

Schwingungstechnische Untersuchung eines teleskopierbaren Antriebssystems

Masterarbeit

von

Thomas Neger-Loibner, BSc

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Mechanik

Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Katrin Ellermann

Dipl.-Ing. Stefan Haas

Graz, im September 2017

In Kooperation mit:

LOGICDATA, Electronic & Software Entwicklungs GmbH



EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

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

Graz, am

.....

(Unterschrift)

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)

Kurzfassung

Ziel dieser Diplomarbeit ist die Untersuchung des Schwingungsverhaltens eines elektrisch-betriebenen Linearaktuators zur Optimierung der Qualität der Bewegungsausführung.

Die Erregermechanismen von Schwingungen werden analysiert und im Zuge einer Modalanalyse werden die hubabhängigen Eigenfrequenzen des Systems ermittelt. Zur Isolation dieser Schwingungen wird ein Elastomer-Element am Antrieb verwendet, für dessen Materialauswahl ein Prüfstand entwickelt wurde. Aufbauend auf diesen Resultaten wurde das Elastomer-Element optimiert und getestet.

Durch Messungen wurde festgestellt, dass die Lastabhängigkeit der Materialparameter des derzeit verwendeten Elastomers verantwortlich ist für die schlechte Schwingungsisolation. Durch Verwendung des adaptierten Elements konnte eine signifikante Verbesserung des Übertragungsverhaltens erreicht werden.

Die Ergebnisse dieser Arbeit werden für die Optimierung des Schwingungsverhaltens in den frühen Phasen der Entwicklung von Linearantrieben verwendet. Durch die Entwicklung einer methodischen Vorgehensweise wurde zusätzlich die Effizienz bei der Materialauswahl des Elastomer-Elements gesteigert.

Abstract

The aim of this master thesis is the investigation of the vibration behavior of an electrical linear actuator in order to optimize the quality of the movement.

The exciting mechanisms of the actuator are analyzed and by the execution of a modal analysis the stroke-dependent eigenfrequencies are determined. As an elastomer element isolates these vibrations of the actuator from the outside, a test stand is developed for the selection of the ideal material. Based on the results an optimized elastomer element is designed and tested.

Measurements showed that the load dependency of the material properties of the current elastomer element is responsible for a bad isolation. The use of the optimized element showed a significant reduction of the transferred vibrations.

The insights of this thesis will be used for the optimization of vibration behavior in early stages of development of linear actuators. Moreover, the efficiency of the material selection- and design process of the elastomer element can be raised.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all jenen bedanken, die durch ihre fachliche und persönliche Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

An erster Stelle danke ich Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Mathias Mair für seine kompetente fachliche Beratung und seine Bemühungen im Zuge meiner Masterarbeit. Ein großes Danke auch an die Firma Logicdata GmbH und meinen Teamleiter Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Daniel Kollreider, wo ich während meines gesamten Studiums beruflich tätig sein und ebenfalls diese Arbeit verfassen durfte.

Weiters bedanke ich mich beim Institut für Mechanik unter der Leitung von Frau Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Katrin Ellermann für die Unterstützung und die Bereitstellung von Laborequipment. Ein spezieller Dank geht an Herrn Dipl.-Ing. Stefan Haas für seine fachlichen Anregungen und die Betreuung dieser Masterarbeit.

Ich bedanke mich auch bei meinen Studienkollegen, mit denen ich in den letzten Jahren einen Großteil meiner Zeit verbracht und viele Prüfungen durchgestanden habe. Danke für die gute Zusammenarbeit!

Abschließend geht ein besonderer Dank an meine Eltern Gertraud und Winfried, die mir die Möglichkeit verschafft haben ein Studium an der TU Graz zu absolvieren und mir im gesamten Verlauf immer zur Seite gestanden sind. Ein großes Danke meiner Freundin Sabrina sowie meinen Freunden für die persönliche Unterstützung und das entgegengebrachte Verständnis im Verlauf meines Studiums.

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	1
1.1	Ausgangssituation und Problemstellung	1
1.2	Aufgabenstellung und Vorgehensweise	2
2	Theoretische Grundlagen	4
2.1	Theoretische Grundlagen zur Schwingungsdämpfung.....	4
2.1.1	Einmassenschwinger	5
2.1.2	Einmassenschwinger mit viskoser Dämpfung.....	6
2.1.3	Einmassenschwinger mit Strukturdämpfung.....	6
2.1.4	Mehrmassenschwinger gedämpft	10
2.2	Grundlagen der experimentellen Modalanalyse.....	12
2.2.1	Durchführung der Messung.....	12
2.2.2	Ermittlung der modalen Parameter.....	13
2.3	Schwingungserregung in mechanischen Antriebssystemen	15
2.3.1	Frequenzanalyse	15
2.3.2	Schwingungserregung durch Elektromotoren	18
2.3.3	Schwingungserregung durch Wälzlager	18
2.3.4	Schwingungserregung durch Zahnradgetriebe	20
2.4	Schwingungserregung in Planetengetrieben.....	22
2.4.1	Aufbau von Planetengetrieben	22
2.4.2	Übersetzungen von Planetengetrieben.....	23
2.4.3	Zahneingriffsfrequenzen von Planetengetrieben	23
2.4.4	Überrollfrequenzen von Planetengetrieben	25
3	Schwingungstechnische Analyse	27
3.1	Experimentelle Modalanalyse	27
3.1.1	Messaufbau.....	27
3.1.2	Vorbereitung des Messobjekts	30
3.1.3	Durchführung der Modalanalyse.....	31
3.1.4	Interpretation der Ergebnisse.....	33
3.1.5	Darstellung der Eigenmoden	35
3.2	Identifikation von Erregungsmechanismen.....	37

3.2.1	Analytische Berechnung der Erregerfrequenzen	37
3.2.2	Durchführung von Messungen	41
3.2.3	Abgleich der Erregerfrequenzen.....	42
3.2.4	Analyse des Einflusses der Eigenfrequenzen	47
4	Messung des Übertragungsverhaltens von Elastomeren.....	52
4.1	Messverfahren	52
4.2	Prüfstands Aufbau	56
4.3	Versuchsdurchführung	60
4.4	Verifizierung des Prüfstandes.....	62
4.5	Auswertung und Analyse der Messungen	64
4.5.1	Materialien zur Schwingungsisolierung	64
4.5.2	Materialien zur Schwingungsdämpfung.....	66
4.5.3	Messung der Lastabhängigkeit von Elastomeren	68
4.5.4	Messung des aktuellen Elastomerelements	69
5	Optimierung des Schwingungsverhaltens	71
5.1	Messaufbau.....	71
5.2	Durchführung von Referenzmessungen	72
5.3	Auswahl von Dämpfungsmaterial und Geometrie	74
5.4	Auswertung und Analyse	75
5.4.1	Schwingungsisolierung.....	75
5.4.2	Schwingungsdämpfung	78
6	Resümee	80
	Literaturverzeichnis	82
	Abbildungsverzeichnis	85
	Tabellenverzeichnis	88

1 Einführung

Oszillierende Bewegungen in mechanischen Systemen werden als Schwingungen bezeichnet und sind im Alltag von Entwicklungsingenieuren ständig präsent. Sie sind sowohl spürbar als auch hörbar und somit speziell im Betrieb mechatronischer Produkte ein ausschlaggebendes Qualitätskriterium für den Benutzer. Aus diesem Grund ist die Untersuchung der Schwingungen von Beginn der Entwicklungsphase bis zum Fehlermonitoring während der gesamten Lebensdauer ein wichtiges Fachgebiet bei der Arbeit im Bereich mechatronischer Systeme. [1, p. 11]

1.1 Ausgangssituation und Problemstellung

Die Schaffung einer optimalen Arbeitsumgebung wird für Arbeitgeber ein immer wichtiger Faktor bei der Gestaltung von Büroräumen. Aus diesem Grund werden mittlerweile zahlreiche Büros mit höhenverstellbaren Tischsystemen ausgestattet, welche das Arbeiten im Sitzen als auch im Stehen erlauben. Dadurch ist nicht nur eine ergonomisch optimierte Sitzhaltung möglich, sondern auch die Konzentration wird durch Arbeiten im Stehen gefördert.

Da diese Systeme in Büroräumen betrieben werden und mehrmals täglich eine Verstellung des Tisches erfolgt, ist das akustische Verhalten ein ausschlaggebendes Qualitätskriterium für die Kunden. Zahlreiche bewegte Bauteile verursachen Schwingungen des Antriebssystems, welche über mehrere Übertragungswege an den Tisch weitergeleitet werden und letztendlich zu einem Geräusch bei einer Bewegung des Antriebes führen.

Zur Optimierung dieses akustischen Verhaltens ist ein Verständnis des Antriebes als Schwingungssystem notwendig. Bereits bei der Konzeptionierung werden Schwingungserreger und Übertragungswege identifiziert. Wie in jedem mechanischen Objekt gibt es Eigenfrequenzen, welche bei Überschneidung mit dem Erregerspektrum zu einem Resonanzfall führen. Da Schwingungen aber nie vollständig vermeidbar sind, gibt es Möglichkeiten die Ausbreitung und somit auch die spätere Abstrahlung zu verringern.

1.2 Aufgabenstellung und Vorgehensweise

Das Antriebssystem „Slimdrive660s“ der Firma Logicdata GmbH ist ein teleskopierbarer Aktuator, welcher zur Höhenverstellung von Bürotischen verwendet wird und um ein Arbeiten sowohl im Sitzen als auch im Stehen zu ermöglichen. Der Antrieb erfolgt über einen Gleichstrommotor und die Drehzahl wird über ein anschließendes zweistufiges Planetengetriebe übersetzt. Der Abtrieb beim Planetengetriebe erfolgt über den Planetenträger der zweiten Stufe, welcher direkt mit einer Antriebswelle verbunden ist. Diese Antriebswelle treibt wiederum das Außenrohr an, welches an beiden Enden eine Spindelmutter beinhaltet und somit einen doppelten Hub durch die Verbindung mit der Hohlspindel und Stahlspindel ausführt.

Der Elektromotor ist auf seiner Rückseite mit einem Endcap verbunden, welches die Elektronik des Systems beinhaltet. Direkt auf diesem Endcap befindet sich ein Elastomerelement, welches direkt im Kraftpfad liegt und die axiale Last des Antriebs abstützt.

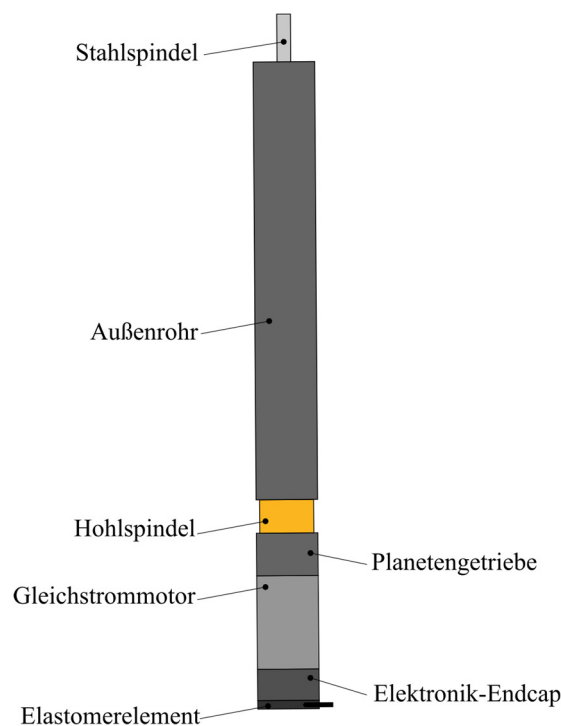


Abbildung 1.1: Aufbau Linearaktuator

Im Zuge dieser Arbeit soll ein schwingungstechnisches Verständnis des Antriebssystems geschaffen werden, welches einerseits die Optimierung des derzeitigen Produkts unterstützen soll und als Grundlage für weitere Antriebsentwicklungen dient.

Im ersten Schritt werden dazu die Erregungsmechanismen im Aktuator analysiert. Dazu wird eine analytische Berechnung der theoretischen Erregerfrequenzen der jeweiligen Komponenten

durchgeführt. Anschließend findet eine Aufzeichnung der Schwingungen des Aktuators im Betrieb statt und die Messergebnisse werden mit den analytischen Berechnungen abgeglichen.

Mit Durchführung einer Modalanalyse werden die Eigenfrequenzen des Antriebes ermittelt. Im speziellen wird die Abhängigkeit der Frequenzen von der variablen Länge des Aktuators während eines Hubes untersucht.

Bei Erregung eines Schwingungssystems mit dessen Eigenfrequenz kommt es zu einem Resonanzfall und zu einer Erhöhung der Amplituden. Aus diesem Grund wird der Verlauf der Eigenfrequenzen mit dem Erregerspektrum verglichen und die Überschneidungen analysiert.

