbildung 66: Plot 2 über den gesamten Drehfrequenzbereich

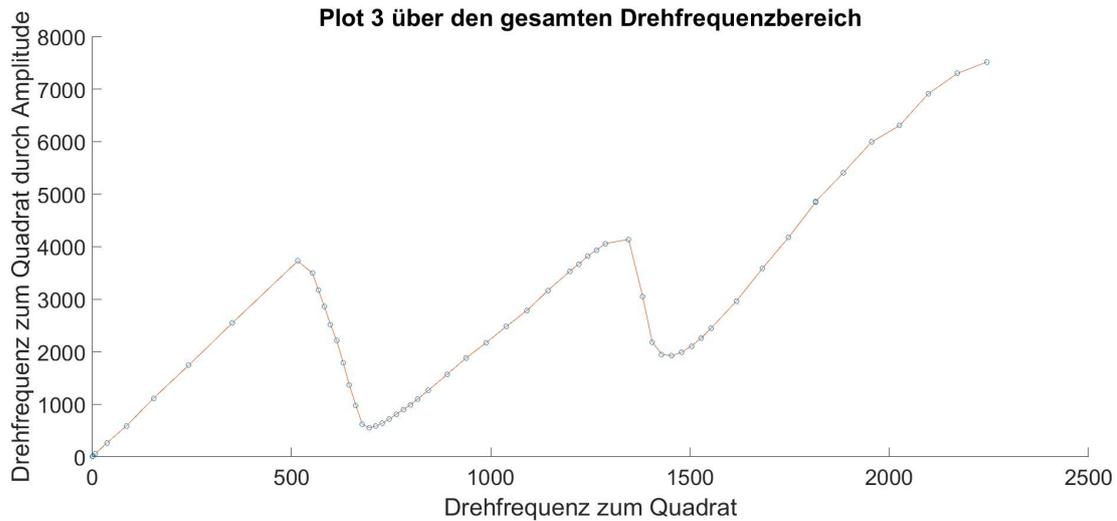


Abbildung 67: Plot 3 über den gesamten Drehfrequenzbereich

Im Vergleich zu 63 ist ersichtlich, dass zwei Resonanzfrequenzen auftreten und beide sollten vorausberechenbar sein. Auch erkennbar ist der Unterschied durch die Nichtlinearität des Versuchssystems, besonders im dritten Plot durch die unterschiedlichen Steigungen beim Anstieg und beim Abfall der Kurve.

Bei den Plots 65 und 66 ist es infolge für die Vorhersagemethode der Resonanz sehr wichtig die richtigen Messpunkte zu wählen. Nur jene die auf den annähernden Geraden vor dem Maxima liegen können verwendet werden.

In weiterer Folge werden in den Unterkapiteln die Plots einzeln behandelt, ein Beispieldiagramm gezeigt und die restlichen im Anhang hinzugefügt.

7.2.1 Plot 1: A über A/ω^2

Bei Betrachten des gesamten Plots in Abbildung 65 ist die erste Messung, bei der niedrigsten Drehzahl, am rechten äußeren Rand. Von dort startend können für das Verfahren für die erste Resonanzdrehzahl erst Messpunkte nach dem anfänglichen Knick verwendet werden. Ansonsten liegen die Punkte nicht auf einer Geraden. Diese Gerade stellt eine Art Sprung zur Resonanz dar und daher ergibt sich aus der Steigung die kritische Drehzahl.

$$s = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{A}{\frac{A}{\omega^2}} = \omega_{cr}^2 \quad (14)$$

Im unten abgebildeten Diagramm 68 sind drei Messpunkte mit einer Regressionsgeraden angenähert.

7 Überprüfen der Methode zur Vorhersage der kritischen Drehzahl mittels unterkritischer Messungen

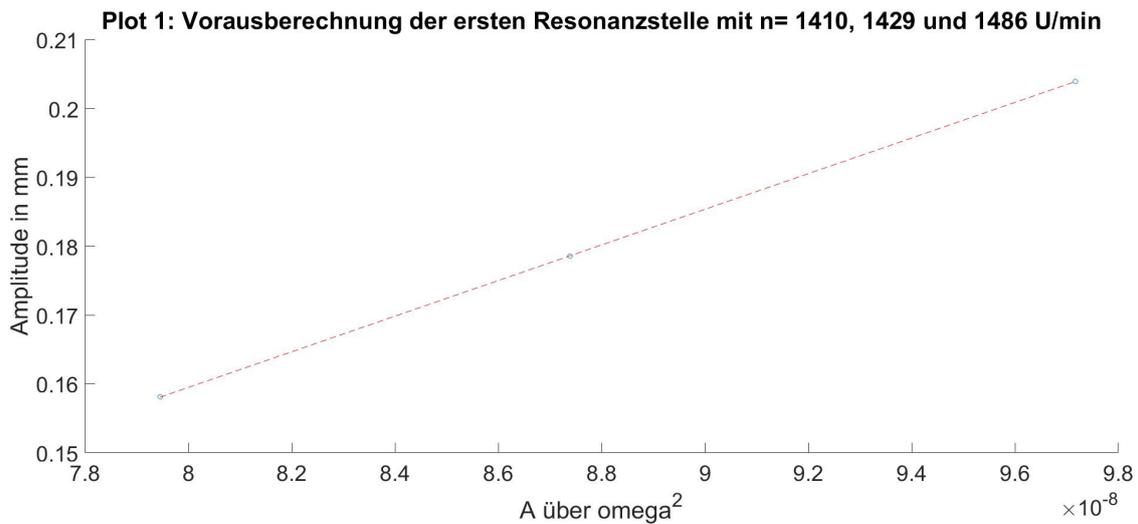


Abbildung 68: Plot 1 für n = 1410; 1429 und 1486 U/min; Messung 1

Aus der Steigung der Regressionsgeraden ergibt sich mit Gleichung 15 die erste kritische Drehfrequenz/-drehzahl. In der Tabelle 9 sind die berechneten Eigendrehzahlen mit verschiedenen Messpunkten für Plot 1 aufgelistet.

	Messpunkte in U/min	Resonanzdrehzahl in U/min	Fehler in %
Messung 1	1410 ,1429, 1486	1608	1,66
Messung 2	1363, 1410, 1429	1751	10,73
Messung 3	1448, 1467, 1486	1609	1,73

Tabelle 9: Berechnung der ersten Resonanzdrehzahl für Plot 1 mit verschiedenen Messpunkten

Es ist zu sehen, wenn man Messpunkte vor dem Knick mit hinzu nimmt, dass das Ergebnis keine sinnvolle Annäherung an den tatsächlich gemessenen Wert liefert. Bei Messung 2 wird eine niedrigere Drehzahl als erster Messpunkt verwendet und der Fehler steigt sehr schnell an. Was noch auffällt ist, dass mit Annäherung an die Resonanzfrequenz und Anzahl der Messpunkte der Fehler zur gemessenen kritischen Drehzahl abnimmt beziehungsweise annähernd gleich klein bleibt.

Die wichtigste Erkenntnis ist, dass man bei der Wahl der Messpunkte sehr vorsichtig sein muss, damit keine zu niedrigen Drehzahlwerte miteinbezogen werden.

Für die zweite Resonanzdrehzahl ist das Verfahren annähernd gleich. Hierbei ist

7 Überprüfen der Methode zur Vorhersage der kritischen Drehzahl mittels unterkritischer Messungen

darauf zu achten, dass Messpunkte nach dem zweiten Knick nach rechts oben, siehe Abbildung 65, genommen werden. Die Messungen liefern folgende Ergebnisse:

	Messpunkte in U/min	Resonanzdrehzahl in U/min	Fehler in %
Messung 4	2201, 2229, 2249	2301	0,57
Messung 5	2134, 2153, 2201	888	-61,18
Messung 6	2229, 2249, 2268	2327	1,73

Tabelle 10: Berechnung der zweiten Resonanzdrehzahl für Plot 1 mit verschiedenen Messpunkten

Es sind wieder die gleichen Auswirkungen bei der Wahl der Messpunkte wie bei der Berechnung der ersten Resonanzdrehzahl zu beobachten. Insbesondere bei Messung 5 ist die Auswirkung beim Heranziehen einer zu niedrigen Drehzahl gravierend.

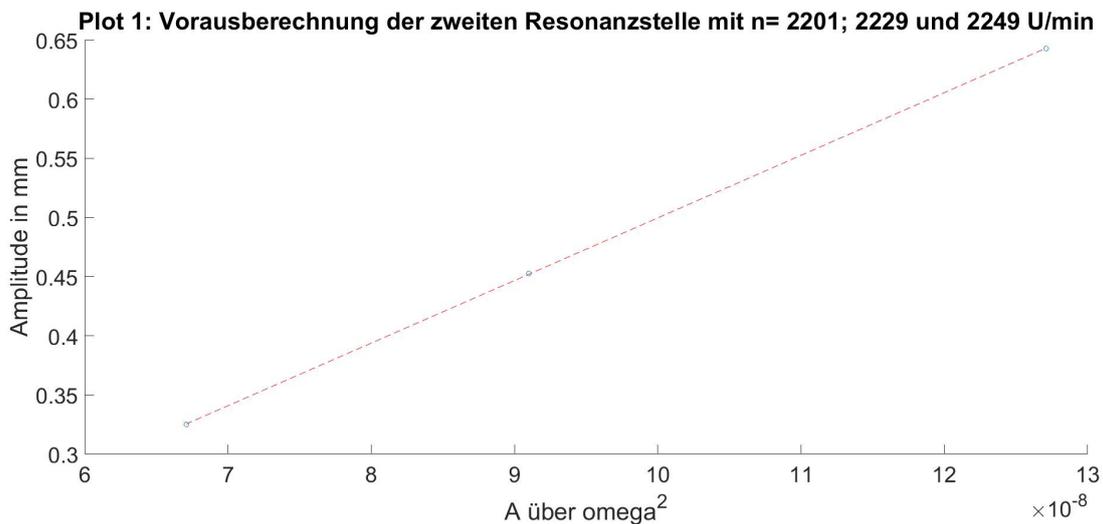


Abbildung 69: Plot 1 für n = 2201; 2229 und 2249 U/min; Messung 4

7.2.2 Plot 2: A/ω^2 über A

Bei Betrachtung von Abbildung 66, in der der Plot über den gesamten Drehzahlbereich festgehalten ist, kann herausgelesen werden, dass eine Erstellung der Regressionsgerade, nach dem Beginn des Diagramms mit dem ersten Messpunkt annähernd auf der x-Achse, erst ab dem Punkt ab dem sich eine Gerade ausbildet sinnvoll ist. Diese Gerade stellt den starken Anstieg zur Resonanz hin dar und daher ergibt sich aus der Steigung die kritische Drehzahl. Das Verfahren beim Plot

7 Überprüfen der Methode zur Vorhersage der kritischen Drehzahl mittels unterkritischer Messungen

2 ähnelt sehr stark dem Vorhergehenden. Die Resonanzfrequenz wird wie folgt berechnet:

$$s = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{A\omega^2}{A} = \omega_{cr}^2 \quad (15)$$

Im unten abgebildeten Diagramm 70 sind drei Messpunkte mit einer Regressionsgeraden angenähert.

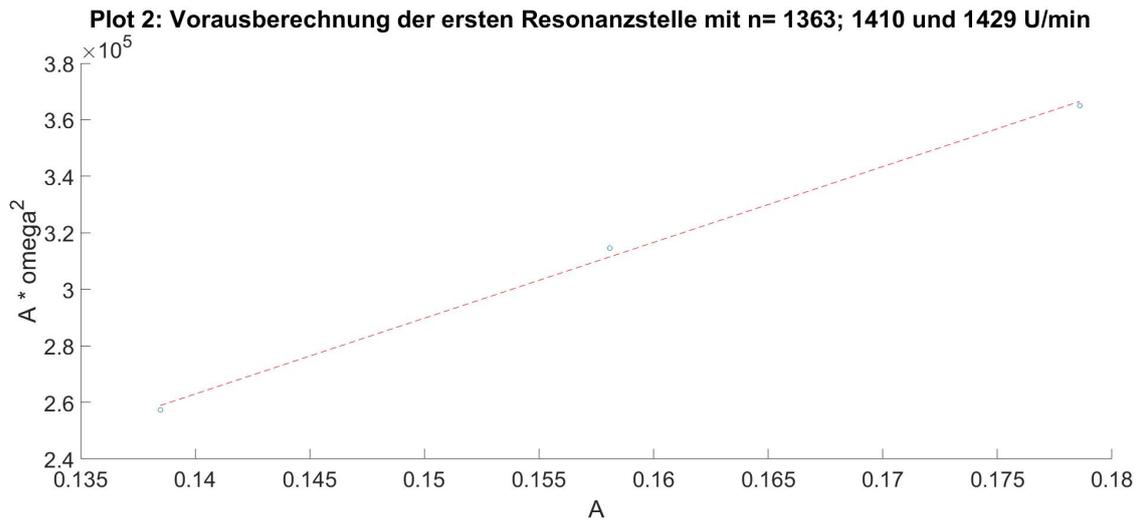


Abbildung 70: Plot 2 für n = 1363; 1410 und 1429 U/min; Messung 1

Aus der Steigung der Regressionsgeraden ergibt sich mit Gleichung 15 die erste kritische Drehfrequenz/-drehzahl. In der Tabelle 11 sind die berechneten Eigendrehzahlen mit verschiedenen Messpunkten für Plot 2 aufgelistet.

	Messpunkte in U/min	Resonanzdrehzahl in U/min	Fehler in %
Messung 1	1363, 1410, 1429	1638	3,53
Messung 2	1125, 1363, 1410	2243	41,76
Messung 3	1429, 1448, 1467	1576	-0,34

Tabelle 11: Berechnung der ersten Resonanzdrehzahl für Plot 2 mit verschiedenen Messpunkten

Wie zuvor bei Plot 1 beschrieben, treten bei Plot 2 die gleichen Phänomene auf. Es ist äußerst wichtig bei der Wahl der Messpunkte gründlich zu sein. Dies ist bei Messung 2 ersichtlich, die eine sehr große Abweichung von der realen Drehzahl ergibt.

7 Überprüfen der Methode zur Vorhersage der kritischen Drehzahl mittels unterkritischer Messungen

Für die zweite Resonanzdrehzahl ist das Verfahren annähernd gleich. Hierbei ist darauf zu achten, dass Messpunkte nach dem zweiten Knick nach rechts oben, siehe Abbildung 66, genommen werden. Die Messungen liefern folgende Ergebnisse:

	Messpunkte in U/min	Resonanzdrehzahl in U/min	Fehler in %
Messung 4	2153 ,2201 , 2229	2357	3,02
Messung 5	2134, 2153, 2201	3592	57,01
Messung 6	2229, 2249, 2268	2323	1,55

Tabelle 12: Berechnung der zweiten Resonanzdrehzahl für Plot 1 mit verschiedenen Messpunkten

Es sind wieder die gleichen Auswirkungen bei der Wahl der Messpunkte wie bei der Berechnung der ersten Resonanzdrehzahl zu beobachten.

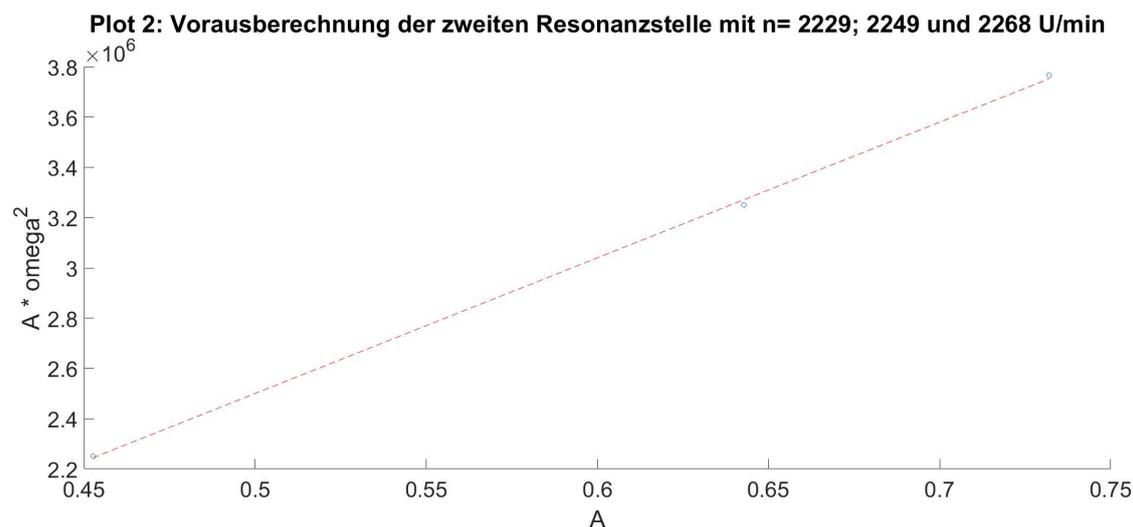


Abbildung 71: Plot 1 für n = 2229; 2249 und 2268 U/min; Messung 4

7.2.3 Plot 3: ω^2/A über ω^2

Die Methode bei Plot 3 unterscheidet sich in Ihrer Berechnung von den vorigen Beiden. Wie schon in Kapitel 7.1 erklärt, berechnet sich die Resonanzfrequenz aus dem Schnittpunkt der x-Achse mit der quadratischen Interpolation/Extrapolation der Messpunkte.

Es ergeben sich für die erste Resonanzstelle mit zwei verschiedenen Messwertgruppen folgende Werte:

7 Überprüfen der Methode zur Vorhersage der kritischen Drehzahl mittels unterkritischer Messungen

	Messpunkte in U/min	Resonanzdrehzahl in U/min	Fehler in %
Messung 1	1410, 1429, 1448	1618	2,32
Messung 2	1363, 1410, 1429	1226	-22,49

Tabelle 13: Berechnung der ersten Resonanzdrehzahl für Plot 3 mit verschiedenen Messpunkten

Bei Messung 1 wird die Genauigkeit nicht erhöht wenn Messwerte bei niedrigeren Drehzahlen hinzugefügt werden, jedoch mit Messpunkten, die näher an der Resonanzdrehzahl liegen. Siehe Abbildungen 72 und 89. Weiters ist wiederum bei Messung 2 ablesbar, dass keinesfalls Wertegruppen bei zu niedrigen Drehzahlen herangezogen werden sollen.

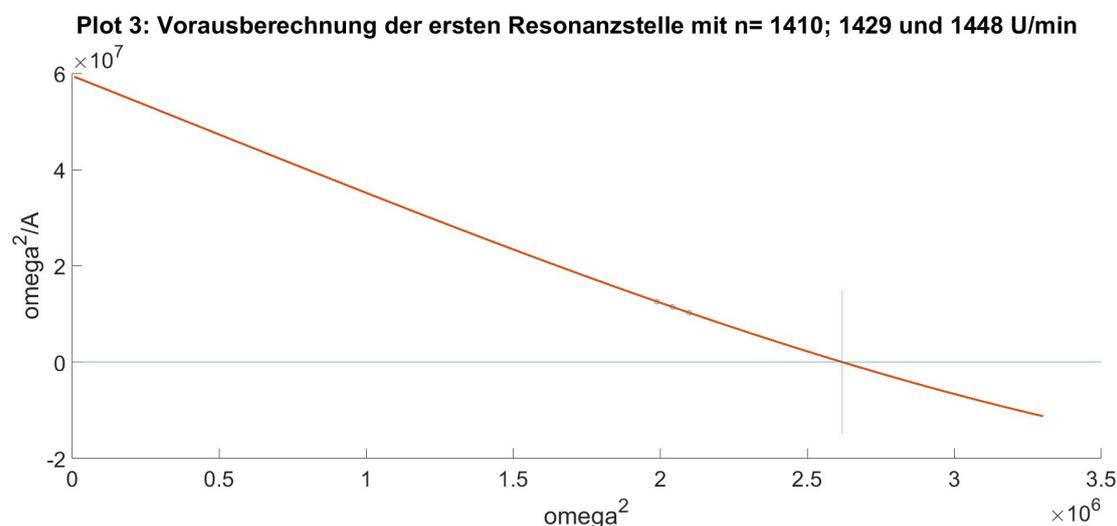


Abbildung 72: Plot 3 für n = 1410; 1429 und 1429 U/min

Ergebnisse für die zweite Resonanzstelle ergeben sich zu:

	Messpunkte in U/min	Resonanzdrehzahl in U/min	Fehler in %
Messung 4	2134 ,2153 , 2201	2411	5,4
Messung 5	2115, 2134, 2201	k.A.	k.A.
Messung 6	2201, 2229, 2249	2293	0,23

Tabelle 14: Berechnung der zweiten Resonanzdrehzahl für Plot 3 mit verschiedenen Messpunkten

Für die zweite Resonanzstelle ergeben sich wieder die gleichen Schlussfolgerungen wie bei den Beispielen zuvor. Jedoch bei Messung 5 wird kein Ergebnis ausgegeben, weil kein Schnittpunkt mit der x-Achse im gewünschten Bereich vorhanden ist.

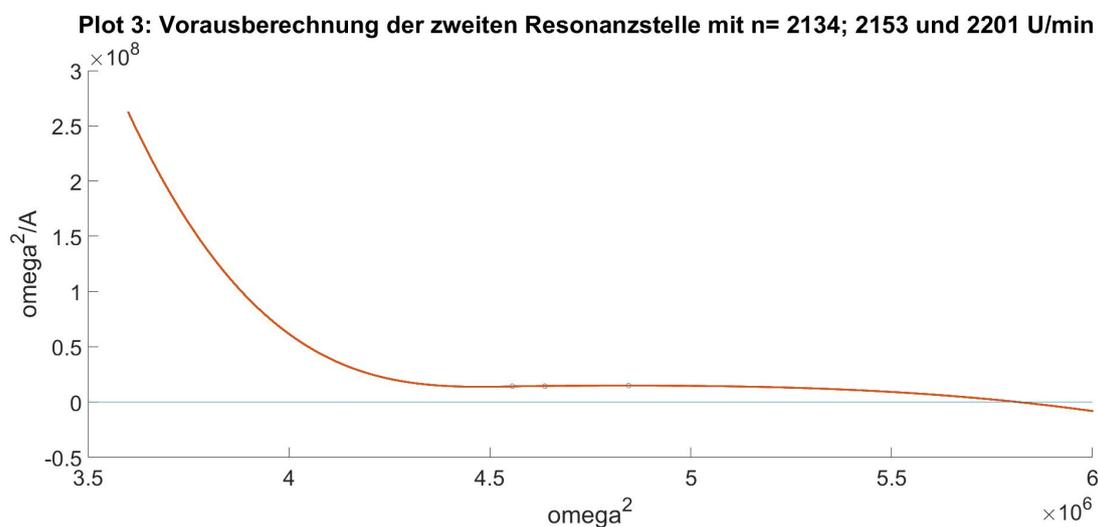


Abbildung 73: Plot 3 für $n = 2134; 2153$ und 2201 U/min

7.3 Fazit

Die neue Methode zur Vorhersage der Resonanzdrehzahl kann sehr genaue Ergebnisse liefern. Aber wie in den Beispielen zuvor dargestellt, kann die Wahl der Messpunkte eine große Auswirkung auf das Ergebnis haben. Es ist notwendig bei Drehzahlen zu messen, die nahe an der Resonanzstelle liegen. Betrachtet man nochmals die Messung 3 in Tabelle 9 ist der Fehler sehr klein und die Messdrehzahlen liegen schon nahe bei der Resonanz. Jedoch beim Vergleich der Amplitudenausschläge ist dieser bei den Messungen noch relativ klein. Die Amplitude bei der ersten Resonanzdrehzahl beträgt 1,253 mm und bei Messung 3 mit einer Drehzahl von 1486 U/min nur 0,278 mm. Somit kann eine recht genaue Bestimmung mit Messungen bei noch relativ geringen Ausschlägen realisiert werden.

Für verschiedene Maschinen stellt sich die Frage, ob ein Betrieb so nahe an der Eigenfrequenz möglich ist und wie in jedem Einzelfall der Amplitudengang aussieht.

Grundsätzlich ist die neue Methode eine hervorragende Option zur Bestimmung der Resonanzdrehzahl durch Messungen im unterkritischen Bereich.

Der Unterschied zwischen den drei beschriebenen Plot-Möglichkeiten ist eher gering. Alle drei liefern annähernd genaue Ergebnisse und haben das Problem mit

*7 Überprüfen der Methode zur Vorhersage der kritischen Drehzahl mittels
unterkritischer Messungen*

Messungen bei zu geringen Drehzahlen.

8 Modellierung des Prüfstands mittels einer FE-Software

Da in den vorigen Kapiteln bisher mit Hilfe von Experimenten und Literatur auf das rotodynamische Verhalten geschlossen wurde, besteht der Bedarf dies noch mittels einer FE-Analyse nachzuvollziehen. Hierzu wurde ein Prüfstandsmodell mit SolidWorks erstellt und anschließend mit Permas und VisPER [5] eine FE-Analyse durchgeführt

Zu Beginn wurde versucht, ein Modell aus einfachen Balkenelementen und Einspannungen zu modellieren. Es wurde allerdings schnell klar, dass dies ein zu sehr vereinfachtes Modell darstellt, da nur sehr wenig zu den Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen bekannt ist und war. Deshalb unterschieden sich bereits die Eigenfrequenzen des ruhenden Rotors wesentlich von den wirklich gemessenen. Es war nicht möglich eine annähernd aussagekräftige FE-Analyse durchzuführen, oder die Versuchsergebnisse zu validieren.

Aufgrund dessen wurde die Firma INTES, von welcher das Programm Permas [5] am Institut vorhanden ist, kontaktiert. Das CAD-Modell des Prüfstands und die Materialeigenschaften wurden der Firma bereitgestellt. Es wurde mit Unterstützung durch den Software-Hersteller INTES, die FE-Analyse mit einem Solid-Modell durchgeführt. [13] Das verwendete Modell ist in Abbildung 74 dargestellt.

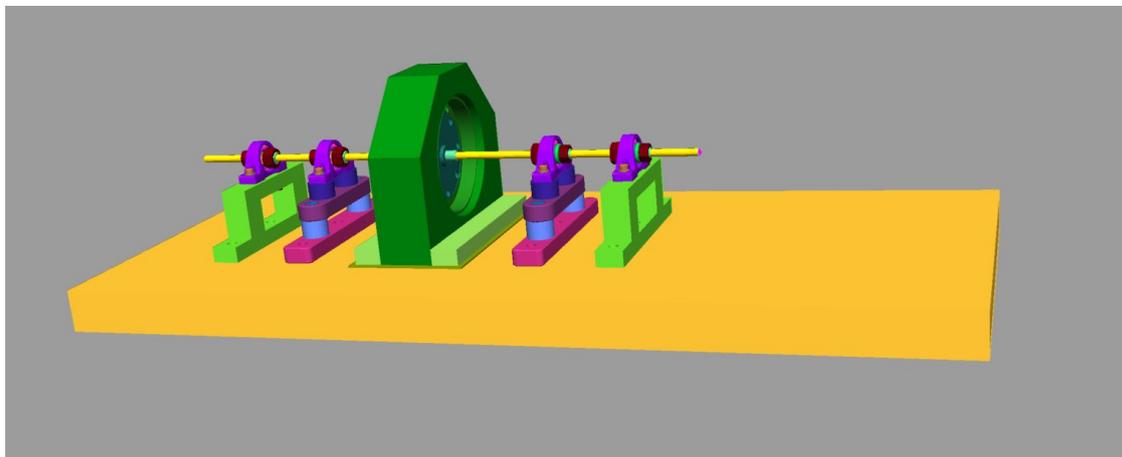


Abbildung 74: Solid-Modell des Prüfstands

Es ist möglich aus der Berechnung mit Permas die Eigenfrequenzen, mit den dazu-

gehörigen Schwingungsmoden sowie Amplitudengang und Orbits zu erhalten. Im Folgenden werden die Ergebnisse aus Versuchen und der FE-Analyse miteinander verglichen und etwaige Abweichungen analysiert.

Interessant sind vor allem die errechneten Eigenfrequenzen im Vergleich mit den gemessenen. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die in den Versuchen ermittelte Temperaturabhängigkeit und die lastabhängige Steifigkeit der Gummi-Metall-Puffer in das Modell nicht eingebunden wurden. Insbesondere sind die Puffer als isotropes Material mit einem E-Modul hinterlegt, was natürlich zu Unterschieden führen wird, weil der Zusammenhang von E-Modul und G-Modul nicht dem eines isotropen Materials entspricht. Dies ist bereits in Kapitel 6.4 ersichtlich.

Aussagekräftig werden jedoch die Schwingungsmoden sein. Die Ausgabe der dynamischen Eigenfrequenzen liefert folgender Ausschnitt aus dem Result-File:

```
Print of DATAOBJECT Table in situation REAL_MODES_DYN of component DFLT_COMP^M
=====^M
^M
> Eigenvalue and Frequency in component system (Table RVALTAB.DISP)^M
-----^M
      Row      Frequency      Eigenvalue      Circ.Freq.^M
-----^M
      1  2.12412E+01  5.61413E-05  1.33462E+02^M
      2  3.31254E+01  2.30844E-05  2.08133E+02^M
      3  3.76193E+01  1.78986E-05  2.36369E+02^M
      4  9.80385E+01  2.63540E-06  6.15994E+02^M
      5  1.07038E+02  2.21087E-06  6.72541E+02^M
      6  1.32695E+02  1.43858E-06  8.33745E+02^M
      7  1.33099E+02  1.42985E-06  8.36285E+02^M
      8  1.62972E+02  9.53704E-07  1.02398E+03^M
      9  1.64870E+02  9.31872E-07  1.03591E+03^M
     10  1.68677E+02  8.90283E-07  1.05983E+03^M
     11  1.68907E+02  8.87863E-07  1.06127E+03^M
     12  2.15611E+02  5.44879E-07  1.35472E+03^M
     13  2.27910E+02  4.87658E-07  1.43200E+03^M
     14  2.59089E+02  3.77347E-07  1.62791E+03^M
     15  2.70783E+02  3.45460E-07  1.70138E+03^M
     16  2.99545E+02  2.82303E-07  1.88210E+03^M
     17  3.00296E+02  2.80894E-07  1.88681E+03^M
     18  3.18393E+02  2.49870E-07  2.00052E+03^M
     19  3.21016E+02  2.45803E-07  2.01700E+03^M
     20  3.70273E+02  1.84755E-07  2.32649E+03^M
-----^M
^M
```

Abbildung 75: Eigenfrequenzen aus der Permas-Berechnung

Die im Vergleich mit den Experimenten relevanten Werte sind in folgender Tabelle aufgelistet:

Mode	Eigenfrequenz in Hz	Eigendrehzahl in U/min	
1	21,24	1274,4	1. Torsionsmode
2	33,12	1987,2	1. Biegemode
3	37,62	2257,2	2. Biegemode

Tabelle 15: Relevante Eigenfrequenzen der FE-Analyse

Die erste Eigenfrequenz ist laut Analyse eine Torsionsschwingung, die mit der Messanordnung nicht aufgezeichnet werden konnte. Die zweite Mode ist die erste Resonanzstelle der zuvor durchgeführten Versuche. In Abbildung 76 ist die erste Biegemode im Postprozessor VisPER dargestellt. Wie in den Experimenten ermittelt, handelt es sich um eine Biegemode in x-Richtung. Die erste kritische experimentell ermittelte Drehzahl liegt zwischen 1582 und 1651 U/min. Im Gegensatz dazu ergibt sich die errechnete Resonanzdrehzahl zu 1987,2 U/min. Wie in Tabelle 15 zu sehen, ergibt sich aus der FE-Analyse die zweite Biegeeigenfrequenz zu 37,62 Hz, was 2257,2 U/min entspricht. Das experimentelle dynamische Pendant dazu befindet sich im Bereich von 2288 U/min bis 2370 U/min.

Es wurde in Kapitel 6.4 ermittelt, dass insbesondere die Steifigkeit der Gummi-Metall-Puffer auf Schub in den Versuchen höher ist als der theoretische Wert. Beim Dehnungsversuch ergeben sich im Gegensatz dazu mit zunehmender Belastung Werte, die annähernd mit dem theoretischen Wert konvergieren. Dies erklärt auch warum die erste Biegeeigenfrequenz in der Berechnung höher ist als bei den Experimenten und die zweite nur knapp nicht in dem gemessenen Bereich liegt. In Abbildung 77 ist die zweite Biegemode dargestellt, bei dem die Puffer auf Zug und Druck belastet werden.

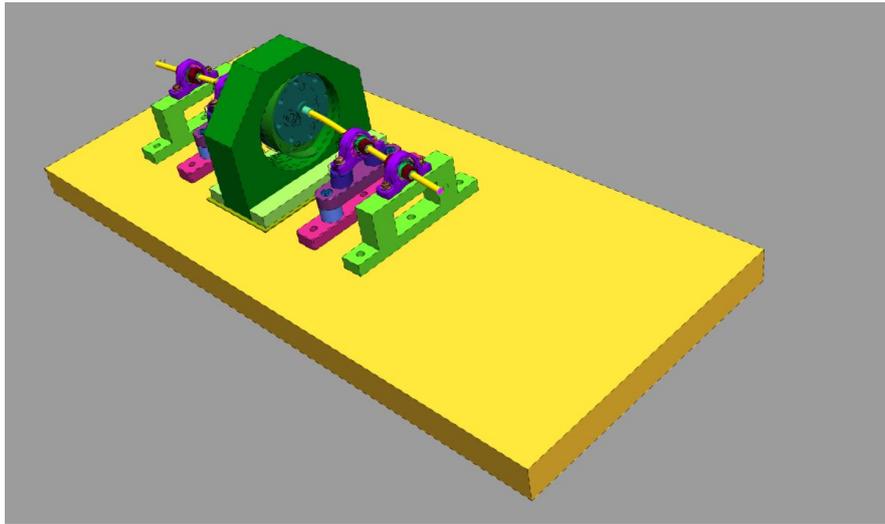


Abbildung 76: Erster Biegemode

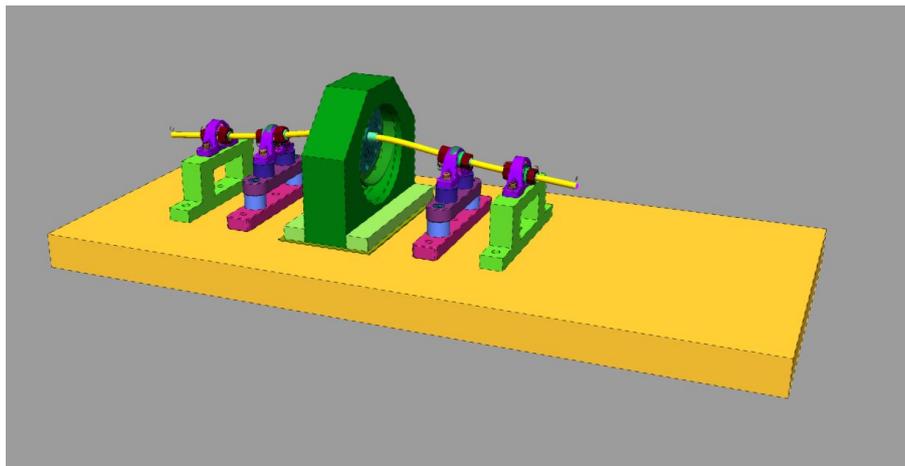


Abbildung 77: Zweiter Biegemode

Die Biegemoden ergeben sich in Ihrer Form wie erwartet, jedoch für eine bessere Übereinstimmung der Eigenfrequenzen, wäre eine noch detailliertere Modellierung der Gummi-Metall-Puffer nötig. Dies wäre in Permas durchaus möglich. Um dies genauer zu bestimmen, müssten für das nichtlineare Verhalten der Puffer Versuchsdaten generiert werden. Hierzu standen jedoch weder die technischen Möglichkeiten noch die Daten des Herstellers zur Verfügung.