Auf der Motorseite des Antriebs befindet sich ein Elastomerelement, welches der Dämpfung und Isolation der Schwingungen dient. Durch dieses Element werden die an das Tischsystem übertragenen Schwingungen minimiert. Es ist, wie in Abbildung 1.2 dargestellt, zwischen dem Elektronik Endcap und der Adapterplatte zum Tischsystem angeordnet.

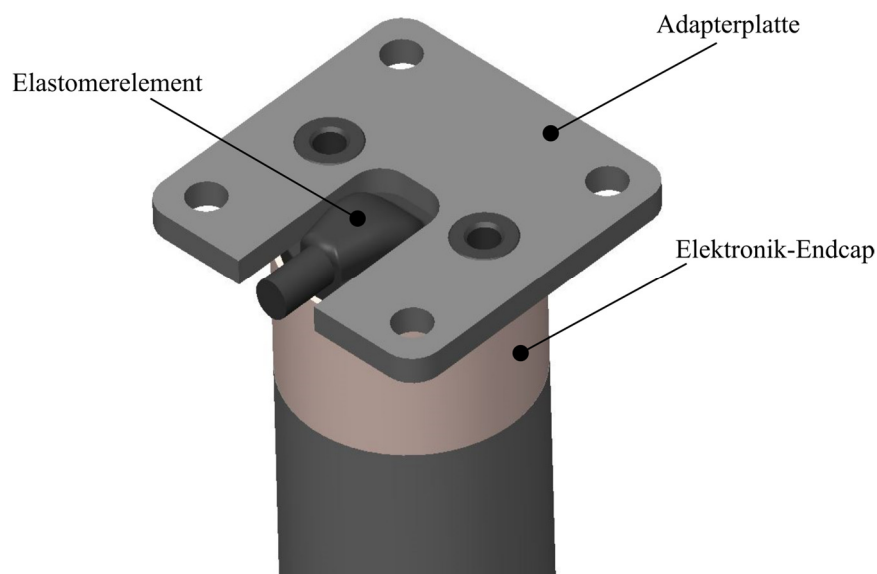


Abbildung 1.2: Anbindung Elastomerelement - Adapterplatte

Zur zielgerichteten Auslegung dieses Elements ist die Kenntnis der Materialparameter erforderlich. Aus diesem Grund wird ein Prüfstand entwickelt, welcher die Messung von verschiedenen Elastomeren ermöglicht und mit dem die Ermittlung dieser Parameter umgesetzt werden kann.

Im abschließenden Schritt wird das aktuelle Elastomerelement analysiert und in Kombination mit den Ergebnissen der Prüfstandsmessungen ein optimiertes Element konzeptioniert. Die Elemente werden anschließend im Zuge von Verifikationsmessungen miteinander verglichen.

2 Theoretische Grundlagen

Die schwingungstechnische Analyse des linearen Antriebssystems sowie die auf den Analyseergebnissen aufbauende Optimierung des Schwingungsverhaltens zählen zu den Kernpunkten dieser Arbeit. Auf den folgenden Seiten werden die theoretischen Grundlagen erläutert, welche für die Umsetzung der Aufgabenstellung benötigt wurden.

2.1 Theoretische Grundlagen zur Schwingungsdämpfung

Unter der Dämpfung versteht man die Umwandlung von mechanischer Energie der Schwingung in thermische Energie. Die Dämpfung beruht auf verschiedenen physikalischen Effekten, zu den wichtigsten zählen die viskose Dämpfung, die Coulomb'sche Reibung sowie die innere Dämpfung in Werkstoffen. [2, p. 40], [3, p. 89], [1, 21.14]

Die Dämpfungseigenschaften von Materialien können mit verschiedenen Ansätzen in analytischen Berechnungen berücksichtigt werden. Die einfachste Art der Implementierung einer Dämpfung ist der Ansatz für die viskose Dämpfung, welche in Abschnitt 2.1.2 erläutert wird.

Für visko-elastisches Verhalten eines Materials kann auch der Ansatz der Rayleigh-Dämpfung verwendet werden. Dieser wird auch als Proportionaldämpfung oder Bequemlichkeitshypothese bezeichnet und erlaubt eine Modellierung des frequenzabhängigen Dämpfungsverhaltens von Materialien. Mit diesem Ansatz ergibt sich eine einfachere Lösbarkeit der Bewegungsgleichung als bei Verwendung von beliebig viskoser Dämpfung. Dieser Ansatz wird in dieser Arbeit nicht näher erläutert, für weitere Details wird auf die Literatur verwiesen. [4, p. 148]

Ein weiterer Ansatz für die analytische Beschreibung des Dämpfungsverhaltens ist die Strukturdämpfung. Sie wird häufig für die Beschreibung von Elastomeren verwendet und die Frequenzunabhängigkeit der Dissipationsarbeit dient als Grundlage für diesen Ansatz. Eine detailliertere Beschreibung erfolgt in Abschnitt 2.1.3.

2.1.1 Einmassenschwinger

Der Einmassenschwinger ist ein einfaches Modell zur Beschreibung der Grundlagen von Schwingungssystemen. Im ungedämpften Fall setzt er sich, wie in Abbildung 2.1 dargestellt, aus einer Masse m und einer Feder k zusammen. In der Praxis gibt es nahezu keine Systeme, deren Verhalten mit einem ungedämpften Einmassenschwinger simuliert werden kann. Er bietet jedoch die Grundlage für die Modellierung komplexer Strukturen, welche durch Superposition aus mehreren Einmassenschwingern zusammengestellt und schließlich als Mehrmassenschwinger berechnet werden. [5, p. 28]

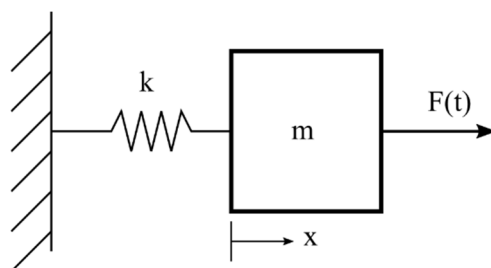


Abbildung 2.1: Fremderregter Einmassenschwinger [2, p. 28]

Bei harmonischer Erregung des Systems mit der Kreisfrequenz ω durch eine Erregerkraft $F(t)$ ergibt sich bei Bildung des Kräftegleichgewichts die Bewegungsgleichung

$$m\ddot{x} + kx = F(t), \quad (2.1)$$

wobei m die Masse, k die Steifigkeit der Feder und $F(t)$ die zeitlich variierende Anregerkraft ist. Die Verwendung des Lösungsansatzes für die partikuläre, periodische Lösung

$$\underline{x}(t) = \underline{\hat{x}}e^{i\omega t} \quad (2.2)$$

mit der komplexen Amplitude $\underline{\hat{x}}$ führt zu der Bewegungsgleichung

$$(k - \omega^2 m)\underline{\hat{x}}e^{i\omega t} = \underline{F}e^{i\omega t}. \quad (2.3)$$

Der Unterstrich ($\underline{\quad}$) markiert Variablen, welche sich in der komplexen Zahlenebene befinden. Durch Umformung dieser Bewegungsgleichung und Division dieser Größen ergibt sich die komplexe Vergrößerungsfunktion $\underline{\alpha}(\omega)$ mit der Information über Amplitude und Phasenverschiebung zu

$$\underline{\alpha}(\omega) = \frac{\underline{\hat{x}}}{\underline{F}} = \frac{1}{(k - \omega^2 m)}. \quad (2.4)$$

Im Fall des ungedämpften Einmassenschwingers ist keine Phasenverschiebung vorhanden und die Vergrößerungsfunktion kann somit als reale Größe behandelt werden. [5, 28ff], [3, 11ff], [2, 30ff]

2.1.2 Einmassenschwinger mit viskoser Dämpfung

Viskose Dämpfung entsteht aufgrund von Reibungseffekten, welche in laminaren Strömungen auftreten. Charakteristisch für die viskose Dämpfung ist die Kraft, welche proportional der Geschwindigkeit ist und in entgegengesetzter Richtung der Bewegung wirkt. Sie wird beschrieben mit dem Dämpfungsfaktor d und wird im Kräftegleichgewicht des Systems mitberücksichtigt, was zu folgender Bewegungsgleichung führt: [2, p. 40]

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + kx = \underline{F}(t). \quad (2.5)$$

Nach Umformen der Bewegungsgleichung nach [5, 30ff] ergibt sich die komplexe Vergrößerungsfunktion des Systems zu

$$\underline{\alpha}(\omega) = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(\omega d)}. \quad (2.6)$$

2.1.3 Einmassenschwinger mit Strukturdämpfung

Der Ansatz der Strukturdämpfung wird verwendet für die Beschreibung von Systemen mit Dämpfungsmechanismen, deren Dissipationsenergie frequenzunabhängig ist. Dazu zählen im Wesentlichen die innere Dämpfung sowie die Fugendämpfung, welche konstruktionsbedingt bei Maschinen auftritt. [4, p. 149], [1, 2.18]

Die innere Dämpfung wird durch Hysterese bei der Schwingbeanspruchung des Materials sichtbar. Diese entsteht durch Vorgänge wie Strukturrelaxation und Gleiten von Kristallebene auf atomarer Ebene. Sie ist bei Metallen sehr gering, erreicht bei Kunststoffen und Gummi aber weit höhere Werte. Die Fugendämpfung wird hervorgerufen durch Mikrobewegungen und Reibung in sämtlichen konstruktionsbedingten Fugen wie Welle-Nabe Verbindungen oder Wälzlagern. [3, 89ff], [4, p. 149]

Zur Beschreibung des Dämpfungsverhaltens des Materials wird der Verlustfaktor

$$\eta = \frac{W_V}{2\pi W_U} \quad (2.7)$$

eingeführt, welcher durch die Formänderungsenergie W_U sowie die Dissipations- oder Verlustarbeit W_V definiert ist.

Wird ein Körper mit einer Kraft F periodisch erregt, bewirkt diese aufgrund der Verformung des Körpers eine Bewegung x . Der Kraft-Weg Verlauf dieser Verformung ist in Abbildung 2.2 dargestellt, dessen Integration über eine Periode ergibt die Dämpfungsarbeit W_V . Die Formänderungsenergie W_U wird aus dem maximalen Schwingausschlag und der zugehörigen Kraft berechnet.

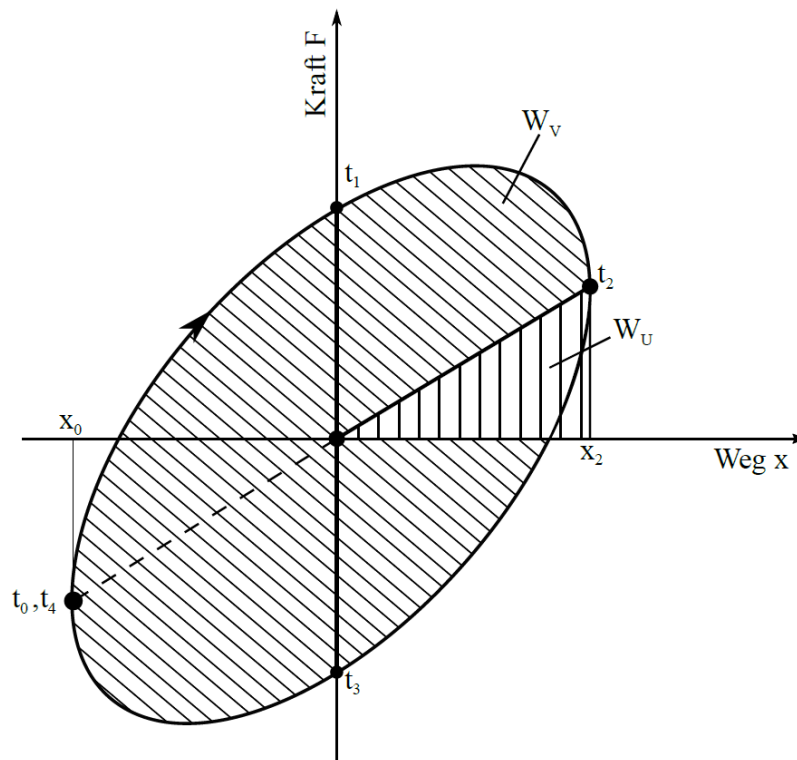


Abbildung 2.2: Dämpfungsarbeit [3, p. 90]

Der Kraft-Weg Verlauf und die darauf basierenden Energien unterscheiden sich bei der Strukturdämpfung im Wesentlichen nicht von der viskosen Dämpfung. Bei bestimmten Frequenzen sind die Dämpfungskräfte der beiden Dämpfungsarten sogar ident, was auf die Frequenzunabhängigkeit des mechanischen Verlustfaktors zurückzuführen ist. [1, 2.18ff]

Für die Einbindung des frequenzunabhängigen Verlustfaktors in die analytische Berechnung von Schwingungssystemen wird die komplexe Steifigkeit verwendet, welche mithilfe des Kelvin-Voigt Modells (siehe Abbildung 2.3) abgeleitet werden kann. [6, 446ff], [3, 93ff], [7, 15ff]

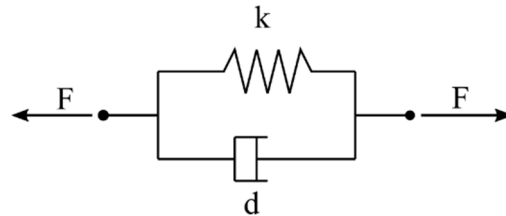


Abbildung 2.3: Kelvin-Voigt Modell [3, p. 94]

Unter Verwendung des Lösungsansatzes von Gleichung (2.2) und dessen Ableitung ergibt sich aus dem Kräftegleichgewicht die im Modell dargestellte Kraft F aus der Federkraft \underline{F}_F und der Dämpferkraft \underline{F}_D zu

$$\underline{F} = \underline{F}_D + \underline{F}_F = d \cdot \underline{\dot{x}} + k\underline{x} = (id \cdot \omega + k)\underline{\hat{x}}e^{i\omega t}, \quad (2.8)$$

woraus die komplexe Steifigkeit

$$\underline{k} = (id \cdot \omega + k) \quad (2.9)$$

folgt.