Aus den Daten der FE-Berechnung können außerdem, mit von INTES bereitgestellten Python-Skripten, der Amplitudengang, das Campell-Diagramm sowie

Orbits erzeugt werden.

Der Amplitudengang wird jeweils für eine Richtung, x oder y, abgebildet. In den Abbildungen 78 und 79 sind diese zu sehen. Die Resonanzstellen befinden sich bei den zuvor berechneten Eigenfrequenzen. Im Vergleich mit den Amplitudengängen in Kapitel 6.3 fällt sofort auf, dass die Resonanzstelle viel spitzer ist. Außerdem sind die Kurven bei den Eigenfrequenzen nahezu symmetrisch, was daran liegt, dass in der FE-Analyse die Nichtlinearitäten, die ein gegenteiliges Verhalten hervorrufen würden, nicht berücksichtigt wurden.

Beim Amplitudengang in x-Richtung, Abbildung 78, ist auch eine deutlich kleinere Amplitude bei der Computerberechnung im Vergleich mit der experimentell ermittelten, siehe Abbildung 38 ,erkennbar. Die Amplitudenerhöhung, an der Stelle der ersten biegekritischen Eigenfrequenz, ist bei den Resultaten der Experimente annähernd doppelt so groß wie bei der FE-Berechnung. Dies hat den Grund, dass die Dämpfung der Systemkomponenten nicht bekannt ist und schon eine kleine Änderung dieses Parameters im Berechnungsprogramm große Auswirkungen hat.

In den Diagrammen 78 und 79 ist auch der Schlag nicht zu sehen. Dies hat vor allem Auswirkungen auf die Amplituden, aber es sind dadurch nur kleine Veränderungen zu erwarten.

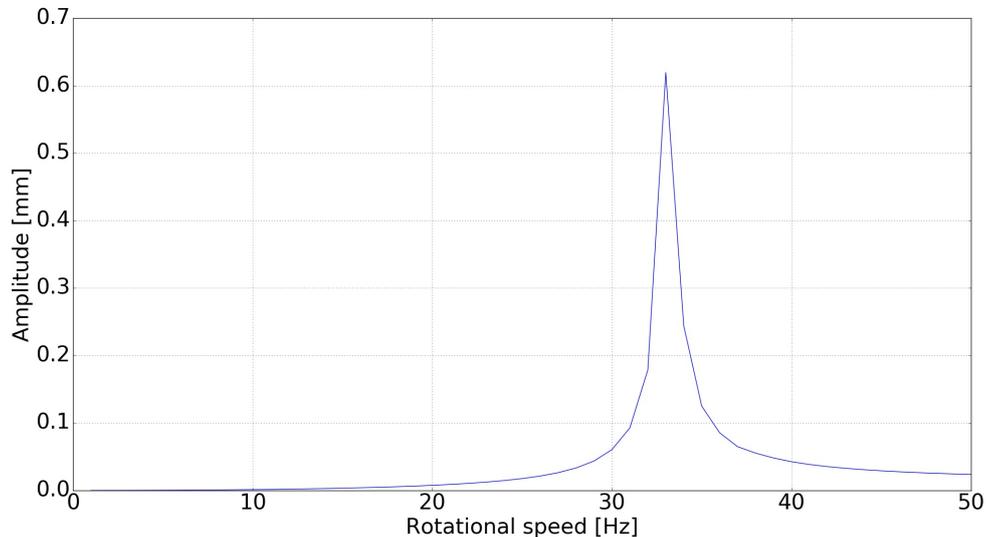


Abbildung 78: Amplitudengang in x-Richtung - Originalausgabe Python-Skript

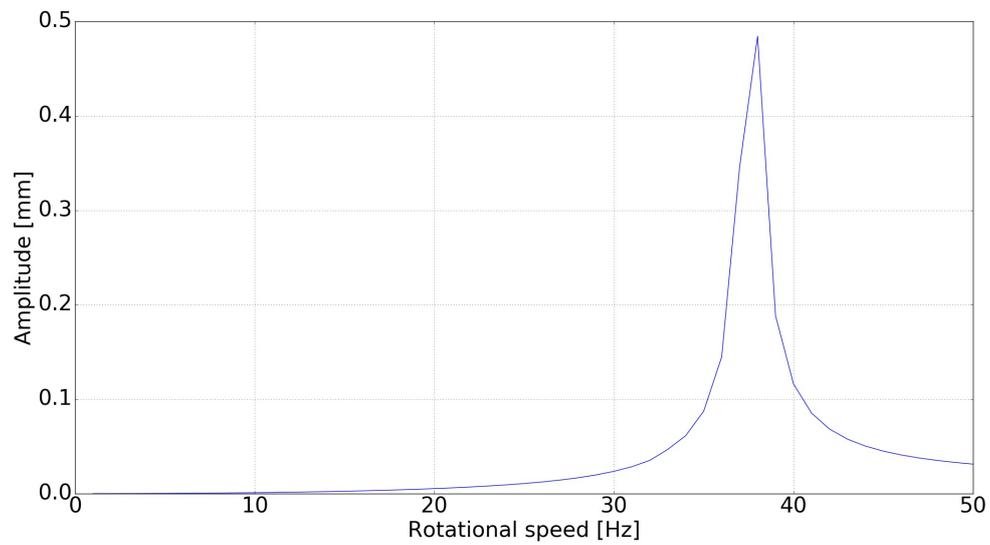


Abbildung 79: Amplitudengang in y-Richtung - Originalausgabe Python-Skript

Die Möglichkeiten der FE-Analyse sind äußerst vielfältig, aus Zeitgründen konnten diese jedoch nur in sehr geringem Umfang genutzt werden.

9 Zusammengefasste Ergebnisse und Ausblick

Die Wiederinbetriebnahme des Rotorprüfstands funktionierte trotz einiger Unwegsamkeiten gut und es wurden mehrere Veränderungen an der Messtechnik vorgenommen, sodass die Messungen erleichtert und Fehler ausgemerzt werden konnten. Es wurde ein neues LabView-Programm zur Steuerung des Rotoprüfstands und Datenakquisition geschrieben, mit dem auch in Zukunft diverse/verschiedene Versuche möglich sein sollten.

Es wurden erfolgreich zwei zusätzliche Lagerstellen mit Gummi-Metall-Puffern eingebaut, die ein Durchfahren der ersten beiden biegekritischen Resonanzen ohne Anstreifen erlauben. Dadurch wurde es möglich, dynamische Untersuchungen über den gesamten Drehzahlbereich des Motors zu bewerkstelligen.

Ein Auswuchtvorgang mittels des Geräts VibroTest wurde beschrieben und die Laufruhe des Rotors nochmals verbessert.

Bei den dynamischen Tests wurden zunächst Ausschwingversuche bei verschiedenen Zuständen durchgeführt. Dabei waren die Ergebnisse der ersten beiden Biege-Eigenfrequenzen bemerkenswert. Sie lagen relativ weit auseinander und zeigten eine deutliche Temperaturabhängigkeit. Mit den Ausschwingversuchen wurde auch bestimmt, in welche Richtungen die Eigenschwingungsformen zeigen.

Anschließend wurden Amplitudengänge mittels quasistationärer Messungen aufgezeichnet und ausgewertet. Hierbei kam es zu großen Unterschieden bei verschiedenen Temperaturen. Dabei wurde wieder eine große Orthotropie festgestellt. Es hatten sowohl Gummi-Metall-Puffer als auch die Lager große Auswirkungen auf das dynamische Verhalten des Rotorsystems. Bei einem weiteren Experiment wurden die Amplitudengänge bei Erhöhung und Erniedrigung der Drehzahl gegenübergestellt. Dabei wurde eine Diskrepanz festgestellt, die von der Temperatur und von stationären Orbtschwingungen herrührt. Besonders interessant ist auch der Vergleich der ermittelten Eigenfrequenzen der Ausschwingversuche und der dynamischen Versuche. Es traten dabei große Unterschiede in Erscheinung. Um die Steifigkeit zu ermitteln wurden Dehnungs- und Schubversuche mit den Gummi-Metall-Puffern durchgeführt, die den Unterschied der Eigenfrequenzen erklären sollten. Dabei ergab sich nicht nur eine sehr große Orthotropie sondern auch eine lastabhängige Steifigkeit. Dies erklärt, warum sich die Versuche stark unterscheiden.

Versuche wurden zur Überprüfung der Literatur [10] und [15], zu einer neuen Methode zur Resonanzvorhersage, durchgeführt. Daraus ergab sich, dass es eine nützliche Methode zur Bestimmung der Eigenfrequenz für Rotoren ist, die nicht in der kritischen Drehzahl betrieben werden können. Auch für Vertikal-Rotoren mit

großen Imperfektionen ist sie anwendbar. Jedoch ist die Genauigkeit der Methode relativ stark von der Wahl der Messpunkte abhängig.

Schließlich wurde ein numerisches Modell des Prüfstands mit einem FE-Programm erstellt ein Vergleich der Experimente und einer FE-Analyse angestellt. Bei der Analyse traten bei den Moden gute Übereinstimmungen auf und auch bei den Eigenfrequenzen wurden nur kleine Abweichungen festgestellt. Es ist festzuhalten, dass eine FE-Analyse bei ausreichend Kenntnissen der Komponenten und deren Materialien gute Ergebnisse für das Rotorsystem liefert, jedoch müssen konstruktive Daten bekannt sein oder mit entsprechendem Aufwand ermittelt werden. In dieser Arbeit, wäre besonders eine größere Menge an bekannten Materialdaten der Gummi-Metall-Puffer wünschenswert.

In der gegenwärtigen Ausbaustufe könnten in künftigen Arbeiten die beschriebenen stationären Orbitalbewegungen untersucht und diesem Phänomen auf den Grund gegangen werden. Weiters wäre interessant, wie sich unterschiedliche Gummi-Metall-Puffer, welche schon angeschafft, aber im Rahmen dieser Arbeit nicht eingesetzt wurden, mit verschiedenen Shore-Härten, auf das Rotorverhalten auswirken.

Es wäre auch noch von Interesse, wie sich das Fluchten der Lager auf die Dynamik auswirkt. Für zukünftige Arbeiten wäre eine genauere Auswertung der FE-Analyse wünschenswert.

10 Literatur

- [1] O.Olbrich A.Ettemeyer. *Konstruktionselemente*. 3.02. Skript, Fachhochschule München, 2017.
- [2] D.Muhs et al. *Maschinenelemente Roloff/Matek*. 22. Springer Vieweg, 2015.
- [3] E.F.Göbel. *Gummifedern: Berechnung und Gestaltung*. 3. Springer Verlag, 1969.
- [4] National Instruments. *Signal Conditioning: SC-2345/2350 Carrier User Manual*. July 2007.
- [5] INTES. *Permas, Version 16.00.266*. [2016].
- [6] Mario Studer Johannes Kunz. „Druck-Elastizitätsmodul über Shore-A-Härte ermitteln“. In: *Kunststoffe*. Carl Hanser Verlag, München, June 2006.
- [7] W. Kellenberger. *Elastisches Wuchten*. 1. Springer-Verlag, 1987.
- [8] Brüel und Kjaer Vibro GmbH. *Technische Dokumentation VIBROTEST 60*. March 2004.
- [9] Adolf Lingener. *Auswuchten - Theorie und Praxis*. 1. Verlag Technik Berlin, 1992.
- [10] R.H. Plaut L.N. Virgin J.D. Knight. „A New Method for Predicting Critical Speeds in Rotordynamics“. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. , Nr.138, February 2016.
- [11] Tauchner M. „Auslegung und Bau eines Rotorprüfstandes zur Untersuchung von Anstreifvorgängen“. Diplomarbeit. TU Wien, Institut für Maschinendynamik und Messtechnik, 2001.
- [12] A. Muszyńska. *Rotordynamics*. 1. Taylor und Francis Group, 2005.
- [13] N.Wagner. *private Kommunikation*. März 2017.
- [14] Popprath. *Inbetriebnahme Anleitung Vertikal-Rotor-Prüfstand*. [Interner Bericht, TU Wien, Institut für Mechanik und Mechatronik].
- [15] J.D. Knight R.H. Plaut L.N. Virgin. „Predicting critical speeds in various rotordynamics problems“. In: *Journal of Mechanical Engineering Science*. June-13-2016.
- [16] Meike Rinnbauer. *Technische Elastomerwerkstoffe*. 1. Verlag Moderne Industrie, 2006.
- [17] A. Schweizer. *Formelsammlung und Berechnungsprogramme für Anlagenbau. G-Modul-Shore*. 10.03.2017. 2017. URL: http://www.schweizer-fn.de/lagerung/federsteifigkeit/federsteifigkeit.php#parallelschub_zyl_quader.