Durch Integration der Dämpfungskraft F_D über eine ganze Schwingungsperiode erhält man, wie in [3, 96ff] hergeleitet, die Verlustarbeit W_V mit

$$W_V = \pi d \cdot \omega \hat{x}^2 \quad (2.10)$$

und durch Integration der Federkraft F_F ergibt sich die Formänderungsarbeit W_U zu

$$W_U = \frac{1}{2} k \hat{x}^2. \quad (2.11)$$

Durch Einsetzen der Ergebnisse für die Verlustarbeit W_V und der Formänderungsarbeit W_U in Gleichung (2.7) ergibt sich für den Verlustfaktor η

$$\eta = \frac{d \cdot \omega}{k}. \quad (2.12)$$

In Kombination mit Gleichung (2.9) erhält man für die komplexe Steifigkeit

$$\underline{k} = k + i\eta k = k(1 + i\eta) \quad (2.13)$$

Für die Beschreibung von Materialeigenschaften werden eigene Begriffe eingeführt, welche auf die Definition der komplexen Steifigkeit in Gleichung (2.13) aufbauen. Sie wird häufig durch die Begriffe Verluststeifigkeit $k'(\omega)$ sowie Speichersteifigkeit $k''(\omega)$ unter dem Zusammenhang

$$\underline{k} = k'(\omega) + ik''(\omega) \quad (2.14)$$

beschrieben. Die Verbindung zu den Parametern aus der Herleitung durch das Kelvin-Voigt Modell ist in Abbildung 2.4 dargestellt.

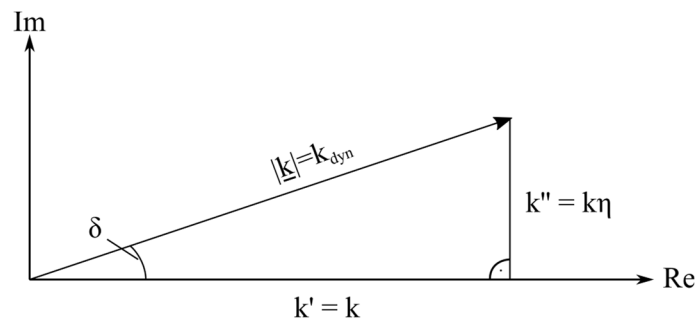


Abbildung 2.4: Zusammenhang dynamische/komplexe Steifigkeit

Der Betrag der komplexen Steifigkeit \underline{k} wird als dynamische Steifigkeit k_{dyn} bezeichnet und über den mechanischen Verlustfaktor η sowie dem Verlustwinkel δ , der die Verknüpfung zwischen der Verlust- und Speichersteifigkeit herstellt. Mit

$$\eta = \frac{k''}{k'} = \tan(\delta)$$

kann die komplexe Steifigkeit wiederum als

$$\underline{k} = k_{dyn} * \cos(\delta) + ik_{dyn} \sin(\delta)$$

geschrieben werden. Dieser Zusammenhang ist ebenso in Abbildung 2.4 ersichtlich. [8, 24ff]

Die komplexe Steifigkeit \underline{k} kann weiters über die Abmessungen des Prüfkörpers mit dem komplexen Elastizitätsmodul wie in Gleichung (2.15) in Beziehung gesetzt werden. Der Realteil wird in diesem Fall als Speichermodul E' und der Imaginärteil als Verlustmodul E'' bezeichnet. Der komplexe Elastizitätsmodul

$$\underline{E} = E' + iE'' = \underline{k} \frac{L}{A} \quad (2.15)$$

wird unter anderem für die Beschreibung der dynamischen Eigenschaften von Elastomeren verwendet. [9, p. 10], [1, 33.10ff]

Wird die komplexe Steifigkeit in die Bewegungsgleichung (2.3) für den Einmassenschwinger implementiert, welche in Abschnitt 2.1.2 hergeleitet ist, so ergibt sich diese zu

$$(-\omega^2 m + k(1 + i\eta))\underline{\hat{x}}e^{i\omega t} = \underline{F}e^{i\omega t} \quad (2.16)$$

Durch Umformung wird die Vergrößerungsfunktion

$$\underline{\alpha}(\omega) = \frac{\underline{\hat{x}}}{\underline{F}} = \frac{1}{((-\omega^2 m + k) + ik\eta)} \quad (2.17)$$

hergeleitet. [3, p. 98], [6, 446ff], [10, p. 24]

2.1.4 Mehrmassenschwinger gedämpft

Das Konzept des Mehrmassenschwingers wird verwendet für die Modellierung und Berechnung von komplexen Schwingungssystemen. Das System wird mit mehreren diskreten Massen abgebildet und wird unter anderem eingesetzt für die Analyse von Antriebssträngen oder Bauwerken. [2, 79ff]

In Abbildung 2.5 ist ein Beispiel eines Mehrmassenschwingers dargestellt. Beide Massen sind in eine Richtung verschiebbar und besitzen daher jeweils einen Freiheitsgrad.

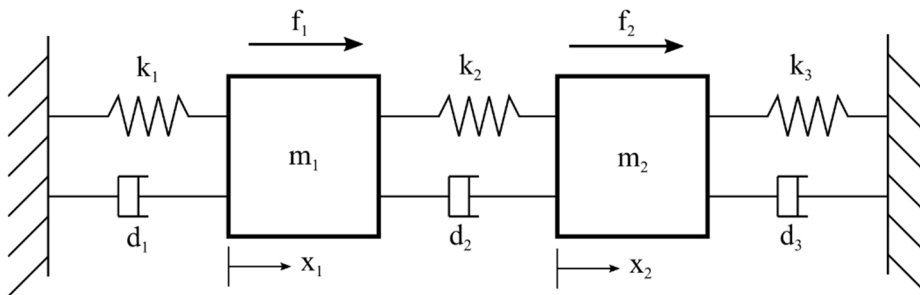


Abbildung 2.5: Zweimassenschwinger [2, 79ff]

Analog zum Vorgehen beim Einmassenschwinger werden beide Massen separat freigeschnitten und ein Kräftegleichgewicht erstellt. Daraus ergeben sich zwei Bewegungsgleichungen für das System:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 - d_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 - d_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_2(x_1 - x_2) &= f_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 - d_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2(x_2 - x_1) - d_3 \dot{x}_2 - k_3 x_2 &= f_2 \end{aligned} \quad (2.18)$$

Da die Koordinaten x_1 und x_2 Bestandteil beider Differentialgleichungen sind, handelt es sich hierbei um eine Koppelung, weswegen die Gleichungen nur gemeinsam gelöst werden können.

Die Umformung in die Matrizen-Schreibweise ergibt:

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} d_1 + d_2 & -d_2 \\ -d_2 & d_2 + d_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \end{pmatrix}. \quad (2.19)$$

Durch Einführung spezieller Bezeichnungen für die jeweiligen Matrizen kann die Differentialgleichung für Mehrmassenschwinger allgemein beschrieben werden als

$$M\ddot{x} + D\dot{x} + Kx = f \quad (2.20)$$

mit der Massematrix M , der Dämpfungsmatrix D , der Steifigkeitsmatrix K sowie dem Lastvektor f . Die allgemeine Form für Mehrmassenschwinger mit Strukturdämpfung ist definiert als

$$M\ddot{x} + iDx + Kx = f \quad (2.21)$$

Für die Berechnung des Verhaltens des Systems bei gegebener Erregung f gilt mit dem Lösungsansatz aus Gleichung (2.2) für die Bewegungsgleichung

$$(-\omega^2 M + iD + K)\underline{\hat{x}}e^{i\omega t} = \underline{\hat{f}}e^{i\omega t} \quad (2.22)$$

Der Frequenzgang ergibt sich durch Division der Auslenkung $\underline{\hat{x}}$ durch die Anregung $\underline{\hat{f}}$ zu

$$\underline{F}(i\omega) = \frac{\underline{\hat{x}}}{\underline{\hat{f}}} = (-\omega^2 M + iD + K)^{-1}. \quad (2.23)$$

Abhängig von der Anzahl der Freiheitsgrade n ergibt sich für den Frequenzgang eine $n \times n$ -Lösungsmatrix, in der das Schwingverhalten für die Anregung und Auslenkung an jedem Punkt des Systems definiert ist. [5, p. 66], [2, 101ff]

2.2 Grundlagen der experimentellen Modalanalyse

Die Modalanalyse ist eine Methode zur Analyse des Schwingungsverhaltens von Strukturen und Systemen. Ziel der Modalanalyse ist die Ermittlung der modalen Parameter. Zu diesen zählen die Eigenfrequenzen mit den zugehörigen Eigenvektoren sowie die modale Dämpfung. Die Eigenvektoren werden auch als Eigenmoden bezeichnet. Mit diesen Faktoren können Modelle von realen, linearen, zeitinvarianten Systeme nachgebildet werden. [11, 268ff], [12, p. 517]

Als Messobjekt können Baugruppen, einzelne Bauteile oder auch vollständige Maschinen verwendet werden. Der Einbauzustand im Messvorgang sollte so ähnliche wie möglich an der realen Verwendung liegen, da dieser auch erhebliche Einflüsse auf die ermittelten Modalparameter hat. [11, 268ff]

Die Modalanalyse wird unter anderem eingesetzt zur Ermittlung der Übertragungseigenschaften von Komponenten, zur Qualitätskontrolle von Strukturen sowie bei der Lösung von Schwingungs- und Akustikproblemen. [11, 268ff]

2.2.1 Durchführung der Messung

Vor Beginn der Messung ist eine Diskretisierung des Messobjektes erforderlich. Die Oberfläche wird dafür mit einem Punktrastrer versehen, wobei jedem Punkt bis zu sechs Freiheitsgrade zugeordnet werden können. Durch Messung der Übertragungsfunktionen zwischen diesen Punkten kann eine Übertragungsfunktionsmatrix H_{ik} erzeugt werden, welche durch

$$H_{ik}(\omega) = \frac{a_{ik}(\omega)}{F_k(\omega)} \text{ mit } i = 1 \dots N \text{ und } k = 1 \dots M \quad (2.24)$$

mit der gemessenen Beschleunigung $a_{ik}(\omega)$, dem Anregungskraftspektrum $F_k(\omega)$ und den Antwort- und Anregungsfreiheitsgraden i und k definiert ist. Aufgrund der Reziprozität muss nur eine Spalte oder Zeile der Übertragungsfunktionsmatrix H_{ik} gemessen werden. Aus diesen Daten werden dann alle weiteren Übertragungsfunktionen berechnet.

Die Anregung des Systems kann entweder mit einem Shaker oder einem Impulshammer erfolgen. Während bei Verwendung eines Shakers der Punkt der Beschleunigungsmessung über die Oberfläche wandert wechselt bei Einsatz des Impulshammers der Punkt der Erregung und der Beschleunigungssensor bleibt an derselben Position. [12, 519ff], [11, 268ff]

2.2.2 Ermittlung der modalen Parameter

Im Zeitbereich wird das Schwingverhalten des Messobjekts durch das System des Mehrmassenschwingers beschrieben (siehe Abschnitt 2.1.4). Aufbauend auf Gleichung (2.20) wird das diskretisierte Messobjekt durch einzelne Massen abgebildet, welche durch Feder und Dämpfer, wie in Abbildung 2.6 links dargestellt, miteinander verbunden sind. [11, 275ff] Durch modale Transformation wird dieses System entkoppelt, was zu einer Vereinfachung der Gleichung führt und eine Darstellung des Systems als eine Kombination von Einmassenschwingern wie in Abbildung 2.6 rechts ermöglicht. [11, 275ff]

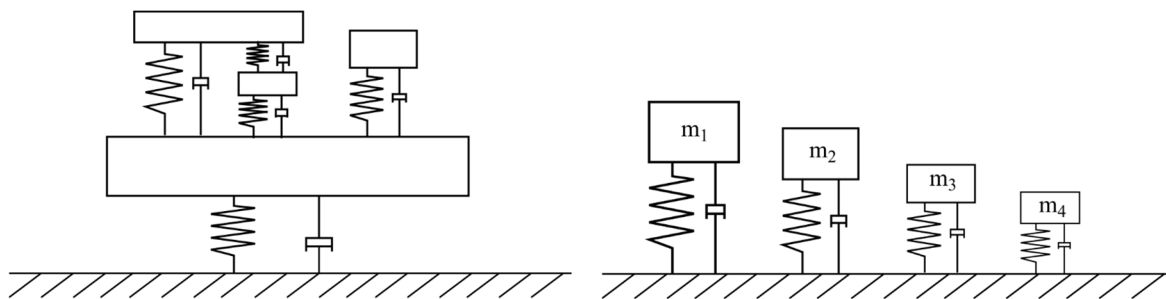


Abbildung 2.6: Gekoppeltes und entkoppeltes System [11, p. 277]

Aus der Kombination der Übertragungsfunktion der Einmassenschwinger kann durch modale Superposition die Übertragungsfunktion des Gesamtsystems nachgebildet werden. Ein Beispiel der Superposition ist in Abbildung 2.7 dargestellt.

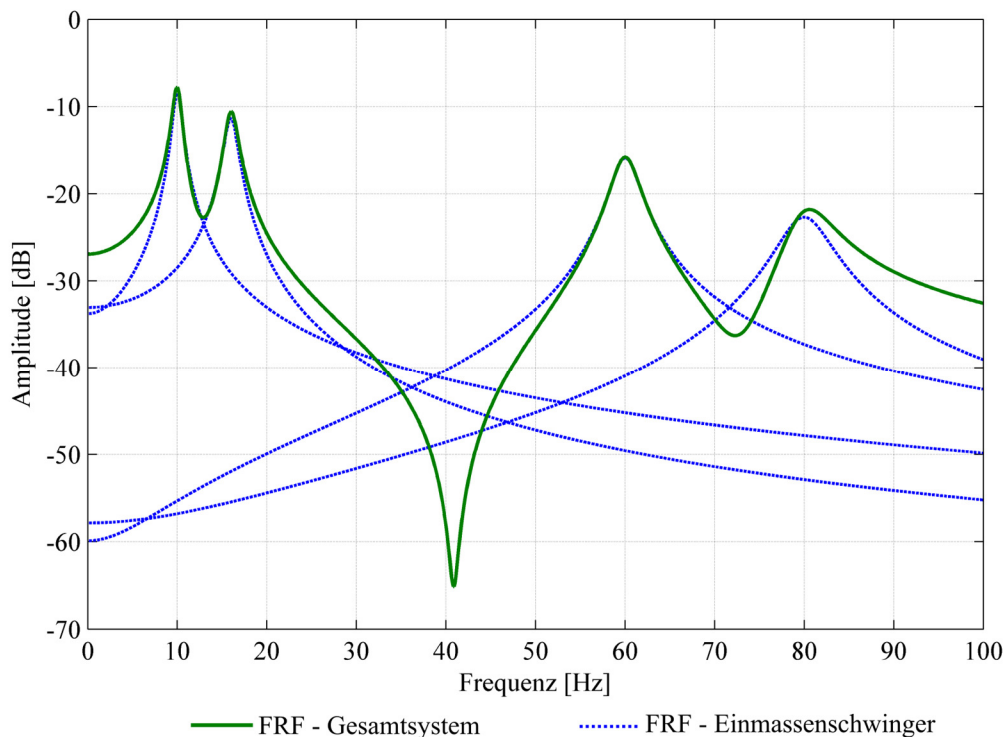


Abbildung 2.7: Übertragungsfunktion durch modale Superposition [11, p. 277]

Die modalen Parameter werden durch eine Parameterschätzung ermittelt. Aufgrund der vorhandenen Messungenauigkeiten ist das Übertragungsverhalten des Modells immer nur eine Näherung an die reale Struktur. Für die Parameterschätzung wird zwischen SDOF (Single Degree Of Freedom) und MDOF (Multi Degree Of Freedom) Kurvenermittlungsverfahren unterschieden. Während das SDOF-Verfahren nur im Falle geringer Kopplung der jeweiligen Moden funktioniert, kann mit dem MDOF auch der Einfluss von benachbarten Moden mit hoher Kopplung festgestellt werden. Das Ziel ist immer die möglichst genaue Annäherung der Frequenzgänge, welche durch die geschätzten Moden gebildet werden, an die gemessenen Funktionen. Sowohl für das SDOF als auch für MDOF Verfahren gibt es verschiedene Algorithmen für die Parameterschätzung, welche u.a. in [5, 287ff] detailliert beschrieben sind. [12, 521ff], [11, 278ff]

Mit den Ergebnissen der Parameterschätzung können die zu den Eigenfrequenzen zugehörigen Schwingformen dargestellt und animiert werden. Diese Ergebnisse tragen zum Systemverständnis bei und erlauben im Falle eines Resonanzproblems im Betrieb ein gezieltes Eingreifen. Durch Änderungen der Struktur kann die Eigenfrequenz verschoben oder gedämpft werden und daraus eine Optimierung des Schwingverhaltens erreicht werden. [11, 286ff]

2.3 Schwingungserregung in mechanischen Antriebssystemen

Mechanische Antriebssysteme dienen dem Zweck der zeitabhängigen Bewegung von Objekten im Raum. Je nach gewählter technischer Lösung zur Umsetzung dieser Bewegung bringt jedes Antriebssystem Störerscheinungen in Form von Schwingungen mit sich. Diese sind zurückzuführen auf das dynamische Verhalten von den beinhaltenden Maschinenelementen und werden vor allem bei bestimmten Drehzahlen oder im Zuge von Anlauf- oder Bremsvorgängen deutlich merkbar. [13, p. 2]

Die Schwingungsbelastung kann zu einer Schädigung der Komponenten des Antriebssystems führen aber auch die Qualität der Bewegungsausführung des Antriebs beeinträchtigen. Des Weiteren sind Schwingungen für Menschen direkt spürbar oder als Schall wahrnehmbar, was somit auch einen wesentlichen Teil zur Qualität des Antriebssystems beitragen kann.

Analysen des Schwingungsverhaltens von Antrieben werden bereits in der Entwicklungsphase durchgeführt um beim finalen Produkt ein zufriedenstellendes Ergebnis zu erhalten. Weiters werden diese Analysen aber auch während des Betriebes vorgenommen, um dadurch Aussagen über den Zustand des Antriebes zu erhalten und gezielte Wartungen vorzunehmen oder vorausschauend Fehler zu erkennen. [14, 2ff]

Zur Durchführung dieser Analysen sind Kenntnisse über die Schwingungsmechanismen im Antriebssystem notwendig. Die Vorgehensweise zur Detektierung sowie die Zuordnung der Herkunft werden in den folgenden Punkten dieses Abschnitts genauer erläutert.

2.3.1 Frequenzanalyse

Die Frequenzanalyse ist die Grundlage für die die Untersuchung der Schwingungen des Antriebssystems. Im Zuge einer Transformation des gemessenen Signals vom Zeit- in den Frequenzbereich werden die Leistungsanteile den jeweiligen Frequenzen zugeordnet. Das daraus resultierende Schwingungsspektrum wird zur Identifikation von Schwingungsquellen verwendet. [14, p. 80]

Periodischen Bewegungen von mechanischen Komponenten lassen sich bei Kenntnis von Drehzahlen und Geometrienparametern im Zuge einer Frequenzzuordnung mit spektralen Frequenzen verknüpfen. In Abbildung 2.8 ist exemplarisch ein Beispiel für die Frequenzzuordnung in einem Elektromotor dargestellt. Zu den signifikanten Frequenzen zählen hier unter anderem Zahneingriffsfrequenzen des Getriebes sowie die Unwucht des Rotors und die Kommutierung. [14, 142ff]

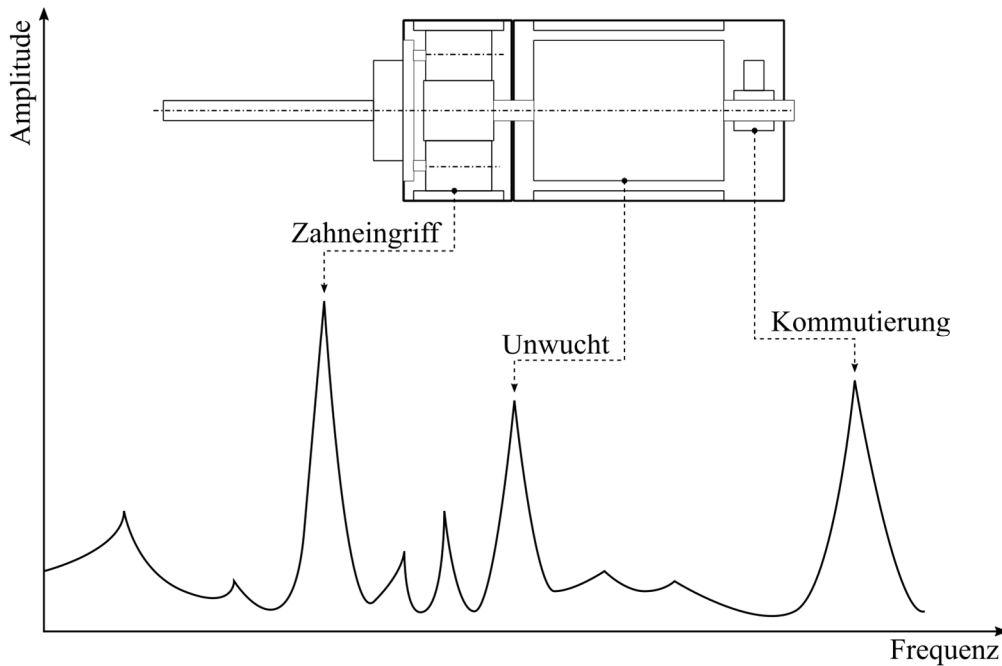


Abbildung 2.8 Frequenzzuordnung von mechanischen Komponenten [14, p. 142]

Weitere Maxima im Frequenzspektrum, welche durch mechanische Komponenten hervorgerufen werden, können durch Betrachtung der Harmonischen der Grundfrequenz identifiziert werden. Bei Harmonischen handelt es sich um ganzzahlige Vielfache der Grundschwingung, welche mit ansteigender Ordnung tendenziell eine abnehmende Amplitude aufweisen. Beeinflusst werden kann dies allerdings durch die Überschneidung mit Eigenfrequenzen oder weiteren Erregerfrequenzen des Systems. Dieser Effekt ist in Abbildung 2.9 dargestellt. Hier ist ein klarer Amplitudenanstieg der 3. und 5. Ordnung zu sehen. [15, 727ff], [16, 169ff]

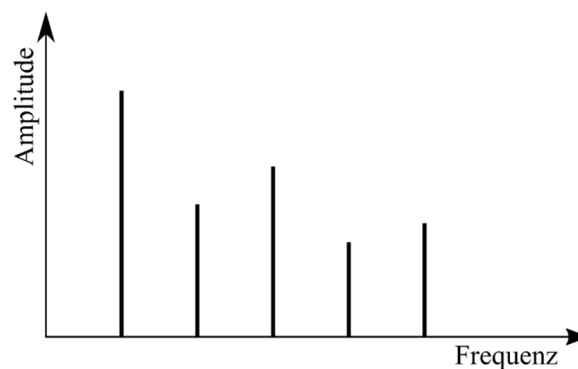


Abbildung 2.9 - Darstellung von Harmonischen im Frequenzspektrum [14, p. 66]

Sämtliche Grundfrequenzen als auch deren Harmonische können zusätzlich durch Modulationen noch weitere Frequenzspitzen im Spektrum hervorrufen. Bei Annahme einer cosinusförmigen Grundschiwingung

$$y(t) = A_G \cos(2\pi f_G t) \quad (2.25)$$

mit der Frequenz f_G und der Amplitude A_G versteht man unter einer Modulation die Zeitabhängigkeit dieser Schwingungsparameter. Im Falle der Amplitudenmodulation ergibt sich der Zusammenhang mit der Modulationsfrequenz f_M und der Modulationsamplitude A_M durch

$$y(t) = A_G \left(1 + \frac{A_M}{A_G} \cos(2\pi f_M t) \right) \cos(2\pi f_G t) \quad (2.26)$$

Im Frequenzbereich scheint die Modulation als Seitenband ober- und unterhalb der Grundschiwingung auf. Der Abstand ist definiert durch die Modulationsfrequenz f_M . Gründe für die Entstehung von Amplitudenmodulationen sind unter anderem Exzentrizitäten oder Lastschwankungen im Betrieb von Antriebssystemen.