11 Anhang

11.1 Bilder Messtechnik

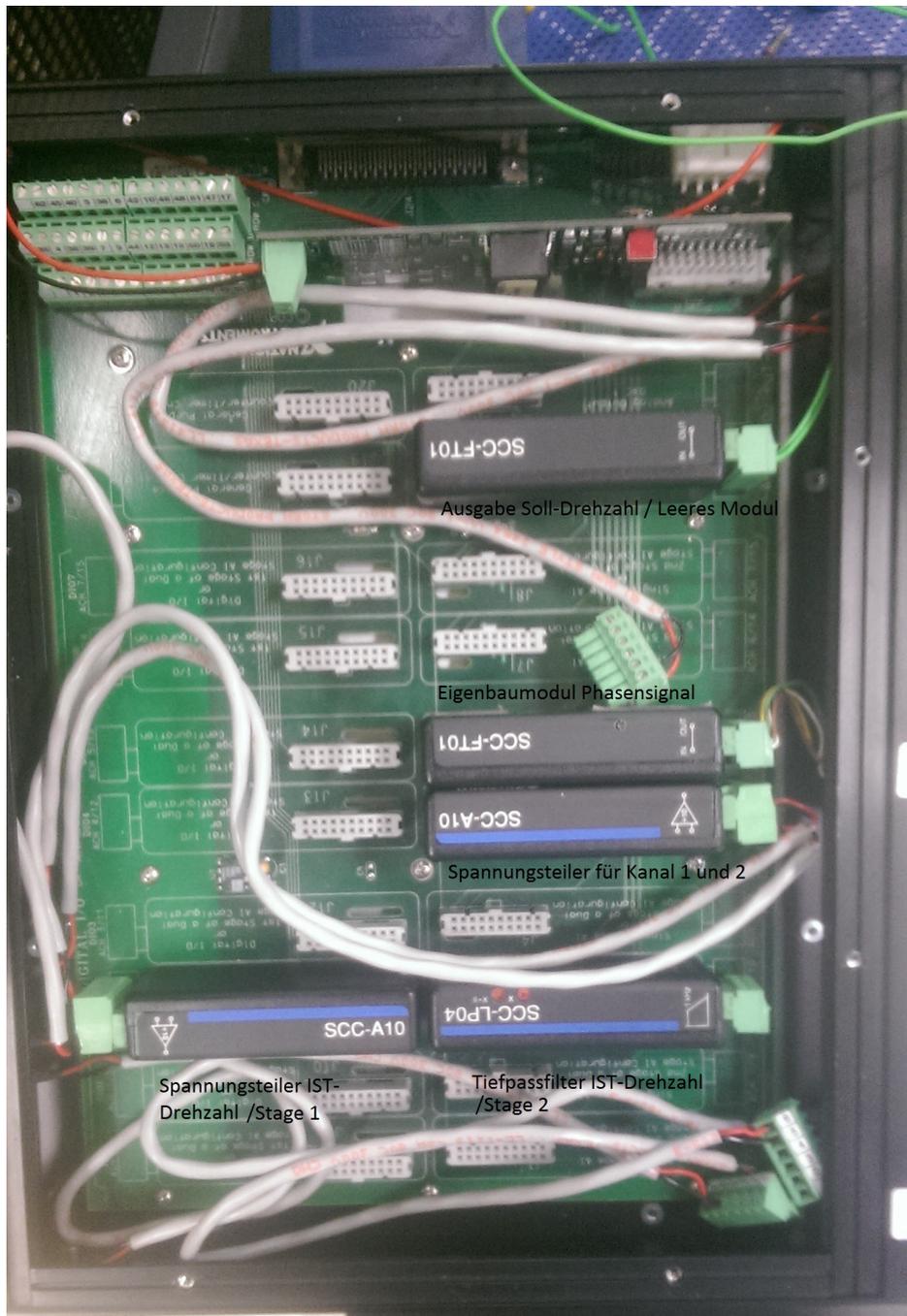


Abbildung 80: Steckplatzbelegung SC-2345

11.2 Bilder zur Resonanzvorhersage

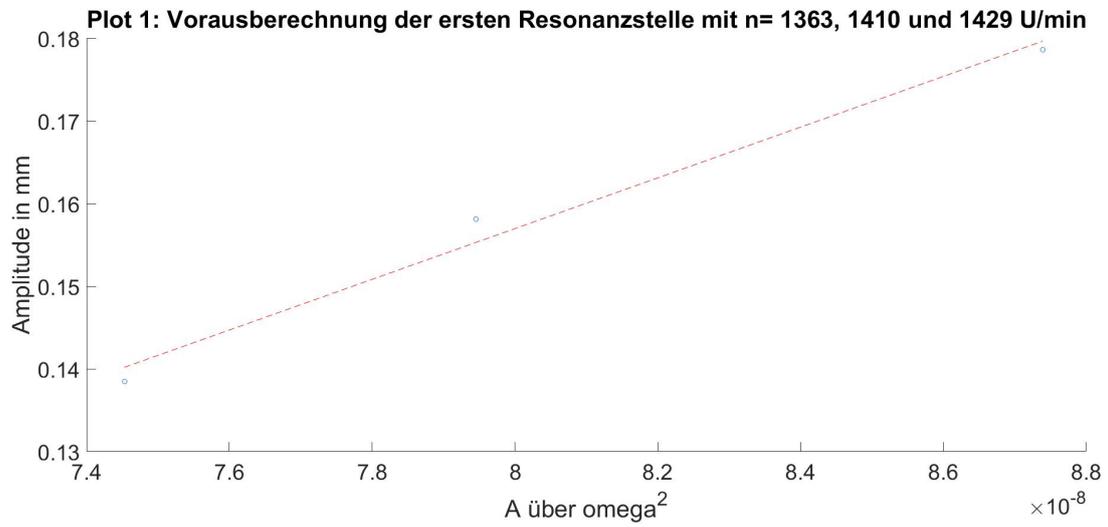


Abbildung 81: Plot 1 für n = 1363; 1410 und 1429 U/min

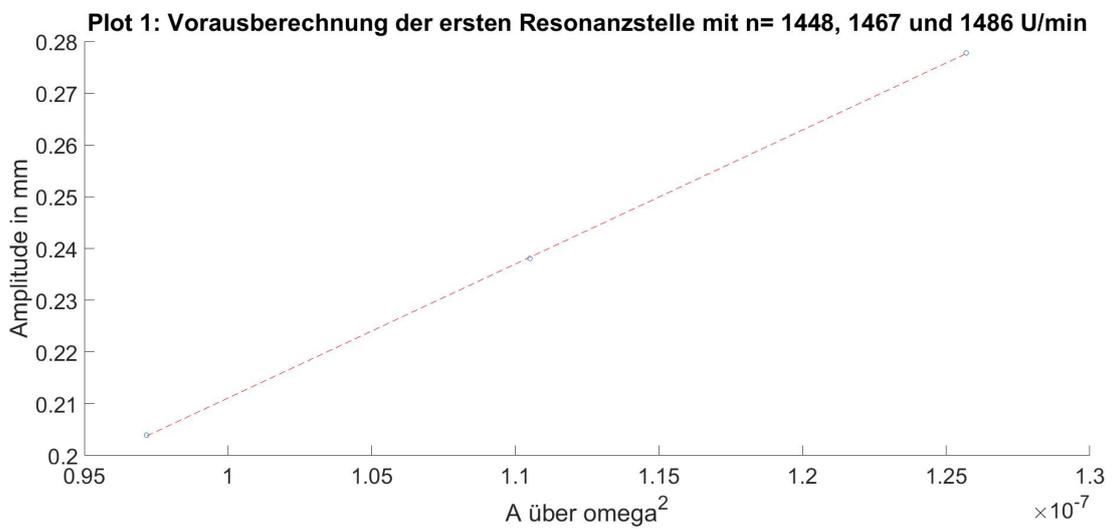


Abbildung 82: Plot 1 für n = 1448; 1467 und 1486 U/min

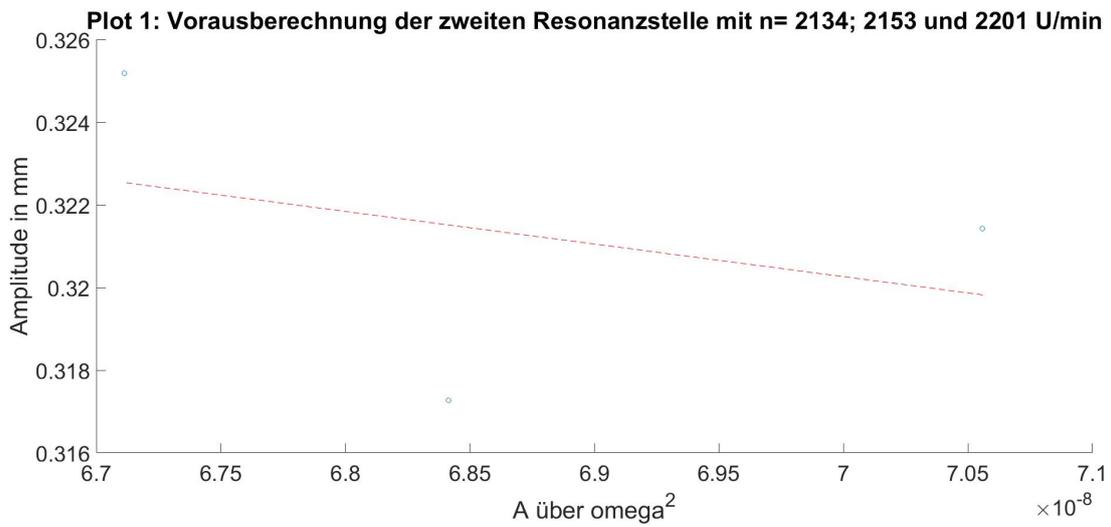


Abbildung 83: Plot 1 für n = 2134; 3153 und 2201 U/min

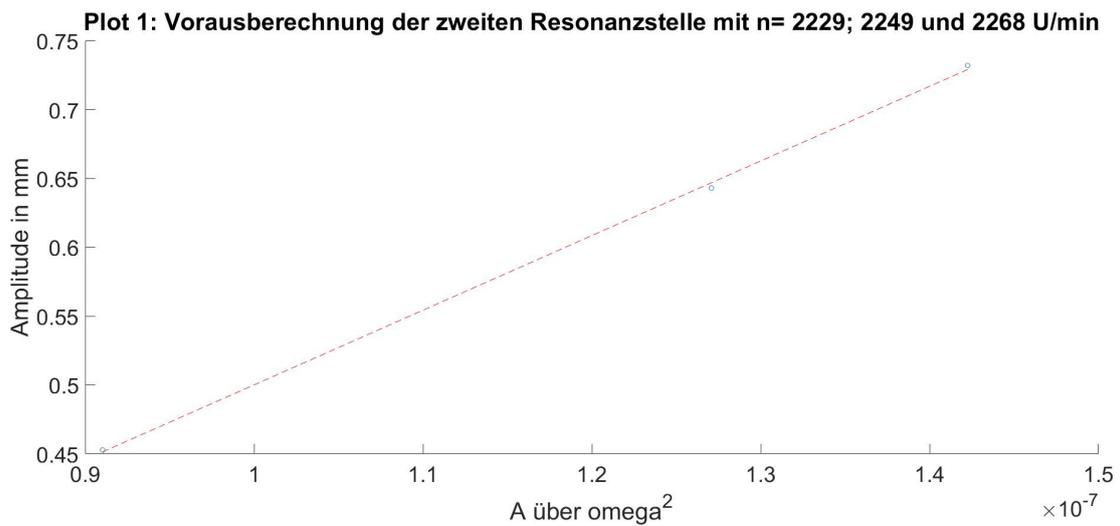


Abbildung 84: Plot 1 für n = 2229; 2249 und 2268 U/min

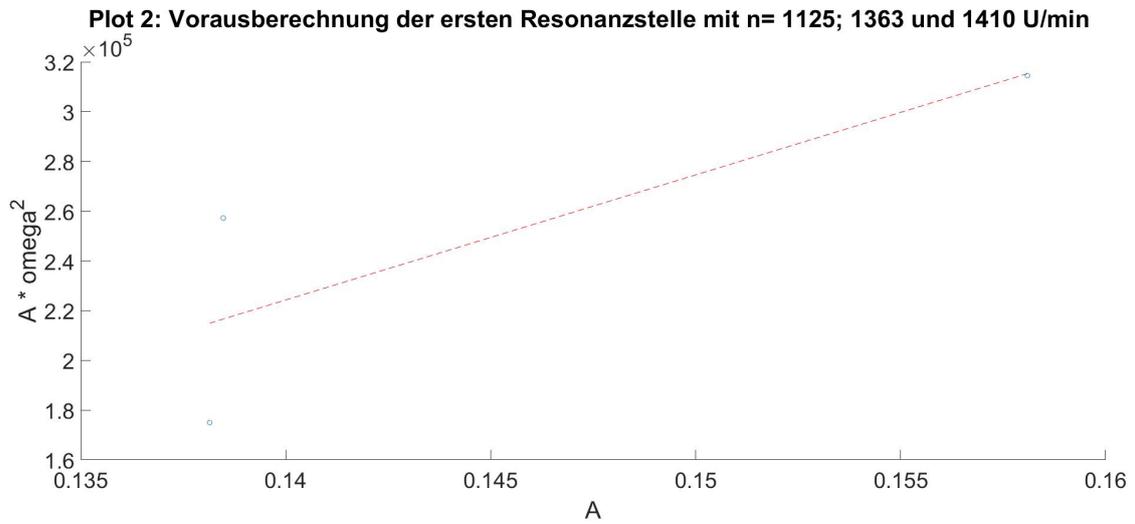


Abbildung 85: Plot 2 für n = 1125; 1363 und 1410 U/min

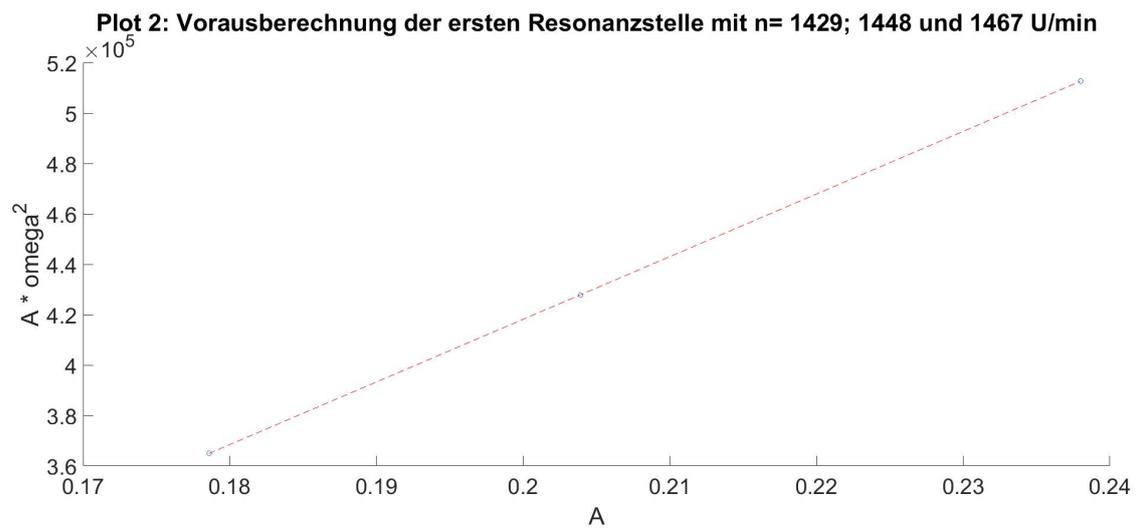


Abbildung 86: Plot 2 für n = 1429; 1448 und 1467 U/min

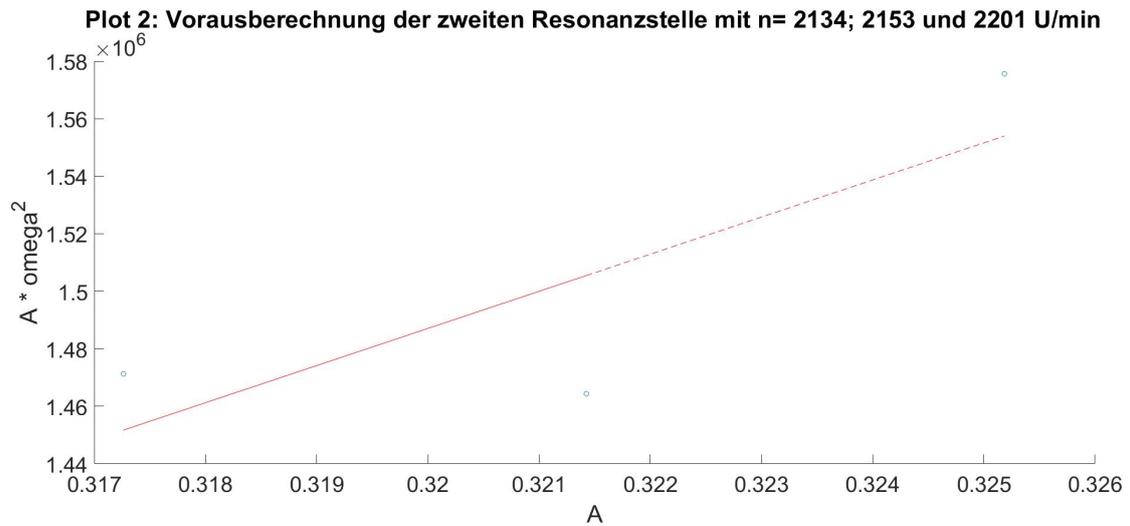


Abbildung 87: Plot 2 für n = 2134; 2153 und 2201 U/min

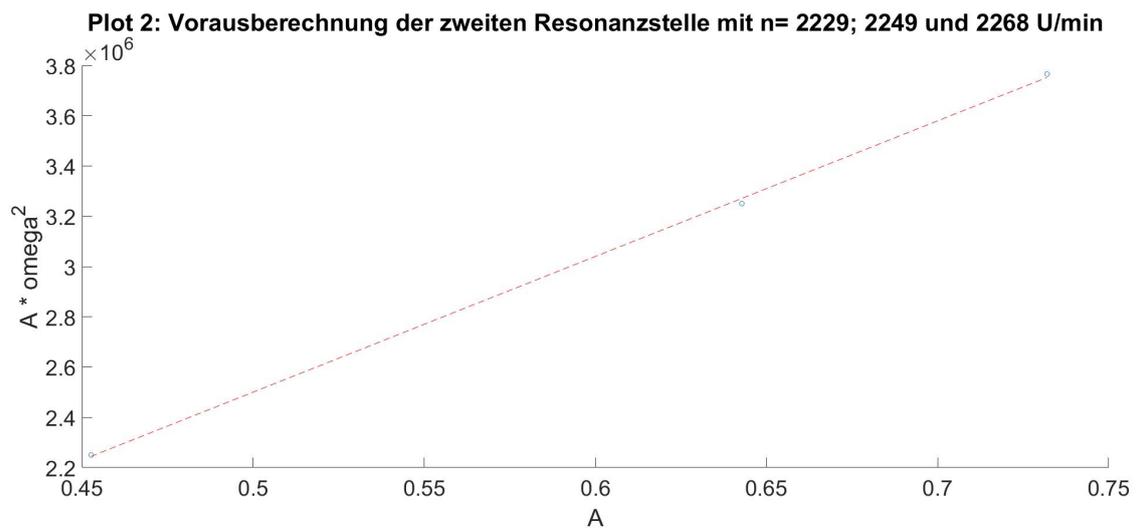


Abbildung 88: Plot 2 für n = 2229; 2249 und 2268 U/min

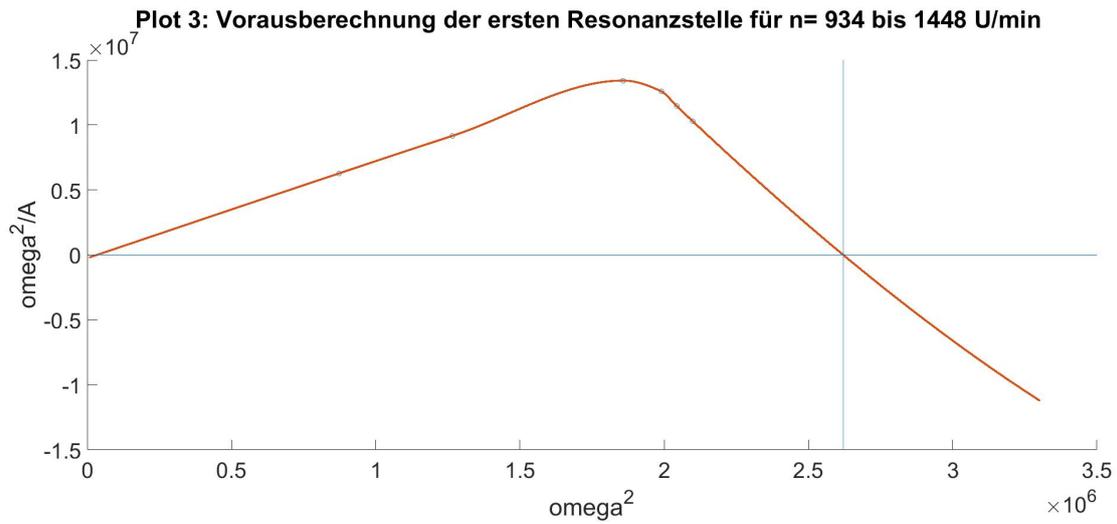


Abbildung 89: Plot 3 für n = 934 bis 1448 U/min

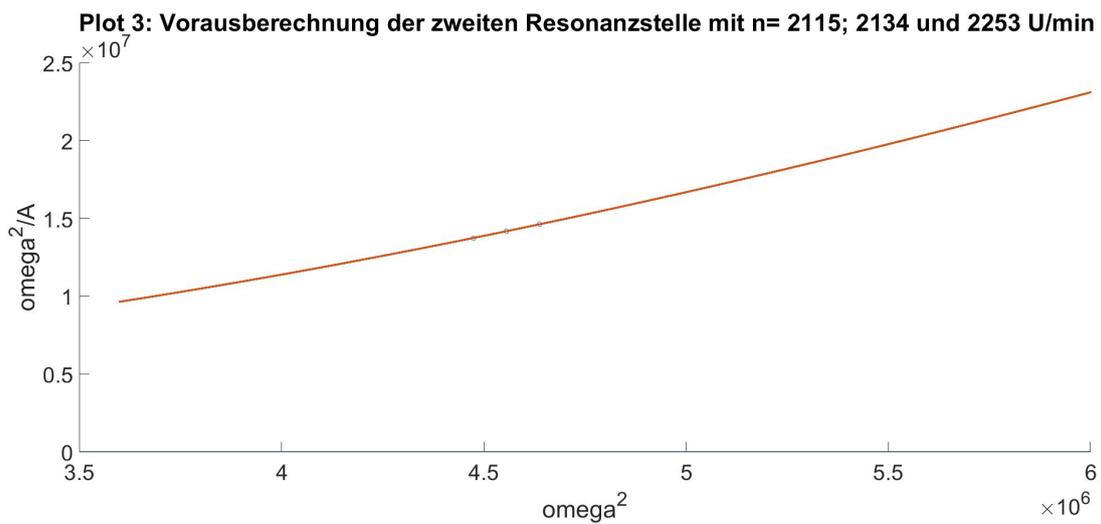


Abbildung 90: Plot 3 für n = 2115; 2134 und 2153 U/min

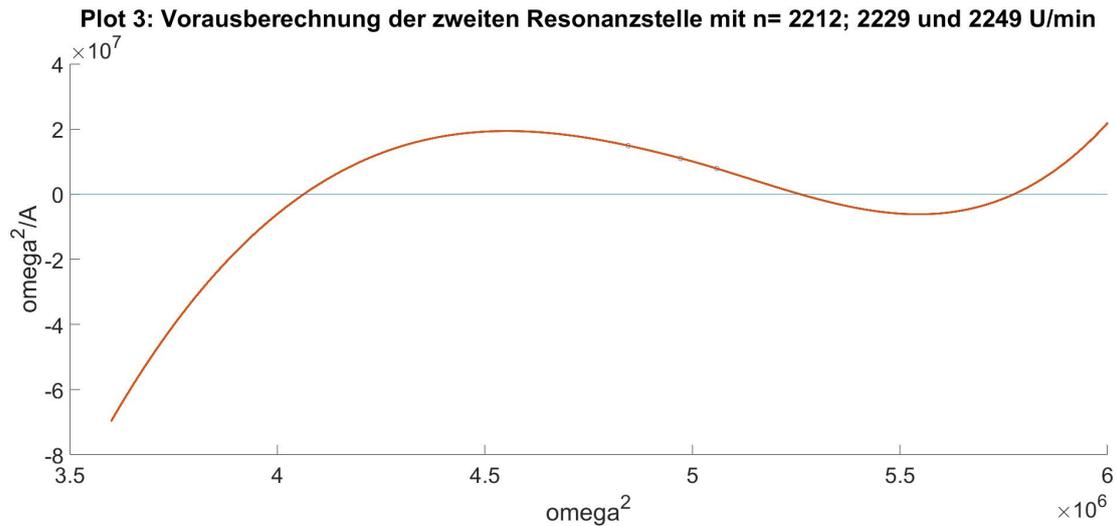


Abbildung 91: Plot 3 für n = 2201; 2229 und 2268 U/min

11.3 Matlab - Einlesen

```
%=====Diplomarbeit=====
%====Einlesen der lvm-Datei aus LabVie in ein Matrix=====
%   Herr Johann Kogler BSc           e0848590

clear all
clc

% Zahlen Einlesen als string
[data] = textread('C:\...\n10.lvm', '%s', 'headerlines', ...,
0, 'bufsize', 10000);
% ersetze Komma durch Punkt
data = strrep(data, ',', '.', '');
% suche Zahlen
num = regexp(data, '(-)?\d+(\.\d+)?', 'match');
num = [num{:}];
num = reshape(num, 5, [])'; % 5 ist die Anzahl der Spalten
% im File
% Cell in Matrix umwandeln
mat = str2double(num);
filename='d2.mat'
save(filename, 'mat')
```

11.4 Matlab - automatisiertes Einlesen

```
%=====Diplomarbeit=====
%=Automatisiertes Einlesen mehrerer lvm-Dateien
%aus LabView in ein Matrix=
%  Herr Johann Kogler BSc          e0848590

clear all
clc
%=====Verzeichniswahl=====
athname = uigetdir(' ', 'C:\Users\jkogler\Desktop\
Diplomarbeit_Kogler\Matlab_Labviewdaten\
Daten_aus_LabView_Messungen\
Messung_20_2_dww\Ausgabewerte ');
if pathname == 0
    return
end

%=====Suchen der lvm-Dateien im Verzeichnis und
%erstellen eines..=====
%=====Vektors mit den Name der Dateien=====
Mdir = dir(pathname);
nentries = size(Mdir, 1);
Mfiles = [];
for entry_i = 1:nentries
    if Mdir(entry_i).isdir == false

        filename = Mdir(entry_i).name;
        if filename(1) ~= '.'
            [p, n, ext] = fileparts(filename);
            if strcmpi(ext, '.lvm')
                Mfiles = strvcats(Mfiles, filename);
            end
        end
    end
end
end
nfiles = size(Mfiles, 1);
C = cellstr(Mfiles);
C(5)

%=====Einlesen der Dateien mit Hilfe des zuvor erstellten
```

```
%Namens-Vektors=====
for b=1:1:nbfiles
name=C{b,1};
[data] = textread( ...
name, ...
'%s', 'headerlines', 0, 'bufsize', 10000); % Zahlen Einlesen
% als string
data = strrep(data, ',', '.'); % ersetze Komma durch Punkt
num = regexp(data, '(-)?\d+(\.\d+)?', 'match'); % suche Zahlen
num = [num{:}];
num = reshape(num, 5, [])'; % 5 ist die Anzahl deiner Spalten
%im Word File
mat = str2double(num); % Cell in Matrix umwandelnad
assignin('base', 'filename', ['m' num2str(b)]);
save(filename, 'mat')
end
```

11.5 Matlab-Unterprogramm zum Laden der Dateien

```
%=====Diplomarbeit=====
%=====Unterprogramm zum Laden der
% Matrizen=====
% Herr Johann Kogler BSc e0848590

function [Amp,dia] = laden(input1)

%Laden der Matrix
load(input1);
dim=size(mat);
n=dim(1,1);

%Erstellen von Zero-Matrizen
zeit=zeros(n,1);
dist1=zeros(n,1);
dist2=zeros(n,1);
phase=zeros(n,1);
istdreh=zeros(n,1);
r10=zeros(n,1);
%=====Aufteilen in einzelne Vektoren=====
for a=1:1:n
```

```
    zeit(a,1)=mat(a,1);
end
%Es werden die Wirbelstromsignale in V hier schon
% in mm umgerechnet
for b=1:1:n
    dist1(b,1)=(mat(b,2)+0.1)/(-0.39370);
end

for c=1:1:n
    dist2(c,1)=(mat(c,3)+0.1)/(-0.39370);
end

for e=1:1:n
    istdreh(e,1)=mat(e,5)*2000;
end

%====Berechnen des Mittelpunkts des Orbits====

%Max und Min Wert von Kanal1 und Kanal2 auslesen
a1=max(dist1(:,1));
a2=min(dist1(:,1));
b1=max(dist2(:,1));
b2=min(dist2(:,1));

%Berechnen der neuen Wege
delta1=(a1-a2)/2;
delta2=(b1-b2)/2;
dist1x=dist1-(a2+delta1);
dist2x=dist2-(b2+delta2);

r10=zeros(n,1);

for d=1:1:n
    r10(d,1)=sqrt((dist1x(d,1))^2+(dist2x(d,1))^2);
end

Amp=max(r10);
dia=mean(istdreh);
```

11.6 Matlab - Ausschwingversuch vor Umbau

```
%=====Diplomarbeit=====
=====Auswertung des Ausschwingversuchs
%fuer Kanal 1 – Anfangszustand =====
% Herr Johann Kogler BSc          e0848590