Die Frequenzmodulation lässt sich durch

$$y(t) = A_G \cos(2\pi f_G t + \beta \sin(2\pi f_F t)) \quad (2.27)$$

mit dem Modulationsindex β als Maß für die Phasenabweichung zwischen der Modulationsfrequenz f_F und der Schwingfrequenz f_G der Grundschiwingung beschreiben. Abhängig vom Modulationsindex ergeben sich hier mehrere Seitenbänder, welche, wie in Abbildung 2.10 dargestellt, im Frequenzspektrum ersichtlich sind.

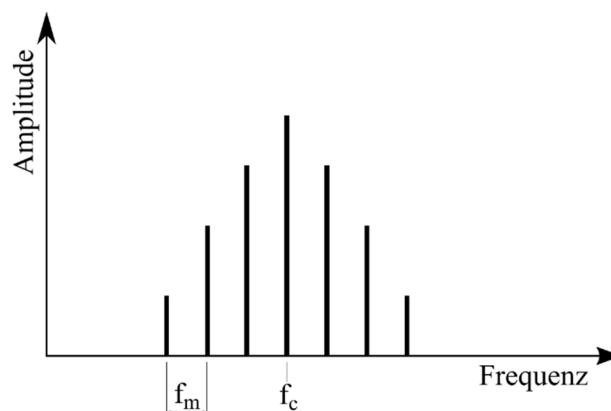


Abbildung 2.10 - Frequenzmodulierte Schwingung im Frequenzbereich [14, p. 187]

Frequenzmodulationen treten charakteristisch bei Zahneingriffsfrequenzen in Getrieben auf und sind sehr häufig mit Amplitudenmodulationen kombiniert. [17, 65ff] [18, p. 248] [15, p. 241] [14, 184ff]

2.3.2 Schwingungserregung durch Elektromotoren

Elektromotoren sind komplexe Baugruppen mit vielen bewegten Komponenten und tragen daher einen erheblichen Teil zur Schwingungserregung in einem Antriebssystem bei.

Eine Unwucht der Motorwelle verursacht eine erhöhte Schwingung in radialer Richtung mit der Rotordrehzahl. Ebenso führen Ausrichtungsfehler zu Schwingungen mit derselben Frequenz, wobei auch deren Vielfache als Harmonische häufig im Erregerspektrum auftreten. [14, 143ff]

Bei Gleichstrommotoren mit Kommutator werden durch das Überstreifen der Bürsten auf den Kommutatorflächen ebenfalls Schwingungen verursacht. Die dadurch auftretende Frequenz f_K ergibt sich aus der Anzahl der Kommutatorflächen n_K und der Drehfrequenz f_M des Rotors zu

$$f_K = n_K * f_M . \quad (2.28)$$

Die Kommutierung im Gleichstrommotor kann auch zu Bürstenfeuer führen, welches abhängig von Faktoren wie der Qualität der Bürsten und Kommutatorflächen ebenfalls einen Einfluss auf das Erregerspektrum des Gleichstrommotors hat. Auch magnetische Wechselkräfte, welche im Luftspalt zwischen Stator und Rotor wirken, tragen zur Schwingungserregung bei. Eine exakte Zuordnung im Frequenzspektrum mittels analytischer Berechnung ist bei diesen Erregungsmechanismen jedoch nicht möglich. [19, 613ff] [6, 428ff]

2.3.3 Schwingungserregung durch Wälzlager

Bei einem idealisierten Wälzlager mit gewuchteten Komponenten treten aufgrund der Wälzbewegung keine Schwingungen auf. Da dies jedoch in der Praxis nicht möglich ist, wirken Wälzlager in Antriebssystemen durch ihre Vielzahl an bewegten Teilen als Schwingungserreger. Die Identifizierung der Schwingungen wird zum Großteil für die Erkennung von Fehlern im Wälzlager verwendet.

Eine Beschädigung der Laufflächen des Innen- oder Außenrings führt zu einem Stoßimpuls beim Überrollen. Die periodische Wiederholung dieses Vorganges erzeugt die Störfrequenzen. Die Lage dieser Frequenzen im Spektrum berechnen sich aus der Wellenfrequenz f_W und den Geometrieparametern der Wälzlager.

Die Überrollfrequenz f_A am Außenring ergibt sich zu

$$f_A = \frac{1}{2} f_W Z \left(1 - \frac{D_w}{D_{pw}} \cos \alpha \right) \quad (2.29)$$

und die Überrollfrequenz f_I am Innenring zu

$$f_I = \frac{1}{2} f_W Z \left(1 + \frac{D_w}{D_{pw}} \cos \alpha \right) \quad (2.30)$$

mit Z als Anzahl der Wälzkörper, D_w als Wälzkörperdurchmesser in mm, D_{pw} als Teilkreisdurchmesser in mm und α als Druckwinkel in Grad. [13, 211ff, 15, 239ff]

Neben den Überrollfrequenzen sind auch die Rotationsfrequenz f_K des Käfigs, welche sich mit

$$f_K = \frac{1}{2} f_W \left(1 - \frac{D_w}{D_{pw}} \cos \alpha \right) \quad (2.31)$$

berechnet, sowie die Rotationsfrequenz der Wälzkörper

$$f_{WK} = \frac{1}{2} f_W \frac{D_{pw}}{D_w} \left(\left(1 - \frac{D_w}{D_{pw}} \cos \alpha \right)^2 \right), \quad (2.32)$$

Teil des Erregungsspektrums von Wälzlagern. [15, p. 240]

Die Schwingungen von Wälzlagern werden im Frequenzspektrum von Antriebssystemen oft von Schwingungen anderer Komponenten überdeckt. Sie sind mit einer FFT-Analyse nicht immer detektierbar. Aus diesem Grund wird meist die Analyse durch Bildung einer Hüllkurve und anschließender FFT-Analyse durchgeführt. [13, 162ff]

2.3.4 Schwingungserregung durch Zahnradgetriebe

Zahnradgetriebe dienen der Drehmoment- und Drehzahlwandlung in Antriebssystemen und besitzen durch ihre Vielzahl an Komponenten ein breites Erregerspektrum. Lagerungen von Zahnrädern sowie An- und Abtriebswellen tragen zur Schwingungserregung bei, der Großteil der Erregung erfolgt jedoch durch den Zahneingriff. [20, 29ff], [21, 243ff]

Für die Erzeugung dieser Schwingungen im Zahneingriff sind mehrere Mechanismen verantwortlich. Zum einen führen Schwankungen der Zahnfedersteifigkeit zu Pulsen bei jedem Eingriff. Die Frequenz dieser Pulse ist die Zahneingriffsfrequenz f_z und ergibt sich durch die Drehzahl des Zahnrades n_z und der zugehörigen Zähnezahl i_z mit

$$f_z = n_z \cdot i_z. \quad (2.33)$$

Im Fall einer Geradverzahnung sind abwechselnd entweder ein oder zwei Zähne gleichzeitig im Eingriff. Da die Umfangskraft bei Annahme eines konstanten Moments über eine Umdrehung gleichbleibend ist, wechselt dadurch die Belastung und somit die Verformung des jeweiligen Zahnes. Aus diesem Belastungswechsel kann auf eine resultierende Steifigkeit der Zähne im Eingriff geschlossen werden, welche in Abbildung 2.11 dargestellt ist. [21, 97ff]

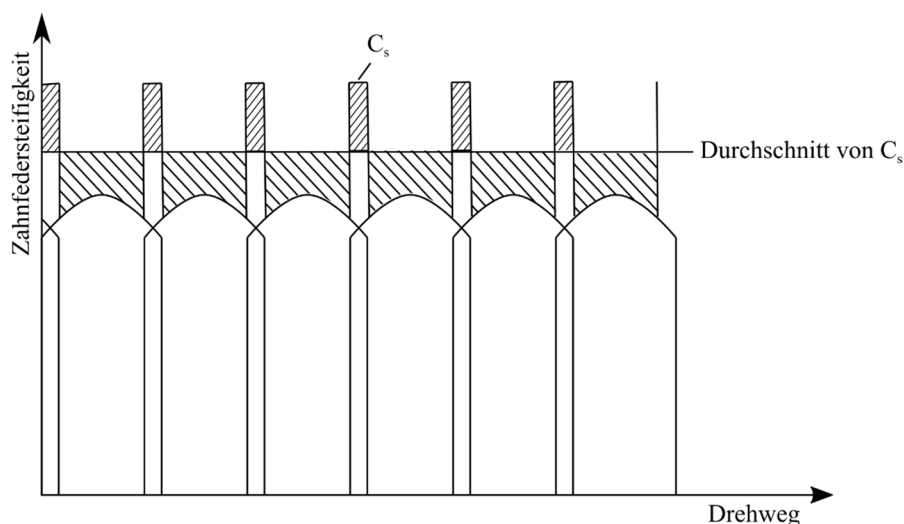


Abbildung 2.11: Verlauf der Zahnsteifigkeiten [21, 97ff]

Bei Verwendung einer Schrägverzahnung kann die Überdeckung erhöht werden, wodurch gleichzeitig mehrere Zähne im Eingriff sind. Weiters ergibt sich bei einer Schrägverzahnung ein sinus-ähnlicher Steifigkeitsverlauf, wie in Abbildung 2.12 dargestellt ist. Für die Herleitung dieses Verlaufes wird an dieser Stelle auf die Literatur verwiesen. [21, p. 95] Die Schwankung der Steifigkeiten kann somit reduziert werden, was zu einer Reduktion der Schwingungserregung führt. [21, 97ff]

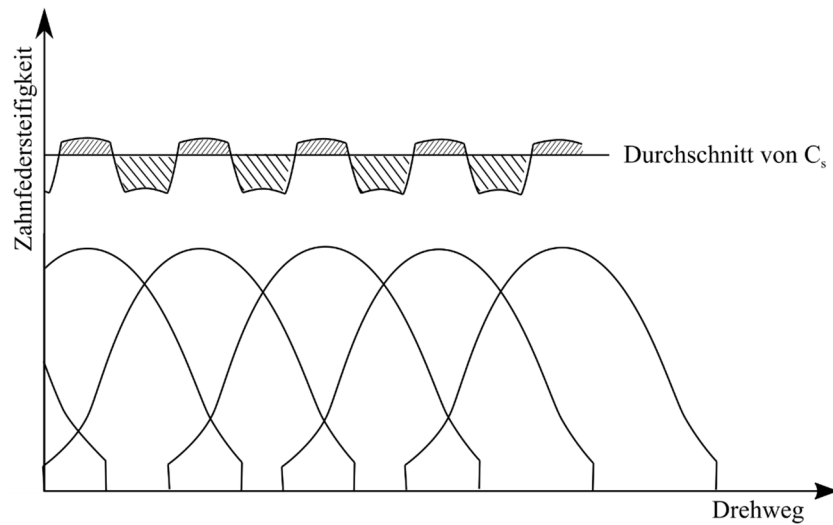


Abbildung 2.12: Verlauf Zahnsteifigkeiten schrägverzahnt [21, 97ff]

Durch den Impuls beim Ein- und Austritt werden ebenfalls Schwingungen mit der Zahneingriffsfrequenz f_Z angeregt. Die Stärke dieser Anregung ist abhängig von Umfangsgeschwindigkeit und Belastung des Zahnes und wirkt sich daher speziell bei schnelllaufenden Getrieben aus. Weitere Mechanismen der Erregung sind der Reibwechselimpuls, welcher durch den Richtungswechsel der Reibkraft im Wälzpunkt auftritt, sowie Reibgeräusche. Die direkte Zuordnung dieser Mechanismen im Frequenzspektrum ist allerdings nicht möglich und erfordert weiterführende Untersuchungen. [21, 97ff]

Weitere Zahnradkräfte werden durch Schwingungen der Zahnradmassen verursacht. Die Zähne wirken mit ihrer Zahnsteifigkeit als Federn und abhängig vom Material auch als Dämpfer, das System kann somit wie in Abbildung 2.13 modelliert werden.

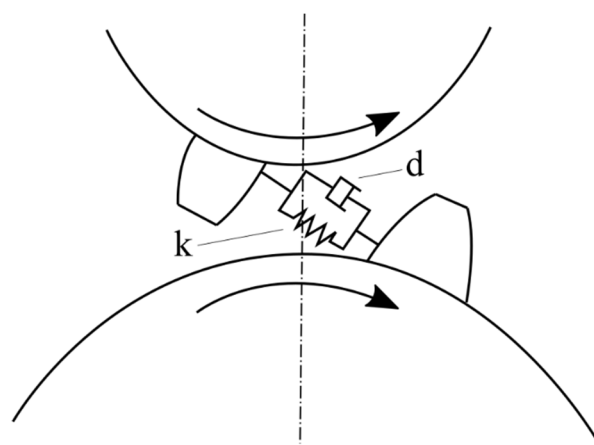


Abbildung 2.13: Modellierung Schwingungssystem Zahnrad [21, p. 116]

Überdeckt sich die Eigenfrequenz dieses Feder-Dämpfer-Masse Systems mit der Zahneingriffsfrequenz entsteht Resonanz, was zu einer deutlichen Erhöhung der Zahnkräfte führen kann. Genauere Beschreibungen dieses Verhaltens können der Literatur entnommen werden. [21, 116ff], [15, 613ff]

Durch Änderung der Verzahnungsgeometrien und der Parameter des Getriebes gibt es zahlreiche Möglichkeiten der Schwingungsoptimierung, welche in [21, 248ff] zu finden sind.