clear all
close all
clc
%=====Laden der Signalmatrix=====

load('d1.mat'); %Die zuvor im Einlese-Programm
%erstellte Matrix laden
dim=size(mat); %Ausgabe der Matrixgroesse
n=dim(1,1);

%=====Erstellen der Vektoren fuer die einzelnen Signale=====
%Es werden gleichzeitig die Abstandssignale von V
%in mm konvertiert
zeit=zeros(n,1);
dist1=zeros(n,1);
dist2=zeros(n,1);
phase=zeros(n,1);
istdreh=zeros(n,1);

for a=1:1:n %Erstellen eines Vektors fuer die Zeit
    zeit(a,1)=mat(a,1);
end

for b=1:1:n %Erstellen eines Vektors
%fuer den Abstand Kanal 1
    dist1(b,1)=(mat(b,2)+0.1)/(-0.39370);
end

for c=1:1:n %Erstellen eines Vektors
%fuer den Abstand Kanal 2
    dist2(c,1)=(mat(c,3)+0.1)/(-0.39370);
end

for u=1:1:n %Erstellen eines Vektors fuer die Phase
% optischer Sensor
    phase(u,1)=mat(u,4);
```

```
end

for e=1:1:n %Erstellen eines Vektors fuer die Ist-Drehzahl
% - Motorst.output
    istdreh(e,1)=mat(e,5);
end

%====Verschieben des Abstandssignal zur Mitte hin====

a1=max(dist1(:,1)); %Max und Min-Werte auslesen
%der Abstaende Kanal 1 & 2
a2=min(dist1(:,1));
b1=max(dist2(:,1));
b2=min(dist2(:,1));

delta1=(a1+a2)/2; %Verschiebung zur Nullachse
%der Abstandssignale
delta2=(b1+b2)/2; %Schwingung um Null
dist1x=dist1-(delta1)-0.005;
dist2x=dist2-(delta2);

c1=max(dist2x(:,1)); %Nochmaliges auslesen der Max-
%und Min-Werte
c2=min(dist2x(:,1));
d1=max(dist1x(:,1));
d2=min(dist1x(:,1));

%figure(1)
%plot(zeit,dist1x)

%figure(2)
%plot(zeit,dist2x)

%====Einrichten der Zeitachse====

te=find(zeit==14); %Bestimmung der Position im Vektor wo
%das Diagramm endet
s1=find(dist1x==d1); %Finden der Position des Max-Werts
s1x=s1(1,1)-10; %Definition damit das Diagramm 10 Werte
%vor Max beginnt
```

```

zmm=size(zeit);
zm=zmm(1,1);
zeitm=zeros(zm,1);
for i=1:1:zm
zeitm(i,1)=s1x;
end
zeits=zeit(s1x:te)-zeit(s1x); %Werte die zeitlich
%dargestellt
%werden sollen minus der Anfangszeit, damit
%es bei Null beginnt
dist1xs=dist1x(s1x:te); %Selbe Auswahl fuer Abstandvektor

%=====Eigenfrequenz bestimmen=====
null1=find((-0.001)>dist1xs <0.0001);
null=find(abs(dist1xs -0) < 0.0005);

nst1=[zeits(80,1); zeits(217,1); zeits(370,1); zeits(515,1);...
zeits(664,1); zeits(805,1); zeits(958,1); zeits(1101,1)];
nst2=[zeits(3300,1); zeits(3439,1); zeits(3595,1);...
zeits(3730,1); zeits(3886,1)];

freq1=zeros(7,1);
for i=1:1:7
freq1(i,1)=1/((nst1(i+1)-nst1(i,1))*2);
end
f1=sum(freq1)/7;

freq2=zeros(4,1);
for i=1:1:4
freq2(i,1)=1/((nst2(i+1)-nst2(i,1))*2);
end
f2=sum(freq2)/4;

fr=(f1+f2)/2 %Die Eigenfrequenz aus den Mittlungen
nr=fr*60 %Resonanzdrehzahl

%=====Bestimmung der Daempfung=====

%finden gewisser Zeiten im Vektor, zwischen denen

```

```
%die Max-Werte bestimmt
%werden sollen
t1=find ( zeit ==1);
t2=find ( zeit ==3);
t3=find ( zeit ==4,2);
t4=find ( zeit ==5,5);
tm=[t1 ; t2 ; t3 ; t4 ];

%Bestimmung der Max-Werte in bestimmten Bereichen
z1=max( dist1xs );
z2=max( dist1xs ( t1 : t2 ) );
z3=max( dist1xs ( t2 : t3 ) );
z4=max( dist1xs ( t3 : t4 ) );
z=[z1 ; z2 ; z3 ; z4 ];

%Bestimmung Position der Max-Werte im Vektor
n11=find ( dist1xs ==z1 );
n11=n11 ( 1 , 1 );
n22=find ( dist1xs ( t1 : t2 ) ==z2 );
n22=n22 ( 1 ) + t1 ;
n33=find ( dist1xs ( t2 : t3 ) ==z3 );
n33=n33 ( 1 ) + t2 ;
n44=find ( dist1xs ( t3 : t4 ) ==z4 );
n44=n44 ( 1 ) + t3 ;
n=[n11 ; n22 ; n33 ; n44 ];

%Bestimmung der Zeitpunkte der Max-Werte
t11=zeits ( n11 , 1 );
t22=zeits ( n22 , 1 );
t33=zeits ( n33 , 1 );
t44=zeits ( n44 , 1 );
tn=[t11 ; t22 ; t33 ; t44 ];

%Berechnung der verschiedener Abklingkonstante
dd0=(-log ( z1 / z2 ) ) / ( t11 - t22 );
dd1=(-log ( z1 / z3 ) ) / ( t11 - t33 );
dd2=(-log ( z1 / z4 ) ) / ( t11 - t44 );
dd3=(-log ( z2 / z3 ) ) / ( t22 - t33 );
dd4=(-log ( z2 / z4 ) ) / ( t22 - t44 );
dd5=(-log ( z3 / z4 ) ) / ( t33 - t44 );
```

```
%Berechnung des Startwerts der e-Funktion
z01=z1/(exp(-dd1*t11));
z02=z2/(exp(-dd2*t22));
z03=z3/(exp(-dd3*t33));
z04=z4/(exp(-dd4*t44));

%Exponentialfunktionen des Abklingens
ex0=z01*exp(-dd0*zeits(:,1));
ex1=z01*exp(-dd1*zeits(:,1));
ex2=z01*exp(-dd2*zeits(:,1));
ex3=z02*exp(-dd3*zeits(:,1));
ex4=z02*exp(-dd4*zeits(:,1));
ex5=z03*exp(-dd5*zeits(:,1));

%Lehr'sches Daempfungsmass
m=8.7;
D0=dd0/(2*m*fr);
D1=dd1/(2*m*fr);
D2=dd2/(2*m*fr);
D3=dd3/(2*m*fr);
D4=dd4/(2*m*fr);
D5=dd5/(2*m*fr);
D=(D0+D1+D2+D2+D4)/5

%Diagramme ploten
figure('name','Ausschwingversuch mit e-Funktion')
xlabel('Zeit in s')
ylabel('Amplitude in mm')
title('Ausschwingvorgang Kanal 1')
axis tight
hold on
plot(zeits,dist1xs)
plot(zeits,ex0)
plot(zeits,ex1)
plot(zeits,ex2)
plot(zeits,ex3)
plot(zeits,ex4)
plot(zeits,ex5)
hold off
```

```
legend('Ausschwingen','ex0','ex1','ex2','ex3','ex4','ex5')
```

11.7 Matlab - Ausschwingversuch nach Umbau

```
%=====Diplomarbeit=====
%=====Auswertung des Ausschwingversuchs
%fuer Kanal 1 nach Umbau=====
% Herr Johann Kogler BSc          e0848590
clear all
close all
clc
%=====Laden der Signalmatrix=====

load('av_w1_3.mat'); %Die zuvor im Einlese-Programm
% erstellte Matrix laden

dim=size(mat); %Ausgabe der Matrixgroesse
n=dim(1,1);

%Erstellen der Vektoren fuer die einzelnen Signale=====
%Es werden gleichzeitig die Abstandssignale von V
%in mm konvertiert
zeit=zeros(n,1);
dist1=zeros(n,1);
dist2=zeros(n,1);
phase=zeros(n,1);
istdreh=zeros(n,1);

for a=1:1:n %Erstellen eines Vektors fuer die Zeit
    zeit(a,1)=mat(a,1);
end

for b=1:1:n %Erstellen eines Vektors fuer
%den Abstand Kanal 1
    dist1(b,1)=(mat(b,2)+0.1)/(-0.39370);
end

for c=1:1:n %Erstellen eines Vektors fuer
%den Abstand Kanal 2
    dist2(c,1)=(mat(c,3)+0.1)/(-0.39370);
```

```
end

for u=1:1:n %Erstellen eines Vektors fuer die Phase
% - optischer Sensor
    phase(u,1)=mat(u,4);
end

for e=1:1:n %Erstellen eines Vektors fuer die Ist-Drehzahl
% - Motorst.output
    istdreh(e,1)=mat(e,5);
end

%====Verschieben des Abstandssignal zur Mitte hin====

a1=max(dist1(:,1)); %Max und Min-Werte auslesen
%der Abstaende Kanal 1 & 2
a2=min(dist1(:,1));
b1=max(dist2(:,1));
b2=min(dist2(:,1));

delta1=(a1+a2)/2; %Verschiebung zur Nullachse
%der Abstandssignale
delta2=(b1+b2)/2; %Schwingung um Null
dist1x=dist1-(delta1)-0.006;
dist2x=dist2-(delta2);

c1=max(dist2x(:,1)); %Nochmaliges auslesen
%der Max- und Min-Werte
c2=min(dist2x(:,1));
d1=max(dist1x(:,1));
d2=min(dist1x(:,1));

%figure(1)
%plot(zeit,dist1x)

%figure(2)
%plot(zeit,dist2x)

%====Einrichten der Zeitachs====
```

```
te=find(zeit==5); %Bestimmung der Position
% im Vektor wo das Digramm endet
s1=find(dist1x==d1); %Finden der Position
%des Max-Werts
s1x=s1(1,1)-10; %Definition damit
%das Diagramm 10 Werte vor Max beginnt
zmm=size(zeit);
zm=zmm(1,1);
zeitm=zeros(zm,1);
for i=1:1:zm
zeitm(i,1)=s1x;
end
zeits=zeit(s1x:te)-zeit(s1x); %Werte die zeitlich
% dargestellt werden sollen
%minus der Anfangszeit, damit es bei Null beginnt
dist1xs=dist1x(s1x:te); %Selbe Auswahl fuer Abstandvektor

%=====Filter=====
df=designfilt('lowpassiir','FilterOrder',2,...
'PassbandFrequency',1000,'PassbandRipple',...
0.01,'SampleRate',200e3);
fvtool(df);
dataIn1=dist1xs;
dataIn2=dist1x;
dataOut1=filter(df,dataIn1);
dataOut2=filter(df,dataIn2);

lpFilt = designfilt('lowpassfir','PassbandFrequency',...
0.03,'StopbandFrequency',0.06,'PassbandRipple',...
0.01,'StopbandAttenuation',65,'DesignMethod','kaiserwin');
fvtool(lpFilt);
dataOut3 = filter(lpFilt,dataIn1);
dataOut4=filter(lpFilt,dataIn2);

dist1xs=dataOut1;

%{
%=====Eigenfrequenz bestimmen=====
null1=find((-0.001)>dist1xs <0.0001);
```

```
null=find(abs(dist1xs-0) < 0.0005);

nst1=[zeits(80,1);zeits(217,1);zeits(370,1);zeits(515,1)...
;zeits(664,1);zeits(805,1);zeits(958,1);zeits(1101,1)];
nst2=[zeits(3300,1);zeits(3439,1);zeits(3595,1);...
zeits(3730,1);zeits(3886,1)];

freq1=zeros(7,1);
for i=1:1:7
freq1(i,1)=1/((nst1(i+1)-nst1(i,1))*2);
end
f1=sum(freq1)/7;

freq2=zeros(4,1);
for i=1:1:4
freq2(i,1)=1/((nst2(i+1)-nst2(i,1))*2);
end
f2=sum(freq2)/4;

fr=(f1+f2)/2; %Die Eigenfrequenz aus den Mittlungen
nr=fr*60; %Resonanzdrehzahl

%}

%=====FFT=====
L=length(dataOut1);
T=zeits(end,1);
FS=L/T;
Y=fft(dataOut1);
P2=abs(Y/L);
P1=P2(1:L/2+1);
P1(2:end-1) = 2*P1(2:end-1);

f= FS*(0:(L/2))/L;
u=f(1,[1:300]);
P11=P1([1:300],1);

figure(100)
plot(u,P11)
xlabel('Frequenz in Hz')
```

```
ylabel('Amplitude')
title('FFT Ausschwingversuch')
axis tight

kl=max(P1(2:end));
hi=find(P1==kl);
ef=f(hi)*60;
fr=ef/60;
kx=max(P1(75:end));
hx=find(P1==kx);
efx=f(hx)*60;
frx=efx/60;

nr=fr*60;
nrx=frx*60;
%====Bestimmung der Daempfung=====

%finden gewisser Zeiten im Vektor, zwischen denen
%die Max-Werte bestimmt
%werden sollen
t1=find(abs(zeits-0.1) < 0.00001);
t2=find(abs(zeits-0.2) < 0.00001);
t3=find(abs(zeits-0.34) < 0.00001);
t4=find(abs(zeits-0.5) < 0.00001);
tm=[t1;t2;t3;t4];
%k = find(abs(y-0.3) < 0.001)

%Bestimmung der Max-Werte in bestimmten Bereichen
z1=max(dist1xs);
z2=max(dist1xs(t1:t2));
z3=max(dist1xs(t2:t3));
z4=max(dist1xs(t3:t4));
z=[z1;z2;z3;z4];

%Bestimmung Position der Max-Werte im Vektor
n11=find(dist1xs==z1);
n11=n11(1,1);
n22=find(dist1xs(t1:t2)==z2);
n22=n22(1)+t1;
n33=find(dist1xs(t2:t3)==z3);
```

```
n33=n33(1)+t2;
n44=find( dist1xs( t3:t4)==z4 );
n44=n44(1)+t3;
n=[n11;n22;n33;n44];

%Bestimmung der Zeitpunkte der Max-Werte
t11=zeits( n11,1 );
t22=zeits( n22,1 );
t33=zeits( n33,1 );
t44=zeits( n44,1 );
tn=[t11;t22;t33;t44];

%Berechnung der verschiedenen Abklingkonstante
dd0=(-log(z1/z2))/(t11-t22);
dd1=(-log(z1/z3))/(t11-t33);
dd2=(-log(z1/z4))/(t11-t44);
dd3=(-log(z2/z3))/(t22-t33);
dd4=(-log(z2/z4))/(t22-t44);
dd5=(-log(z3/z4))/(t33-t44);

%Berechnung des Startwerts der e-Funktion
z01=z1/(exp(-dd1*t11));
z02=z2/(exp(-dd2*t22));
z03=z3/(exp(-dd3*t33));
z04=z4/(exp(-dd4*t44));

%Exponentialfunktionen des Abklingens
ex0=z01*exp(-dd0*zeits(:,1));
ex1=z01*exp(-dd1*zeits(:,1));
ex2=z01*exp(-dd2*zeits(:,1));
ex3=z02*exp(-dd3*zeits(:,1));
ex4=z02*exp(-dd4*zeits(:,1));
ex5=z03*exp(-dd5*zeits(:,1));

%Lehr'sches Daempfungsmass
m=10.7;
D0=dd0/(2*m*fr);
D1=dd1/(2*m*fr);
D2=dd2/(2*m*fr);
D3=dd3/(2*m*fr);
```

```
D4=dd4/(2*m*fr);
D5=dd5/(2*m*fr);
D=(D0+D1+D2+D2+D4)/5
dd=D*(2*m*fr);
ex=z01*exp(-dd*zeits(:,1));
%Diagramme ploten
figure('name',...
'Ausschwingversuch bei Betriebstemperatur mit e-Funktion')
xlabel('Zeit in s')
ylabel('Amplitude in mm')
title('Ausschwingvorgang Kanal 1 bei Betriebstemperatur')
axis tight
hold on
plot(zeits,dist1xs)

plot(zeits,ex0)
plot(zeits,ex1)
plot(zeits,ex2)
plot(zeits,ex3)
plot(zeits,ex4)
plot(zeits,ex5)
plot(zeits,ex)
hold off

legend('Ausschwingen','ex0','ex1','ex2',...
'ex3','ex4','ex5','ex')

%{
figure(9)
hold on
plot(zeits,dataOut1)
%plot(zeits,dist1xs)
hold off
%}
%=====Bestimmung Steifigkeit=====
k=(2*pi*fr)^2*m
```

11.8 Matlab-Orbitausgabe

```
%=====Diplomarbeit=====
%====Erstellen des Orbits und der Wegsignale=====
%   Herr Johann Kogler BSc           e0848590

clear all
clc
close all

%Laden der Matrix
load('n10d.mat');
dim=size(mat);
n=dim(1,1);

%Erstellen von Zero-Matrizen
zeit=zeros(n,1);
dist1=zeros(n,1);
dist2=zeros(n,1);
phase=zeros(n,1);
istdreh=zeros(n,1);
%=====Aufteilen in einzelne Vektoren=====
for a=1:1:n
    zeit(a,1)=mat(a,1);
end
%Es werden die Wirbelstromsignale in V hier schon
% in mm umgerechnet
for b=1:1:n
    dist1(b,1)=(mat(b,2)+0.1)/(-0.39370);
end

for c=1:1:n
    dist2(c,1)=(mat(c,3)+0.1)/(-0.39370);
end

for d=1:1:n
    phase(d,1)=mat(d,4);
end

for e=1:1:n
    istdreh(e,1)=mat(e,5);
```

```
end

%====Berechnen des Mittelpunkts des Orbits====

%Max und Min Wert von Kanal1 und Kanal2 auslesen
a1=max(dist1(:,1));
a2=min(dist1(:,1))
b1=max(dist2(:,1));
b2=min(dist2(:,1))

%Berechnen der neuen Wege
delta1=(a1-a2)/2
delta2=(b1-b2)/2
dist1x=dist1-(a2+delta1);
dist2x=dist2-(b2+delta2);

c1=max(dist2x(:,1))
c2=min(dist2x(:,1))
d1=max(dist1x(:,1))
d2=min(dist1x(:,1))

%====Filter====
df=designfilt('lowpassiir','FilterOrder',2,...
'PassbandFrequency',...
20,'PassbandRipple',0.01,'SampleRate',200e3);
fvtool(df)
dataIn1=dist1x;
dataIn2=dist2x;
dataOut1=filter(df,dataIn1);
dataOut2=filter(df,dataIn2);

lpFilt = designfilt('lowpassfir','PassbandFrequency',...
0.03,'StopbandFrequency',0.06,'PassbandRipple',...
0.01,'StopbandAttenuation',65,'DesignMethod',...
'kaiserwin');
fvtool(lpFilt)
dataOut3 = filter(lpFilt,dataIn1);
dataOut4=filter(lpFilt,dataIn2);

%====Ploten der Diagramme====
```

```
figure(5)
hold on
plot(dist1x , dist2x)
xlabel('Auslenkung Kanal 1')
ylabel('Auslenkung Kanal 2')
title('Orbit')
plot(dataOut3 , dataOut4)
hold off

figure(6)
plot(dataOut1 , dataOut2)
xlabel('Auslenkung Kanal 1')
ylabel('Auslenkung Kanal 2')
title('IIR gefilterter Orbit')

figure(7)
plot(dataOut3 , dataOut4)
xlabel('Auslenkung Kanal 1')
ylabel('Auslenkung Kanal 2')
title('FIR gefilterter Orbit')

%{
figure(8)
hold on
plot(zeit , dist1x)
plot(zeit , dataOut3)
hold off
figure(9)
hold on
plot(zeit , dist2x)
plot(zeit , dataOut4)
hold off

figure(4)
plot(zeit , dist1)
figure(5)
plot(zeit , dist2)

s1=find(dist1x==d1)
s2=find(dist2x==c1)
```

```
s1x=s1-1
%}
```

11.9 Matlab- Amplitudengang

```
%=====Diplomarbeit=====
%Amplitudengang mit Daempfung, ausgewuchtet und kalt=
% Herr Johann Kogler BSc          e0848590
clear all
clc
close all

%Laden der Matrizen des automatisierten Einlesens=
%=====dabei wird die Funktion laden verwendet=====
for w=1:1:59
    assignin('base','filename',[ 'm' num2str(w) '.mat' ]);
    N{w}=filename;
end
N{1}
dim=size(N);
A=zeros(59,1);
d=zeros(59,1);
for v=1:1:59
    input=N{v};
    [A(v,1),d(v,1)]=laden(input);
end

%=====Ueber einen Bereich von 0 bis 3000 U/min
% wird ein Plot mit Interpolation erstellt=====
dq=0:1:3000;
figure(1)
hold on
title('Amplitudengangvergleich von linear ,...
quadtratischer (pchip) und spline Interpolation')
xlabel('Drehzahl in U/min')
ylabel('Amplitude in mm')
dq1 = interp1(d,A,dq,'spline');
dq2 = interp1(d,A,dq,'pchip');
plot(d,A);
plot(d,A,'o',dq,dq1,':');
plot(d,A,'o',dq,dq2,':');
```

```
xlim([0 2800]);  
legend({'linear ', 'spline ', 'pchip'}, 'Location', 'EastOutside')  
hold off
```

```
%====Ausgaben fuer spaetere Vergleiche  
Aw=A;  
dw=d;  
save('Am.mat', 'Aw')  
save('dm.mat', 'dw')
```

11.10 Matlab- Amplitudengangvergleich

```
%====Diplomarbeit=====  
%====Amplitudengangvergleiche=====  
% Herr Johann Kogler BSc e0848590
```

```
clear all  
close all  
clc  
%====Laden der bei den einzelnen  
%Amplitudengaengen Ausgegebenen Ergebnisse====  
load('Am.mat')  
load('dm.mat')  
load('Ak.mat')  
load('dk.mat')  
load('Awr.mat')  
load('dwr.mat')  
load('Ak2.mat')  
load('dk2.mat')
```

```
%====Verschiedene Plots mit diversen  
%Vergleichen und Interpolationen====
```

```
dq=0:1:3000;
```

```
figure(1)  
title('Amplitudengang Vergleich warm und kalt')  
xlabel('Drehzahl in U/min')  
ylabel('Amplitude in mm')  
hold on
```

```
plot(dw, Aw);
plot(dk, Ak);
xlim([0 2900]);
legend({'warm', 'kalt'}, 'Location', 'EastOutside')
hold off
```

```
figure(2)
title('Amplitudengang Vergleich warm...
und kalt mit spline-Interpolation')
xlabel('Drehzahl in U/min')
ylabel('Amplitude in mm')
hold on
dq1w = interp1(dw, Aw, dq, 'spline');
dq1k = interp1(dk, Ak, dq, 'spline');
%dq2 = interp1(d, A, dq, 'pchip');
plot(dw, Aw, 'o', dq, dq1w, ':. ');
plot(dk, Ak, 'o', dq, dq1k, ':. ');
xlim([0 2700]);
legend({'betriebswarm', 'kalt'}, 'Location', 'EastOutside')
hold off
```

```
figure(3)
title('Amplitudengang Vergleich betriebswarm...
und kalt mit quadtratischer Interpolation')
xlabel('Drehzahl in U/min')
ylabel('Amplitude in mm')
hold on
dq1w = interp1(dw, Aw, dq, 'pchip');
dq1k = interp1(dk, Ak, dq, 'pchip');
plot(dw, Aw, 'o', dq, dq1w, ':. ');
plot(dk, Ak, 'o', dq, dq1k, ':. ');
xlim([0 2700]);
legend({'betriebswarm', 'kalt'}, 'Location', 'EastOutside')
hold off
```

```
figure(4)
title('Amplitudengang Vergleich bei Messungen ...
bei steigender und fallender Drehzahl ...
in Betriebstemperatur mit quadtratischer Interpolation')
xlabel('Drehzahl in U/min')
```

```
ylabel('Amplitude in mm')
hold on
dq1w = interp1(dw, Aw, dq, 'pchip');
dq1k = interp1(dwr, Awr, dq, 'pchip');
plot(dw, Aw, 'o', dq, dq1w, ':. ');
plot(dwr, Awr, 'o', dq, dq1k, ':. ');
xlim([0 2700]);
legend({'0 ->3000 ', '3000 -> 0'}, 'Location', 'EastOutside')
hold off
```

```
dq2=2100:1:3000;
```

```
Aw2=Aw(38:59);
dw2=dw(38:59);
```

```
figure(6)
title('Amplitudengang Vergleich kalt und ...
      betriebswarm der zweiten Resonanz ...
      mit quadtratischer Interpolation')
xlabel('Drehzahl in U/min')
ylabel('Amplitude in mm')
hold on
dq1w = interp1(dw2, Aw2, dq2, 'pchip');
dq1k = interp1(dk2, Ak2, dq2, 'pchip');
plot(dw2, Aw2, 'o', dq2, dq1w, ':. ');
plot(dk2, Ak2, 'o', dq2, dq1k, ':. ');
xlim([2100 2700]);
legend({'betriebswarm ', 'kalt'}, 'Location', 'EastOutside')
hold off
```