2.4 Schwingungserregung in Planetengetrieben

In Planetengetrieben treten durch ihre Vielzahl an rotierenden Komponenten verschiedene Erregerfrequenzen auf. In diesem Abschnitt werden die analytischen Berechnungen erläutert, welche die Zuordnung der jeweiligen Frequenzen im Spektrum in Abhängigkeit der Getriebeparameter ermöglichen. [15]

2.4.1 Aufbau von Planetengetrieben

Der grundlegende Unterschied im Aufbau zwischen Planetengetrieben und klassischen Übersetzungsgetrieben liegt in erster Linie in der Art des Gehäuses. Während bei Übersetzungsgetrieben das Gehäuse fest mit dem Fundament verankert und nur die Zahnräder drehbar gelagert sind, ist beim Planetengetriebe das Gehäuse ebenfalls über eine weitere Welle mit einer Lagerung versehen. [22, G142ff]

Der schematische Aufbau eines einstufigen Planetengetriebes ist in Abbildung 2.14 dargestellt. Die Planetenräder P sind gleichzeitig im Zahneingriff mit dem Hohlrad H und der Sonne S. Weiters sind sie über den Steg St miteinander verbunden.

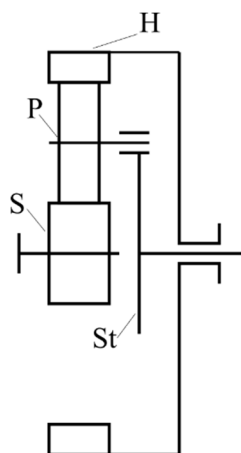


Abbildung 2.14: Schematischer Aufbau Planetengetriebe [22, G143]

Der An- und Abtrieb des Getriebes kann sowohl über Sonne, Hohlrads als auch über den Steg durchgeführt werden. Für weitere Ausführungsformen wird an dieser Stelle auf die Literatur verwiesen. [15, 774ff], [22, G143ff]

2.4.2 Übersetzungen von Planetengetrieben

Durch den Aufbau des Planetengetriebes können sowohl Sonne, Hohlrads als auch der Steg als An- oder Abtriebskomponente verwendet werden. Daraus ergeben sich unterschiedliche Betriebsarten mit verschiedenen Übersetzungen. Grundlage für die Berechnung ist die Standardübersetzung i_0 . Für diese gilt beim Betrieb des Planetengetriebes mit stillstehendem Steg

$$i_0 = \frac{n_{an}}{n_{ab}} \quad (2.34)$$

Die Drehrichtung der An- und Abtriebswelle muss durch das Vorzeichen der Drehzahl mit die die Rechnung einbezogen werden. Unterschieden wird darauffolgend zwischen Plusgetrieben ($i_0 > 0$) sowie Minusgetrieben ($i_0 < 0$). Diese Definition ist für sämtliche Bauformen von Umlaufgetrieben gültig. [23, 509ff], [15, 780ff]

Aufbauend auf die Standübersetzung werden durch die Willis-Gleichung sämtliche Drehzahlen des Planetengetriebes miteinander verknüpft. Sie ist definiert mit der Antriebsdrehzahl n_1 , der Abtriebsdrehzahl n_2 sowie der Stegdrehzahl n_s durch

$$n_1 - i_0 n_2 - (1 - i_0) n_s = 0. \quad (2.35)$$

Aus dieser Gleichung folgt, dass mit einem Planetengetriebe mit drei Wellen, wobei eine davon stillstehend ist, sechs verschiedene Übersetzungen umgesetzt werden können. Diese Betriebsarten sind in [23, 509ff] detailliert dargestellt.

2.4.3 Zahneingriffsfrequenzen von Planetengetrieben

Die Drehfrequenzen bei Planetengetrieben sind, wie unter Punkt 2.4.2 beschrieben, abhängig von der Betriebsart. Im Folgenden wird speziell das Verhalten der Zahneingriffsfrequenz bei einem Planetengetriebe mit feststehendem Hohlrads und Antrieb des Sonnenrades beschrieben.

Für die Bestimmung der Lage der Zahneingriffsfrequenz ist die Unterscheidung der Zahneingriffsfolge notwendig. Das Getriebe kann entweder sequentiell oder synchron ausgeführt sein. Unter Voraussetzung

von gleichmäßigen Abständen zwischen den vorhandenen Planeten mit der Anzahl i_p bei Betrieb in einem Hohlrad mit der Zähnezahl z_h ist ein synchroner Eingriff vorhanden wenn die Bedingung

$$\frac{z_h}{i_p} = \text{integer} \quad (2.36)$$

erfüllt ist. Das führt dazu, dass im Betrieb die Steifigkeitswerte im Eingriff bei allen Planeten ident sind. Bei Nichterfüllung handelt es sich um ein sequentielles Getriebe mit unterschiedlichen Steifigkeiten der Zähne im Eingriff, was zu einem anderen Schwingungsverhalten führt. [24, p. 682], [13, 310ff], [25, 50ff]

Die Art der Eingriffsfolge ist ausschlaggebend für die Lage der Zahneingriffsfrequenz im Frequenzspektrum. Für einen synchronen Zahneingriff ergibt sich die Zahneingriffsfrequenz f_z aus der Stegdrehzahl f_s und der Zähnezahl z_h des Hohlrades zu

$$f_z = f_s z_h \quad (2.37)$$

Der Zahneingriff aller im Getriebe befindlichen Planeten findet zum selben Zeitpunkt statt. Im Frequenzspektrum führt dies zu einer erhöhten Amplitude direkt bei der Zahneingriffsfrequenz f_z mit zwei signifikanten Seitenbändern, deren Abstand zur Frequenz f_z definiert ist mit $\Delta f = f_s i_p$. [24, 679ff]

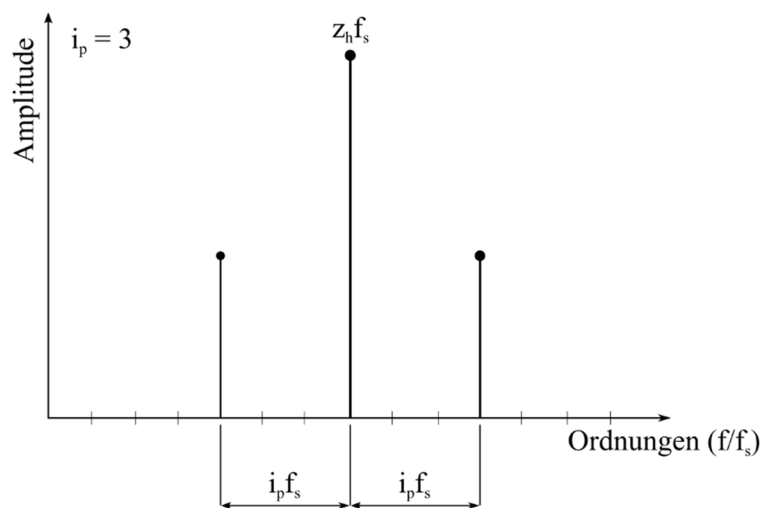


Abbildung 2.15: Zahneingriffsfrequenz Synchroner Eingriff

Bei der Ausführung des Getriebes in der sequentiellen Variante erfolgt der Eingriff der Planeten zeitlich versetzt, die Zahneingriffsfrequenz ist jedoch gleich definiert wie in Gleichung (2.37) angegeben, aber im Frequenzspektrum zeigt sich ein unterschiedliches Verhalten. Es ergeben sich signifikante Amplituden bei jenen Vielfachen der Stegdrehzahl f_s , welche ganzzahlig durch die Anzahl i_p der Planeten teilbar sind und in der Nähe der Zahneingriffsfrequenz f_z liegen. Abhängig vom Abstand zu f_z

nehmen die Amplituden der Seitenbänder ab. Das daraus resultierende Frequenzspektrum im Bereich der Zahneingriffsfrequenz ist in der folgenden Abbildung dargestellt.

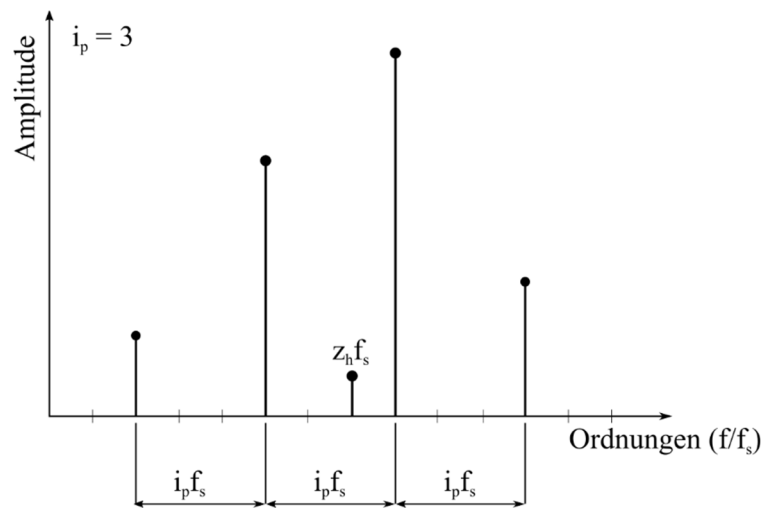


Abbildung 2.16: Frequenzspektrum Sequentielle Zahneingriffsfolge [24, p. 684]

In der Praxis werden Planetengetriebe vorwiegend sequentiell ausgeführt, da diese Variante zu einem besseren Schwingungsverhalten im Betrieb führt.

2.4.4 Überrollfrequenzen von Planetengetrieben

Die vorhin beschriebenen Zahneingriffsfrequenzen leisten den stärksten Beitrag zur Schwingungserregung in Planetengetrieben. Weitere Schwingungen entstehen durch die Überrollfrequenz der Zahnräder. Speziell bei Zahnschäden im Getriebe werden diese Frequenzen im Spektrum sehr deutlich ersichtlich. [15, p. 726]

Die Überrollfrequenz des Sonnenrades f_{us} ist definiert durch die Zähnezahlszahl des Sonnenrades z_{so} und des Hohlrades z_h , sowie durch die Anzahl der Planetenräder i_p und ergibt sich mit der Drehfrequenz des Steges f_s zu

$$f_{us} = i_p \frac{z_h}{z_{so}} f_s. \quad (2.38)$$

Für die Überrollfrequenz der Umlaufräder f_{up} erhält man aus

$$f_{up} = 2 \frac{z_h}{z_p} f_s \quad (2.39)$$

mit der Zähnezahlszahl der Planetenräder z_p .

Die Überrollfrequenz am Hohlrad f_{uh} ist ident mit der Stegdrehzahl, wodurch

$$f_{uh} = f_s \quad (2.40)$$

gilt.

Die Definition dieser Frequenzen ist gültig für den Betrieb des Planetengetriebes mit feststehendem Hohlrad. Für das Verhalten mit weiteren Konfigurationen wird auf die Literatur verwiesen. [15, p. 726]

3 Schwingungstechnische Analyse

Für die schwingungstechnische Analyse des Antriebssystems werden zu Beginn die modalen Parameter im Zuge einer experimentellen Modalanalyse ermittelt. Anschließend wird das Erregerspektrum des Antriebes, basierend auf den theoretischen Grundlagen aus Abschnitt 2.3 berechnet und mit den Ergebnissen aus Referenzmessungen verifiziert. Zusätzlich wird eine Frequenzzuordnung durchgeführt, welche auch höhere Ordnungen und Modulationen der analytisch berechneten Frequenzen mitberücksichtigt. Abschließend werden die Überschneidungen von Erreger- mit Eigenfrequenzen und deren Auswirkung auf das Frequenzspektrum untersucht.

3.1 Experimentelle Modalanalyse

Zur Ermittlung der Eigenfrequenzen und den zugehörigen Eigenmoden des Antriebssystems wird eine Modalanalyse wie in Abschnitt 0 beschrieben durchgeführt. Der für die Durchführung der Messung benötigte Aufbau sowie das verwendete Messequipment werden im folgenden Abschnitt erklärt. Weiters findet eine Modellierung und Diskretisierung des Antriebes statt, was anschließend für die Ermittlung der Eigenfrequenzen benötigt wird.