11.11 Resonanzvorhersage

```
%=====Diplomarbeit=====
%=====Resonsnznvorhersage =====
% Herr Johann Kogler BSc          e0848590
clear all
clc
close all
clear home
```

```
%Laden der mit LabView gemessenen Daten

for w=1:1:59
    assignin('base','filename',[ 'mw' num2str(w) '.mat' ]);
    N{w}=filename;
end
N{1}
dim=size(N);
A=zeros(59,1);
d=zeros(59,1);
for v=1:1:59
    input=N{v};
    [A(v,1),d(v,1)]=laden(input);
end
dq=0:1:3000;

%kompletter plot 1

omega=d/60;
x=A./(omega.*omega);
figure(2)
hold on
title('Plot 1 ueber den gesamten Drehfrequenzbereich')
xlabel('Amplitude durch Drehfrequenz zum Quadrat')
ylabel('Amplitude in mm')
plot(x(5:end),A(5:end),'o',x(5:end),A(5:end))
%legend('dots','line')
hold off

%kompletter Plot 2

figure(3)
hold on
title('Plot 2 ueber den gesamten Drehfrequenzbereich')
ylabel('Amplitude mal Drehfrequenz zum Quadrat')
xlabel('Amplitude in mm')
plot(A,(A.*(omega.*omega)),'o',A,(A.*(omega.*omega)))
hold off
```

```
%kompletter Plot 3
```

```
figure(4)
hold on
title('Plot 3 ueber den gesamten Drehfrequenzbereich')
ylabel('Drehfrequenz zum Quadrat durch Amplitude')
xlabel('Drehfrequenz zum Quadrat')
plot(((omega.*omega)),(omega.*omega)./A,'o',...
((omega.*omega)),(omega.*omega)./A)
hold off
```

```
%Amplitudengang
```

```
figure(1)
hold on
title('Amplitudengang im betriebswarmen ...
Zustand mit quadratischer Interpolation')
xlabel('Drehzahl in U/min')
ylabel('Amplitude in mm')
%dq1 = interp1(d,A,dq,'spline');
dq2 = interp1(d,A,dq,'pchip');
%plot(d,A);
%plot(d,A,'o',dq,dq1,':');
plot(d,A,'o',dq,dq2,':');
xlim([0 2800]);
%legend({'linear','spline','pchip'},'Location','EastOutside')
hold off
```

```
%gemessene Resonanzdrehzahl
```

```
maxA0=max(dq2)
num0=find(maxA0==dq2)
nr0=dq(num0)
maxA=max(dq2(2000:end))
num=find(maxA==dq2)
nr=dq(num)
```

```
%====Erste Resonanzdrehzahl Plot 1 nach Virgin====
```

```
dp11=d([11 12 13]);
Ap11=A([11 12 13]);
```

```
xd=Apl1./(dpl1.*dpl1);
p1=polyfit(xd,Apl1,1);
f1=polyval(p1,xd);
figure(5)
hold on
title('Plot 1: Vorausberechnung der ersten ...
Resonanzstelle mit n= 1410; 1429 und 1486 U/min')
%plot(dpl1,Apl1,'o')
plot(Apl1./(dpl1.*dpl1),Apl1,'o')
plot(xd,f1,'-r')
hold off

dy1=abs(f1(end)-f1(1));
dx1=abs(xd(end)-xd(1));
k1=dy1/dx1;
nr1=sqrt(k1)
fehler1=(nr1/nr0-1)*100

%Resonanzdrehzahl Plot 2 nach Virgin

dpl2=d([11 12 13]);
Apl2=A([11 12 13]);
xd2=Apl2;
yd2=Apl2.*dpl2.*dpl2;
p2=polyfit(xd2,yd2,1);
f2=polyval(p2,xd2);
figure(6)
hold on
title('Plot 2: Vorausberechnung der ersten ...
Resonanzstelle mit n= 1410; 1429 und 1486 U/min')
%plot(dpl1,Apl1,'o')
plot(xd2,yd2,'o')
plot(xd2,f2,'-r')
hold off

dy2=abs(f2(end)-f2(1));
dx2=abs(xd2(end)-xd2(1));
k2=dy2/dx2;
nr2=sqrt(k2)
fehler2=(nr2/nr0-1)*100
```

```
%[1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19]

%=====Erste Resonanzdrehzahl Plot 3 nach Virgin=====
dp3q=10000:1:3300000;
dpl3=d([6 7 8 9 10 11 12 13]);
Apl3=A([6 7 8 9 10 11 12 13]);
xd3=dpl3.*dpl3;
yd3=(dpl3.*dpl3)./Apl3;
dq3 = interp1(xd3,yd3,dp3q,'pchip');
figure(7)
hold on
title('Plot 3: Vorausberechnung der ersten ...
  Resonanzstelle mit 7 Messwerten ...
  von 556 bis 1448 U/min ');
plot(xd3,yd3,'o',dp3q,dq3,':');
line([3500000 10000],[0 0])
line([ 2620470 2620470 ],[ 15000000 -15000000 ])
hold off

y0=find(abs(dq3) < 10);
y0s=y0(end);
y00=dq3(y0s);
x0=dp3q(y0s);
nr3=sqrt(x0)
fehler3=(nr3/nr0-1)*100

%=====Zweite Resonanzdrehzahl Plot 1 nach Virgin=====

dpl4=d([40 41 42]);
Apl4=A([40 41 42]);
xd4=Apl4./(dpl4.*dpl4);
p4=polyfit(xd4,Apl4,1);
f4=polyval(p4,xd4);
figure(8)
hold on
title('Plot 1: Vorausberechnung der zweiten ...
  Resonanzstelle mit n= 2201; 2229 und 2249 U/min')
%plot(dpl4,Apl4,'o')
plot(Apl4./(dpl4.*dpl4),Apl4,'o')
plot(xd4,f4,'-r')
```

```
hold off

dy4=abs(f4(end)-f4(1));
dx4=abs(xd4(end)-xd4(1));
k4=dy4/dx4;
nr4=sqrt(k4)
fehler4=(nr4/nr-1)*100

%Resonanzdrehzahl Plot 2 nach Virgin

dpl5=d([39 40 41 42]);
Apl5=A([39 40 41 42]);
xd5=Apl5;
yd5=Apl5.*dpl5.*dpl5;
p5=polyfit(xd5,yd5,1);
f5=polyval(p5,xd5);
figure(9)
hold on
title('Plot 2: Vorausberechnung der zweiten ...
Resonanzstelle mit n= 2201; 2229 und 2249 U/min')
%plot(dpl5,Apl5,'o')
plot(xd5,yd5,'o')
plot(xd5,f5,'-r')
hold off

dy5=abs(f5(end)-f5(1));
dx5=abs(xd5(end)-xd5(1));
k5=dy5/dx5;
nr5=sqrt(k5)
fehler5=(nr5/nr-1)*100
%[1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19]

%Resonanzdrehzahl Plot 3 nach Virgin
dp6q=3600000:1:5500000;
dpl6=d([36 37 38 39 40 41 42]);
Apl6=A([36 37 38 39 40 41 42]);
xd6=dpl6.*dpl6;
yd6=(dpl6.*dpl6)./Apl6;
dq6 = interp1(xd6,yd6,dp6q,'pchip');
figure(10)
```

```
hold on
title('Plot 3: Vorausberechnung der zweiten ...
      Resonanzstelle mit 7 Messwerten ...
      von 22012 bis 2249 U/min')
plot(xd6,yd6,'o',dp6q,dq6,':.' );

hold off

y6=find(abs(dq6) < 10);
y66=dq3(y6);
x6=dp6q(y6);
nr6=sqrt(x6)
fehler6=(nr6/nr-1)*100
```


11.12 Bilder

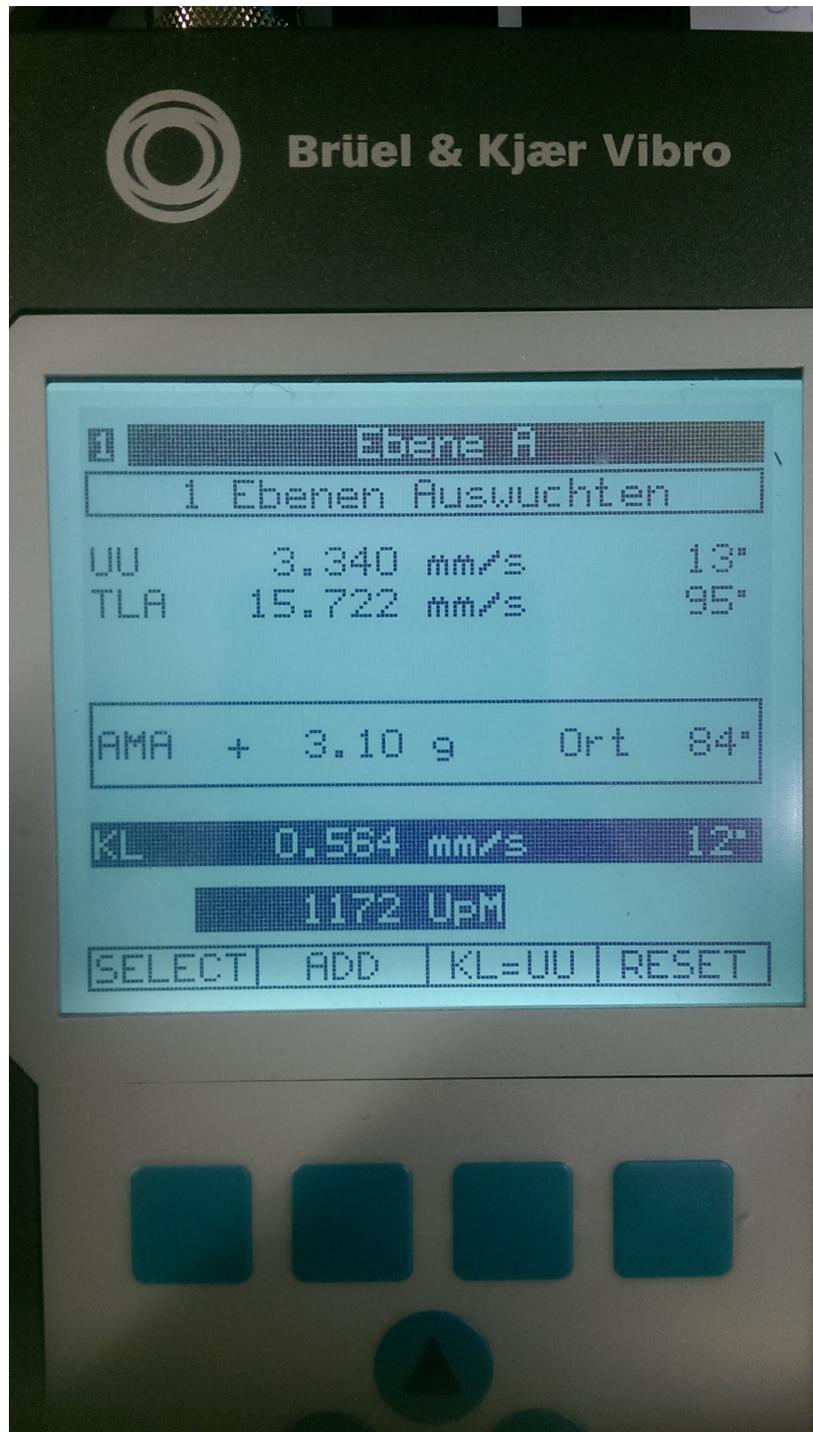


Abbildung 92: Ergebnis am VIBROTEST 60 des Wuchtvorgangs



Abbildung 93: Verwendete Schrauben für den Wuchtvorgang

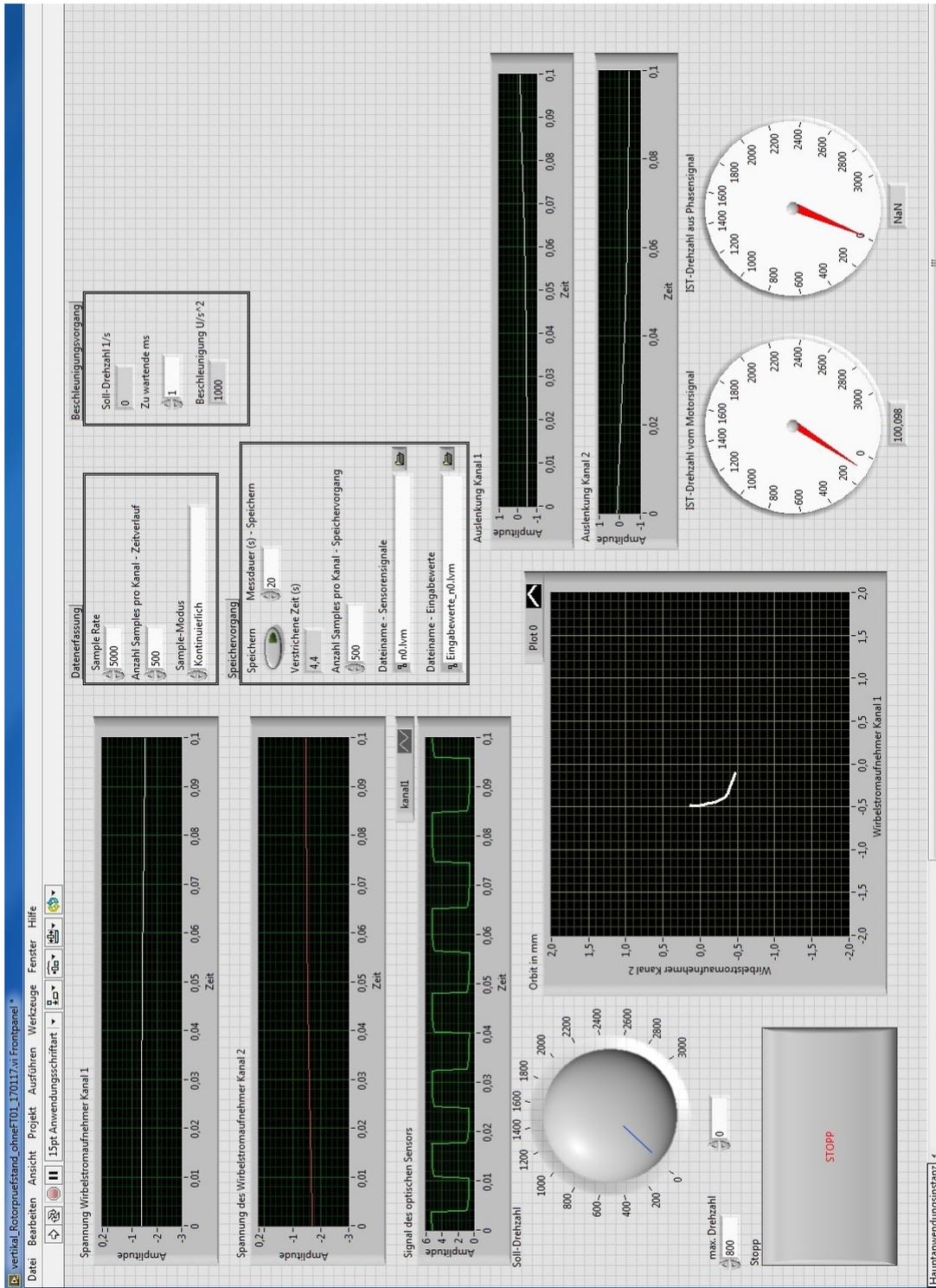


Abbildung 94: LabView - Bedienfeld

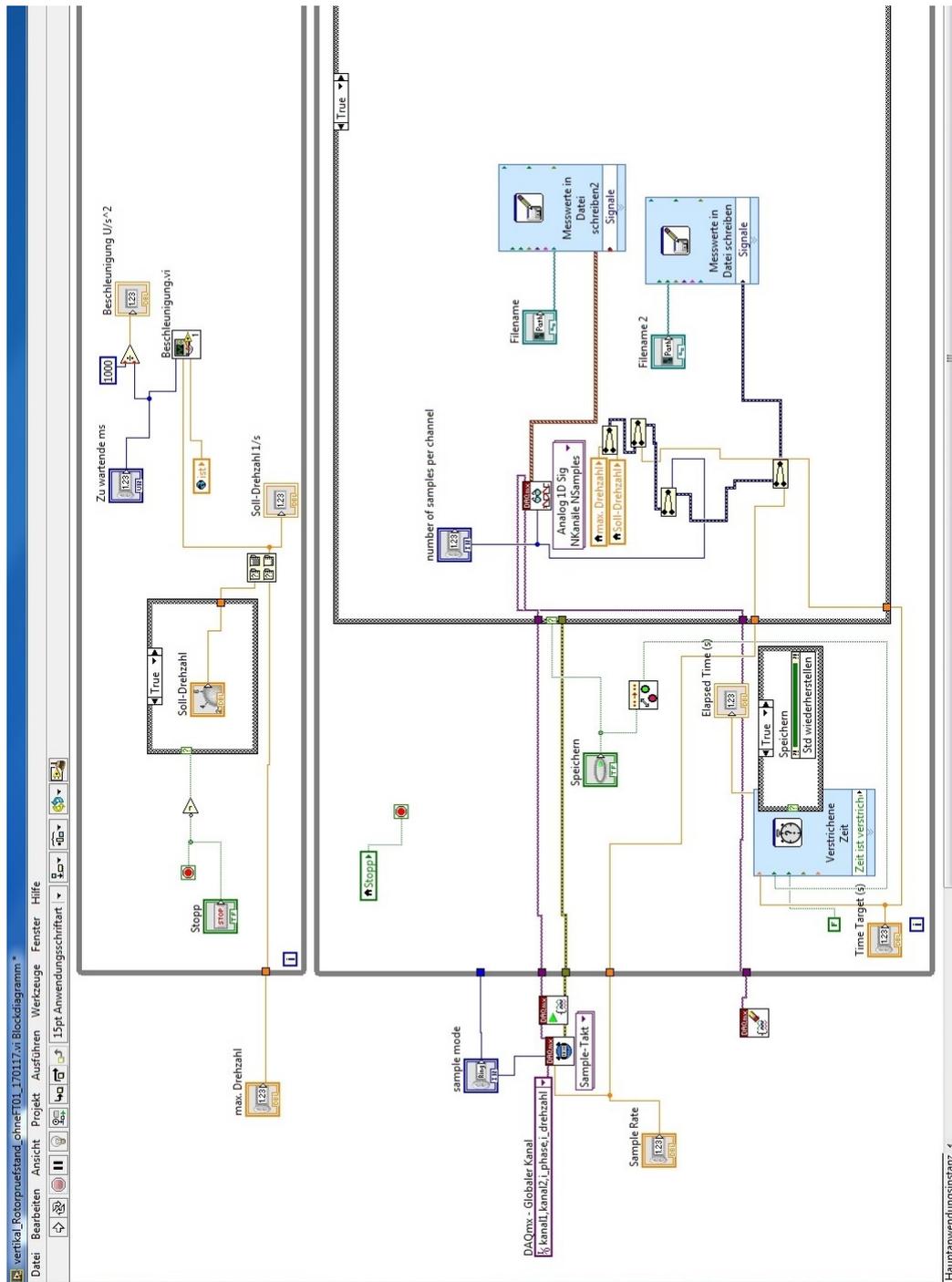


Abbildung 96: LabView - Blockdiagramm der Option Speichern

11.13 Konstruktionszeichnungen

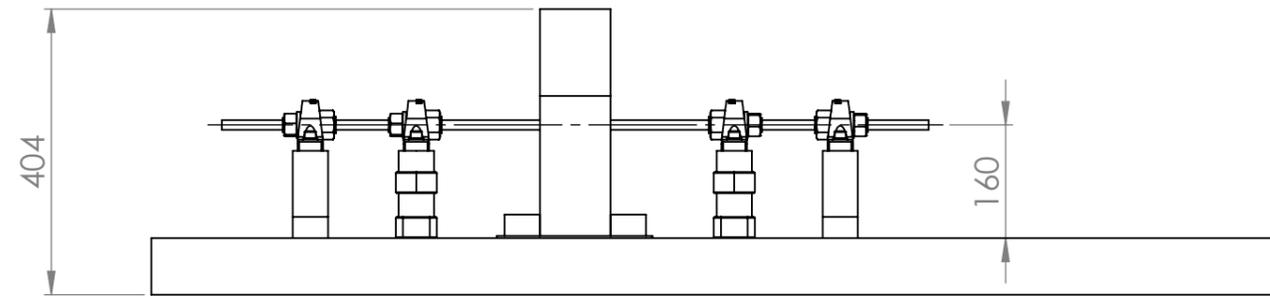
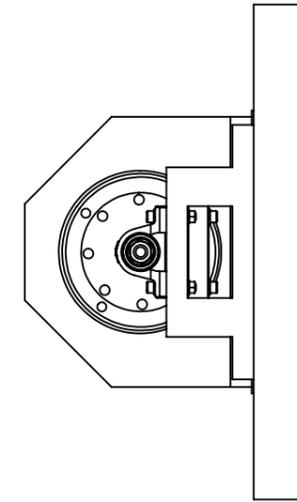
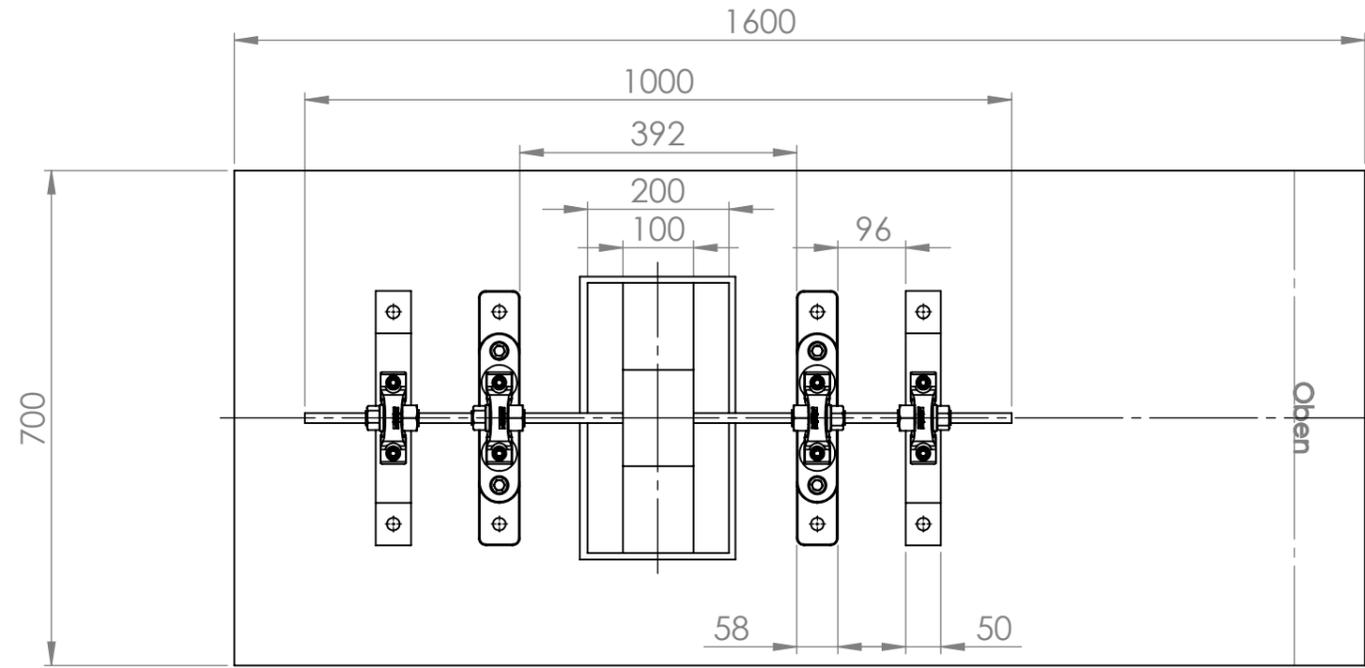
Diese sind am Ende der Arbeit in A3-Format zu finden.

12 Abbildungsverzeichnis

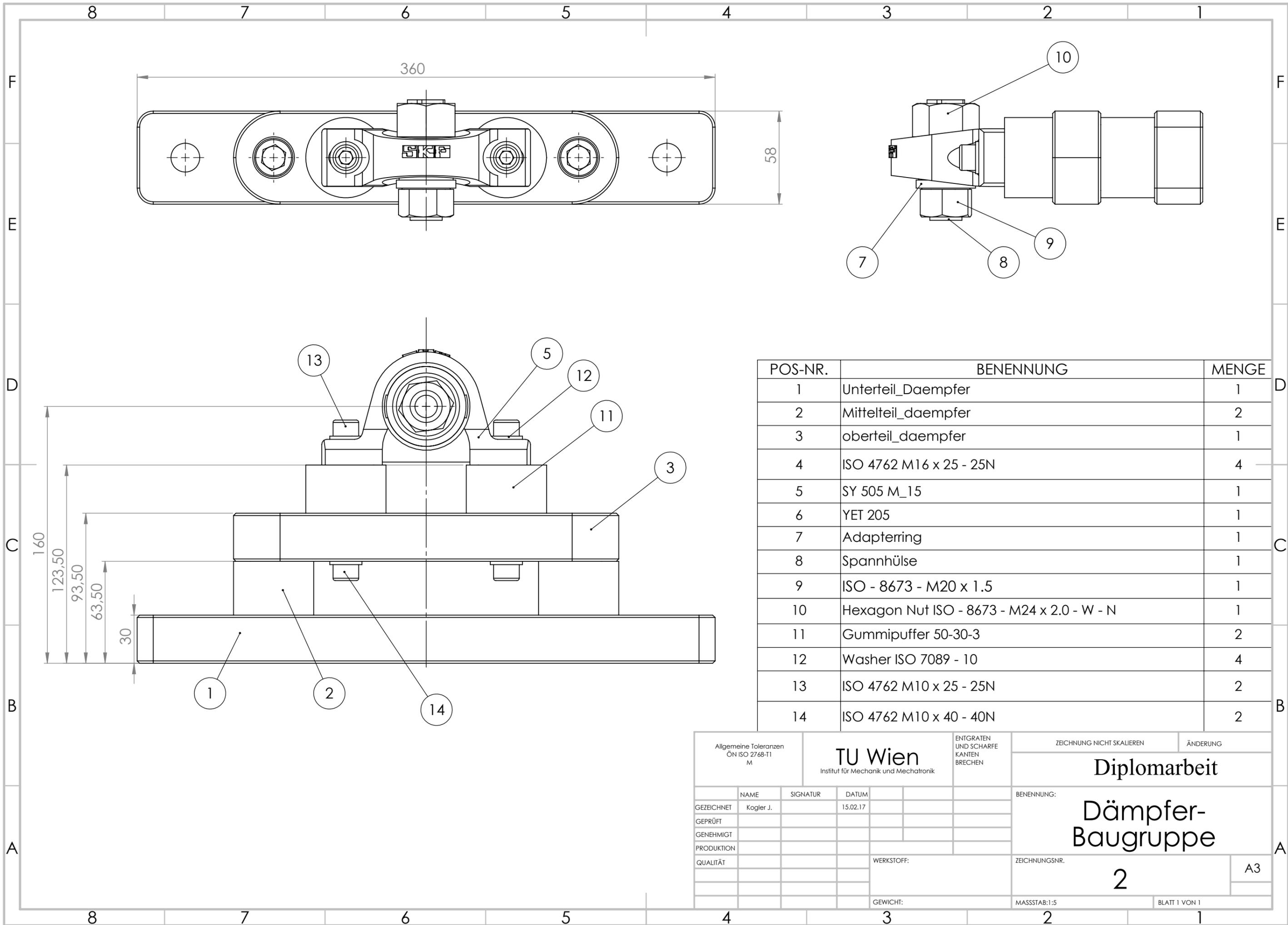
1	Ursprünglicher Prüfstand	3
2	Koordinatensystem der Diplomarbeit Tauchner [11]	4
3	Skizze des verwendeten Koordinatensystems	5
4	Signalverarbeitung NI SC-2345	6
5	Externer Filter zur Signalaufbereitung für die Soll-Drehzahl-Steuerung	6
6	Anschlüsse Motorsteuerung	9
7	Manson NRP-3630 Power Supply zur externen Energieversorgung von SC-2345	10
8	Prüfstand mit zusätzlicher Dämpfung	12
9	Schematische Gegenüberstellung des Prüfstands vor Umbau (li.) und des Prüfstands nach Umbau (re.)	13
10	Zusätzliches Lager mit Dämpfung	13
11	LabView - Bedienungsfenster	14
12	LabView - Blockdiagramm der Echtzeitdarstellung	16
13	LabView - Blockdiagramm des Speichervorgangs	16
14	LabView - Blockdiagramm SubVI Beschleunigung - Bremsen mit Frontpanel	17
15	LabView - Blockdiagramm der SubVI Beschleunigung - Beschleunigen	17
16	LabView - Blockdiagramm der SubVI Beschleunigung - Konstant .	18
17	Skizze des verwendeten Koordinatensystems	20
18	Orbit bei $n=10$ U/min - Vorkrümmung	21
19	Ausschwingversuch Kanal 1 mit e-Funktionen als angenäherte Einhüllende	23
20	Ausschwingversuch Kanal 2 mit e-Funktionen als angenäherte Einhüllende	24
21	Messaufbau des Wuchtvorgangs	28
22	Rotor mit Wuchtgewichten-Schrauben	29
23	Ermittlung der Vorkrümmung	31
24	Skizze des verwendeten Koordinatensystems	32
25	Ausschwingversuch Kanal 1 nach Umbau mit angenäherter e-Funktion	33
26	Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs Kanal 1	34
27	Ausschwingversuch Kanal 2 nach Umbau mit angenäherter e-Funktion	35
28	Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs Kanal 2	36
29	Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs parallel zur Grundplatte .	38
30	Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs senkrecht zur Grundplatte	39
31	Temperaturmesspunkte	40
32	Ausschwingversuch Kanal 1 bei Betriebstemperatur	41
33	Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs Kanal 1 bei Betriebstem- peratur	41
34	Ausschwingversuch Kanal 1 bei Betriebstemperatur	43

35	Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs Kanal 2 bei Betriebstemperatur	44
36	Frequenzanalyse des Ausschwingversuchs bei n=100 U/min in Richtung von Kanal 1	45
37	Vergleich des Amplitudengangs bei linearer, quadratischer und spline Interpolation	46
38	Vergleich des Amplitudengangs bei betriebswarmen und bei kaltem Zustand	48
39	Vergleich der zweiten Resonanzstelle bei betriebswarmen und bei kaltem Zustand	49
40	Amplitude über der Zeit bei einer konstanten Drehzahl von 1610 U/min	50
41	Amplitude über die Zeit bei einer konstanten Drehzahl von 2316 U/min	52
42	Vergleich von Erhöhung der Soll-Drehzahl von 0 bis 2700 U/min und bei Verringerung von 2700 auf 0 U/min	53
43	Vergleich von Erhöhung der Soll-Drehzahl von 2175 bis 2700 U/min und bei Verringerung von 2700 auf 2175 U/min	54
44	Vergleich des Amplitudengangs bei Erhöhung und Erniedrigung der Drehzahl, ohne abwarten der Einschwingzeit	55
45	Schwingender Orbit bei n = 2530	56
46	Orbit bei n=556 U/min	57
47	Orbit bei n=1125 U/min	57
48	Orbit bei n=1410 U/min	58
49	Orbit bei n=1467 U/min	58
50	Orbit bei n=1562 U/min	59
51	Orbit bei n=1838 U/min	59
52	Orbit bei n=2229 U/min	60
53	Orbit bei n=2249 U/min	60
54	Orbit bei n=2288 U/min	61
55	Orbit bei n=2747 U/min	61
56	Diagramme zur Bestimmung des G-Moduls mittels Shore-Härte aus [17]	63
57	Messapplikation für Dehnungsversuch des Gummi-Metall-Puffers	64
58	Messapplikation für Schubversuch des Gummi-Metall-Puffers	64
59	Federkennlinie bei Zug	65
60	Federkennlinie bei Schub	66
61	Gummifederkennlinie aus [1]	67
62	Temperaturabhängigkeit von Gummifedern aus [3]	68
63	Diagramme aus [10]	70

64	Amplitudengang des Prüfstandes im betriebswarmen Zustand . . .	72
65	Plot 1 über den gesamten Drehfrequenzbereich	73
66	Plot 2 über den gesamten Drehfrequenzbereich	73
67	Plot 3 über den gesamten Drehfrequenzbereich	74
68	Plot 1 für $n = 1410; 1429$ und 1486 U/min; Messung 1	75
69	Plot 1 für $n = 2201; 2229$ und 2249 U/min; Messung 4	76
70	Plot 2 für $n = 1363; 1410$ und 1429 U/min; Messung 1	77
71	Plot 1 für $n = 2229; 2249$ und 2268 U/min; Messung 4	78
72	Plot 3 für $n = 1410; 1429$ und 1429 U/min	79
73	Plot 3 für $n = 2134; 2153$ und 2201 U/min	80
74	Solid-Modell des Prüfstands	82
75	Eigenfrequenzen aus der Permas-Berechnung	83
76	Erster Biegemode	85
77	Zweiter Biegemode	85
78	Amplitudengang in x-Richtung - Originalausgabe Python-Skript . .	86
79	Amplitudengang in y-Richtung - Originalausgabe Python-Skript . .	87
80	Steckplatzbelegung SC-2345	92
81	Plot 1 für $n = 1363; 1410$ und 1429 U/min	93
82	Plot 1 für $n = 1448; 1467$ und 1486 U/min	93
83	Plot 1 für $n = 2134; 3153$ und 2201 U/min	94
84	Plot 1 für $n = 2229; 2249$ und 2268 U/min	94
85	Plot 2 für $n = 1125; 1363$ und 1410 U/min	95
86	Plot 2 für $n = 1429; 1448$ und 1467 U/min	95
87	Plot 2 für $n = 2134; 2153$ und 2201 U/min	96
88	Plot 2 für $n = 2229; 2249$ und 2268 U/min	96
89	Plot 3 für $n = 934$ bis 1448 U/min	97
90	Plot 3 für $n = 2115; 2134$ und 2153 U/min	97
91	Plot 3 für $n = 2201; 2229$ und 2268 U/min	98
92	Ergebnis am VIBROTEST 60 des Wuchtvorgangs	128
93	Verwendete Schrauben für den Wuchtvorgang	129
94	LabView - Bedienfeld	130
95	LabView - Blockdiagramm der Echtzeitdarstellung	131
96	LabView - Blockdiagramm der Option Speichern	132



Allgemeine Toleranzen: ÖN ISO 2768-T1 m		TU Wien Institut für Mechanik und Mechatronik		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
					Diplomarbeit	
					Rotorprüfstand neu	
				BENENNUNG:		
				ZEICHNUNGSNR.		A3
				MASSSTAB: 1:10		BLATT 1 VON 1
GEZEICHNET		SIGNATUR		DATUM		
GEPRÜFT		GENEHMIGT		PRODUKTION		
QUALITÄT		WERKSTOFF:		GEWICHT:		
NAME		SIGNATUR		DATUM		
Kogler J.				15.02.17		



POS-NR.	BENENNUNG	MENGE
1	Unterteil_Daempfer	1
2	Mittelteil_daempfer	2
3	oberteil_daempfer	1
4	ISO 4762 M16 x 25 - 25N	4
5	SY 505 M_15	1
6	YET 205	1
7	Adaptingring	1
8	Spannhülse	1
9	ISO - 8673 - M20 x 1.5	1
10	Hexagon Nut ISO - 8673 - M24 x 2.0 - W - N	1
11	Gummipuffer 50-30-3	2
12	Washer ISO 7089 - 10	4
13	ISO 4762 M10 x 25 - 25N	2
14	ISO 4762 M10 x 40 - 40N	2

Allgemeine Toleranzen ON ISO 2768-T1 M		TU Wien Institut für Mechanik und Mechatronik		ENTGRATEN UND SCHARFE KANTEN BRECHEN	ZEICHNUNG NICHT SKALIEREN	ÄNDERUNG
				Diplomarbeit		
				Dämpfer- Baugruppe		
				BENENNUNG:		2
				ZEICHNUNGSNR.		
				GEWICHT:		A3
				MASSSTAB:1:5		
				BLATT 1 VON 1		

	NAME	SIGNATUR	DATUM
GEZEICHNET	Kogler J.		15.02.17
GEPRÜFT			
GENEHMIGT			
PRODUKTION			
QUALITÄT			