3.1.1 Messaufbau

Bei Durchführung einer Modalanalyse ist es wichtig, den Messaufbau so weit wie möglich an die originalen Einsatzbedingungen des Messobjekts anzupassen. Das zu testende Antriebssystem ist im Normalfall in ein teleskopierbares Rohrsystem eingebaut, welches der Übernahme der Steifigkeit im Betrieb dient. Da für die Messung jedoch eine Zugänglichkeit der Oberfläche des Antriebes erforderlich ist, wird ein Messaufbau (siehe Abbildung 3.1) konzipiert, mit dem ähnliche Randbedingungen wie im eingebauten Betriebszustand geschaffen werden.

Da das Antriebssystem im Betrieb die Länge variiert und auch der dadurch entstehende Einfluss auf die modalen Parameter untersucht wird, ist auch die Möglichkeit der Verstellung im Messaufbau zu gewährleisten. Zusätzlich dazu verändern sich die axialen Lasten auf den Antrieb, was ebenfalls in die Messung miteinbezogen wird.

Um diese Anforderungen zu ermöglichen, wird das Antriebssystem auf einem Schwingtisch an der Motorseite mit der originalen Adapterplatte befestigt. Auf der gegenüberliegenden Seite findet die Befestigung an einem Linearführungssystem statt, um die Verstellung der Länge durchzuführen. Auf den Schlitten des Führungssystems wird durch Gewichte eine Belastung in axialer Richtung aufgebracht.

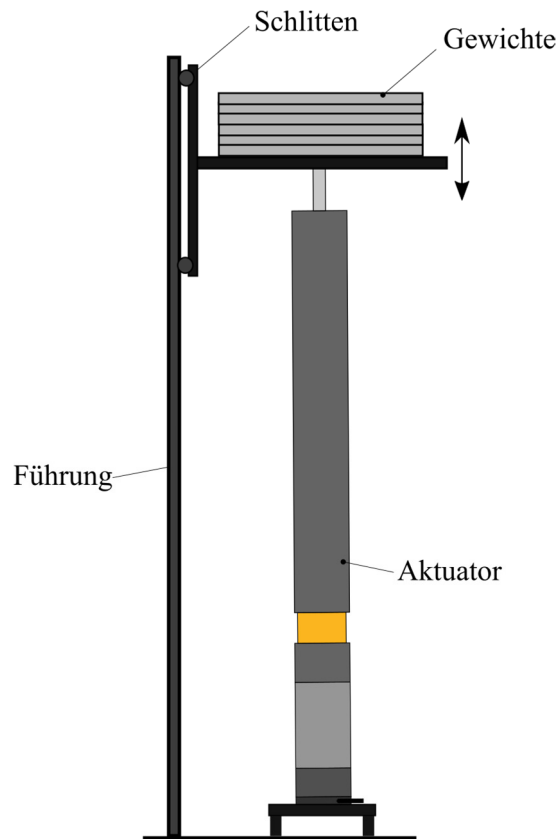


Abbildung 3.1: Messaufbau Experimentelle Modalanalyse

Für die Messung wird das Front-End *labCTRL I.2*[®] [26] der Firma *HEAD acoustics*[®] verwendet. Das dazugehörige *labV6 6-Kanal ICP Modul*[®] [27] Modul ermöglicht die Verbindung von ICP-Sensoren. Für die Messung der Übertragungsfunktionen wird der Impulshammer *9722A500* [28] der Firma *Kistler*[®] verwendet.

Abhängig von der verwendeten Spitze des Impulshammers werden verschiedene Frequenzbereiche des Prüfkörpers bei einem Schlag erregt. Die Spitze nach Abbildung 3.2 wird basierend auf den gewünschten Messbereich ausgewählt.

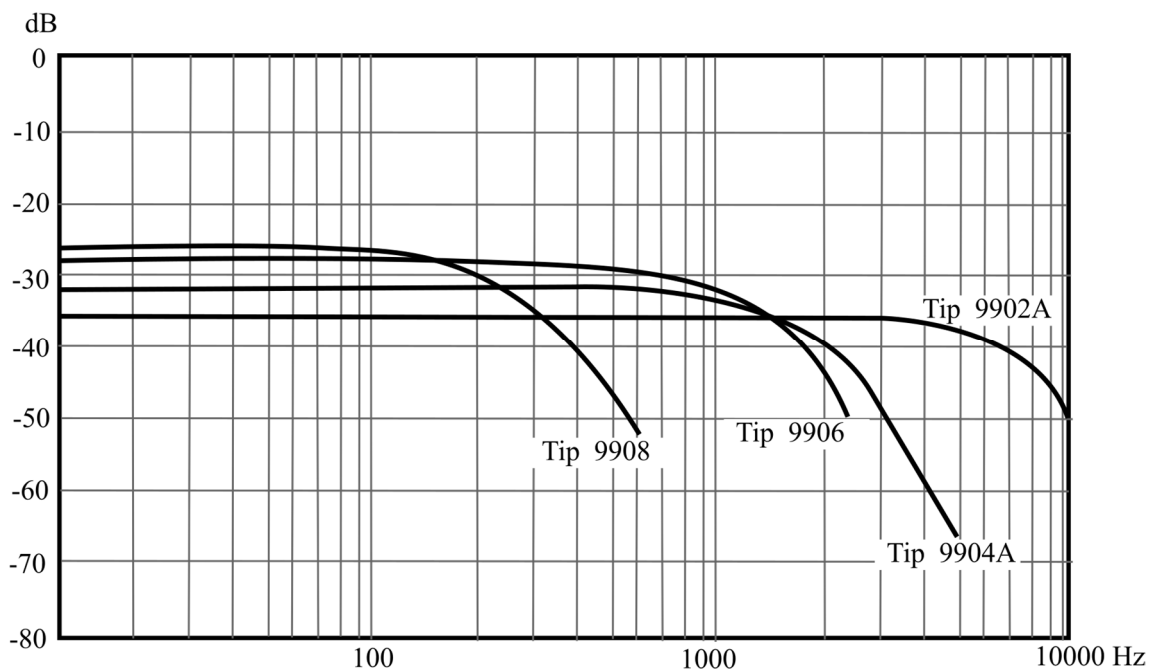


Abbildung 3.2: Abhängigkeit des erregten Frequenzbereichs von der Modalhammer-Spitze [28]

Im Zuge dieser Messung werden Eigenfrequenzen des Systems bis 1000 Hz untersucht, aus diesem Grund wurde die Spitze „Tip 9906“ für die Messungen gewählt. Die davon abhängige Sensitivität ist in Tabelle 3.1 gelistet.

Tabelle 3.1: Sensitivität des Impulshammers 9722A500 mit Serien-Nr. 4965548

Achse	Sensitivität
z	10.51 mV/N

Zur Abnahme von Schwingungen wird der Beschleunigungssensor *KS95B100* [29] der Firma *MMF*[®] verwendet. Die Kalibrationsdaten sind der Tabelle VERWEIS zu entnehmen.

Tabelle 3.2: Sensitivität des Beschleunigungssensors KSB95B100 Serien-Nr. 11117

Achse	Sensitivität
z	10.32 mV/m/s ²

Für die Analyse der Messungen und die Ermittlung der modalen Parameter sowie der Darstellung der Schwingformen wird die Software *MEScope*[®] der Firma *VibrantTechnology, Inc.*[®] verwendet.

3.1.2 Vorbereitung des Messobjekts

Für die Durchführung der Messung ist eine Diskretisierung des Antriebes notwendig. Die Oberfläche wird, wie in Abbildung 3.3 dargestellt, in ein Raster unterteilt und die entstehenden Schnittpunkte werden als Messpunkte zur Anregung verwendet. Im Umfang wird der Antrieb in fünf Segmente unterteilt, die Auflösung in axialer Richtung ist komponentenabhängig gewählt. Speziell bei komplexen Bauteilen wie dem Getriebe werden geringere Rasterabstände verwendet um eine bessere Qualität der Messung zu gewährleisten.

Zur Identifizierung des Einflusses des Hubes auf die Eigenfrequenz wird der Antrieb in verschiedenen Hubpositionen vermessen. Die gewählten Positionen liegen bei 0mm, 100mm, 200mm, 300mm, 400mm und 500mm. Um die Abstände des Rasters konstant zu halten werden bei jeder Position weitere Messpunkte eingefügt. Die Anzahl der Messpunkte liegt bei 108 in eingefahrenen Zustand und bei 158 bei der 500mm-Position.

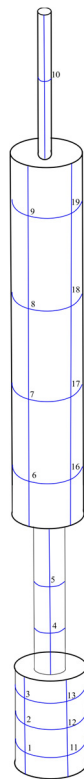


Abbildung 3.3: Diskretisiertes Antriebssystem

3.1.3 Durchführung der Modalanalyse

Für die Messung der Übertragungsfunktionen zwischen den jeweiligen Messpunkten am Antriebssystem wird der Beschleunigungssensor KSB95B100 auf einem Punkt am Getriebegehäuse angebracht. Anschließend wird der Antrieb mit dem Impulshammer zur Schwingung angeregt und der Kraftimpuls am Hammer gemessen. Das Kraftsignal wird durch die Software *HEAD Artemis*[®] auf Doppelschläge und auf die Kohärenz zum ebenfalls gemessenen Signal am Beschleunigungssensor überprüft. Insgesamt werden fünf Messungen, welche die Qualitätskriterien nach der angegebenen Überprüfung erfüllen, pro Messpunkt durchgeführt und der Mittelwert gebildet. Nach Abschluss der Messungen ergibt sich für jede Hubposition und Belastung eine Menge an Übertragungsfunktionen, welche in Abbildung 3.4 dargestellt sind.

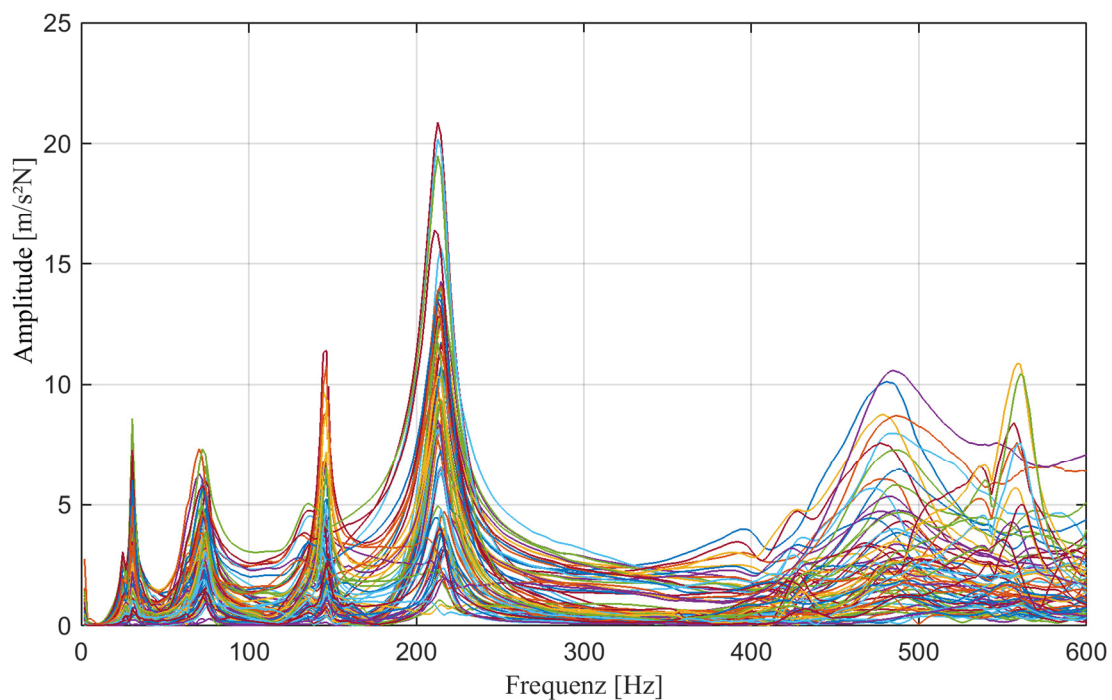


Abbildung 3.4: Übertragungsfunktionen, Messung 300mm - 20kg

Die Ermittlung der modalen Parameter wird nach Abschluss der Messung in der Software *MEScope*[®] durchgeführt. Dazu werden mithilfe einer Mode Indicator Function [5, 300ff] die Anzahl der Moden in einem vorgegebenen Frequenzbereich identifiziert. Nach einer Vorselektierung der Moden werden mit einem polynomiellen Regressionsverfahren die modalen Parameter ermittelt.

Basierend auf diesen Parametern können nun wieder Übertragungsfunktionen berechnet werden, mit denen, wie in Abbildung 3.5 zu sehen, die gemessenen Funktionen angenähert werden. Da aufgrund der Vorselektierung nicht alle Moden im Regressionsverfahren berücksichtigt wurden, diese allerdings trotzdem einen Einfluss auf die Übertragungsfunktion haben, werden Residuen berechnet. Diese kompensieren den Einfluss der fehlenden Moden in den Randbereichen. [5, p. 325]

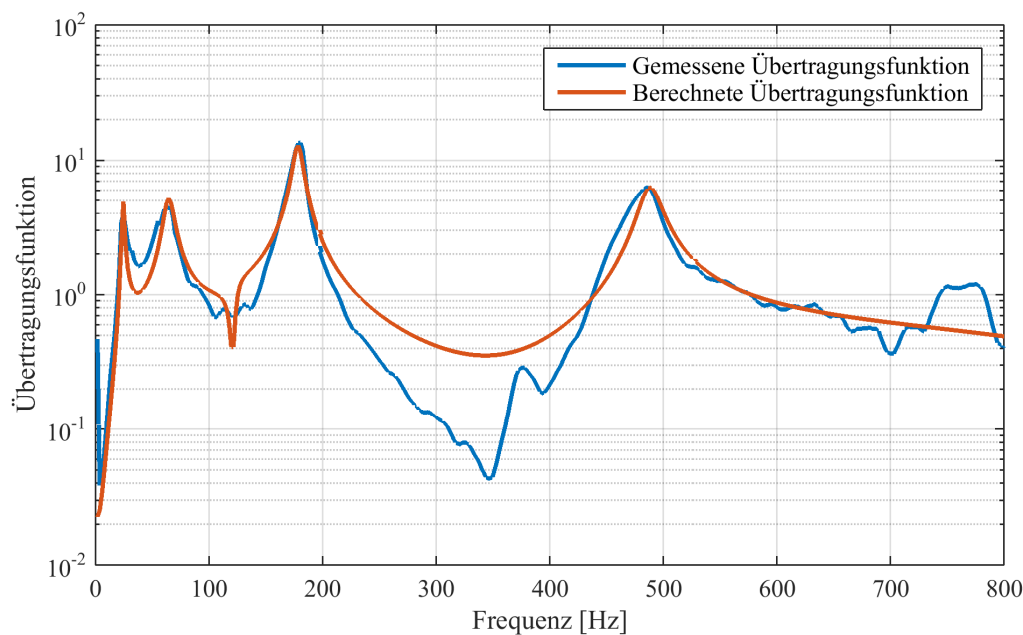


Abbildung 3.5: Beispiel Übertragungsfunktion, gemessen und berechnet

Diese Analyse wird für das Antriebssystem in sechs verschiedenen Positionen mit jeweils vier unterschiedlichen Belastungen durchgeführt. Neben den modalen Parametern ist basierend auf die ermittelten Daten auch eine Darstellung der Schwingform möglich. Diese wird in Abschnitt 3.1.5 diskutiert.

3.1.4 Interpretation der Ergebnisse

Aus der Durchführung der Modalanalyse ergeben sich im untersuchten Bereich bis 800 Hz fünf signifikante Eigenfrequenzen des Gesamtantriebes. Andere Spitzen der Übertragungsfunktionen sind auf Messungenauigkeiten zurückzuführen und werden durch Analyse der zugehörigen Schwingform ausgeschlossen. Die erhaltenen Eigenfrequenzen werden hinsichtlich ihrer Last- und Positionsabhängigkeit des Aktuators untersucht.

Der Lastpfad am Antriebssystem bei Aufbringen einer axialen Belastung führt über ein Doppelspindelsystem, wo sowohl Metall- als auch Kunststoffkomponenten verwendet werden, auf eine Motor-Getriebeeinheit, welche über ein Elastomerelement abgestützt wird. Aufgrund dieses komplexen Aufbaus wird der Einfluss der Last auf die Eigenfrequenzen untersucht, da dadurch zum Beispiel Steifigkeitsänderungen des Systems verursacht werden könnten. Zur Identifizierung dieser Lastabhängigkeit werden die Eigenfrequenzen bei jeder Position unter vier verschiedenen Lasten (0kg, 20 kg, 40 kg, 60 kg) ermittelt. Die aufgebrachten Lasten sind nicht Teil der Schwingmasse, was gezielt durch den Messaufbau abgesichert und durch eine Kontrolle der Schwingform verifiziert ist.

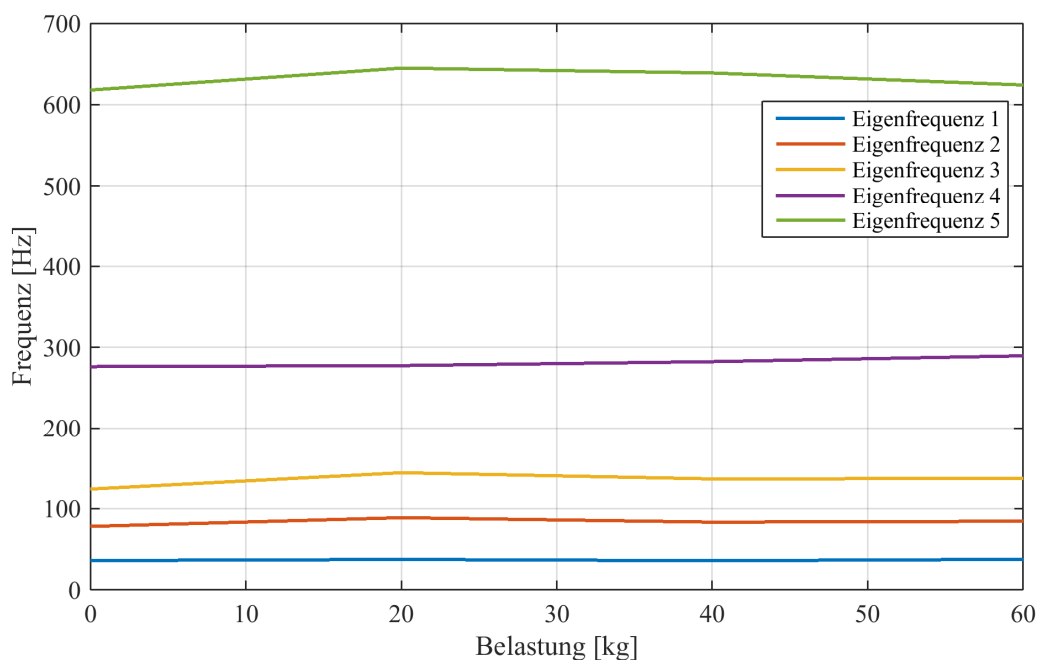


Abbildung 3.6: Lastabhängigkeit der Eigenfrequenzen, Position 200mm

Wie bei den Ergebnissen der Lastabhängigkeit für die Position 200mm, welche in Abbildung 3.6 dargestellt sind, erkennbar ist keine Lastabhängigkeit der Eigenfrequenzen vorhanden. Das selbe Verhalten gilt für die Messung an weiteren Hubpositionen, wodurch für weitere Untersuchungen der Lasteinfluss vernachlässigt werden kann.

Als zweiter Einflussparameter wird die Abhängigkeit der Länge über den Hub des Aktuators untersucht. Wird der Aktuator aufgrund seiner Einspannung als Biegestab betrachtet, so kann das Verhalten bei Änderung der Länge abgeschätzt werden. In Abbildung 3.7 ist das vereinfachte Modell des eingespannten Antriebs dargestellt.

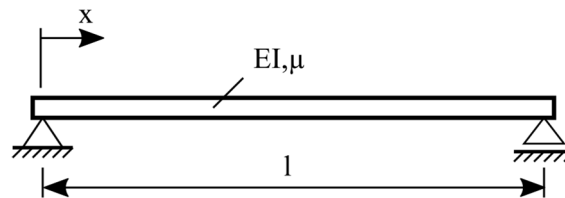


Abbildung 3.7: Beidseitig gelagerter Balken [30, p. 288]

Für die längenabhängigen Eigenfrequenzen n gilt aus der Literatur mit dem Elastizitätsmodul E des Materials, dem Flächenträgheitsmoment I sowie der Massebelegung η

$$\omega_n = \frac{\pi^2 n^2}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{\eta}} . \quad (3.1)$$

Daraus ist zu erkennen, dass die Eigenfrequenz mit zunehmender Länge des Antriebes quadratisch abnimmt. [30, 289ff], [31, 409ff]

Zur Ermittlung der Hubabhängigkeit der Eigenfrequenzen des Antriebssystems wird der Mittelwert über die verschiedenen Belastungen bei der jeweiligen Frequenz gebildet. Die daraus erhaltenen Eigenfrequenzen sind in Abbildung 3.8 durch ‚x‘ markiert. Weiters wird durch Verwendung von polynomischem Curve Fitting [32, 210ff] in *Matlab*[®] eine Kurve 2.Ordnung an die Messpunkte angepasst, um für jede der fünf Eigenfrequenzen den Verlauf in Abhängigkeit des Hubes zu erhalten. Dieser Kurvenverlauf ist ebenfalls in Abbildung 3.8 dargestellt.

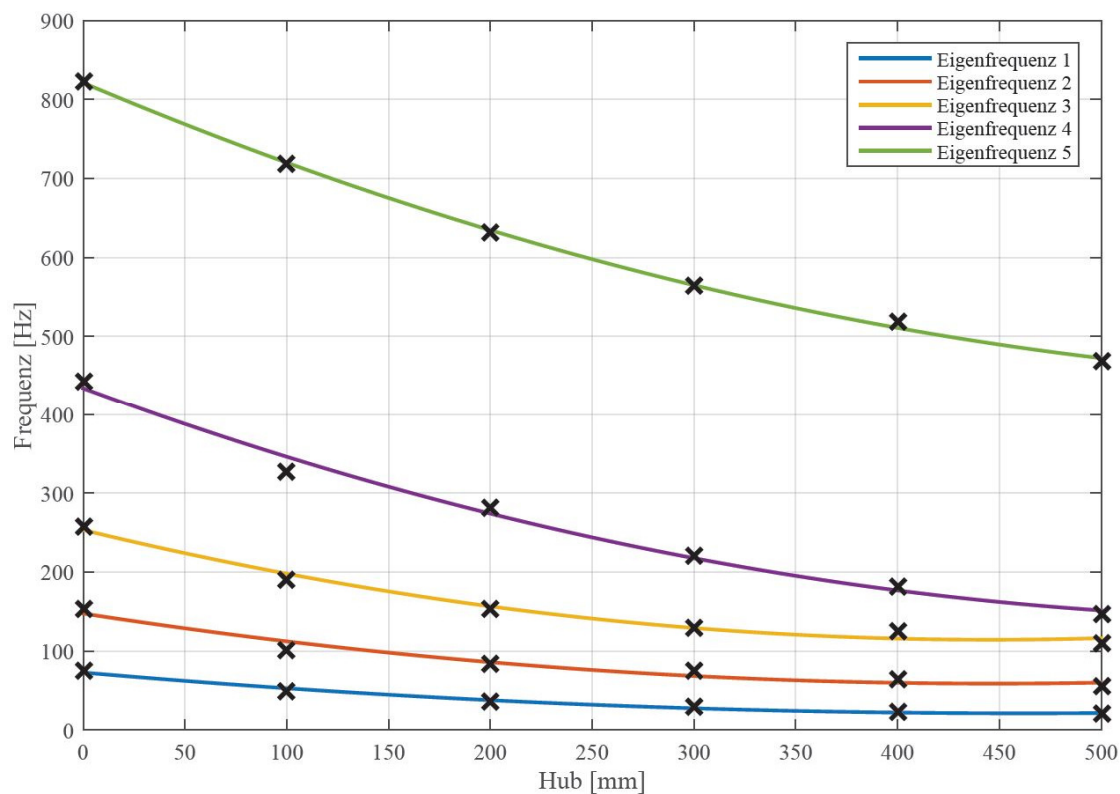


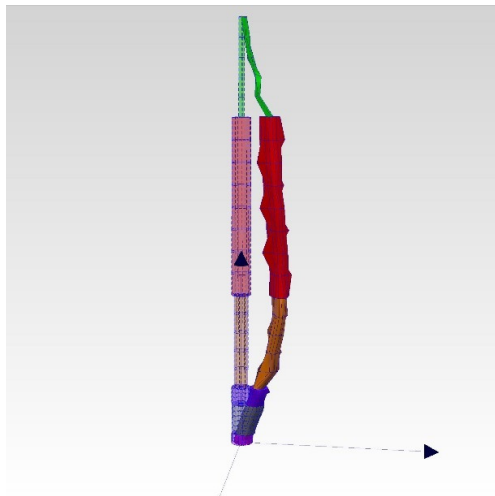
Abbildung 3.8: Verlauf der Eigenfrequenzen über den Hub

In den dargestellten Ergebnissen ist die aus Gleichung (3.1) erwartete Längenabhängigkeit der Eigenfrequenzen erkennbar. Sämtliche Eigenfrequenzen zeigen einen absteigenden Verlauf bei zunehmendem Hub. Der leichte Anstieg der 3. Eigenfrequenz bei einem Hub von etwa 450mm ist auf Messungenauigkeiten zurückzuführen, da aufgrund des geringen Abstandes zu den benachbarten Eigenfrequenzen eine Identifikation der exakten Position erschwert wird.

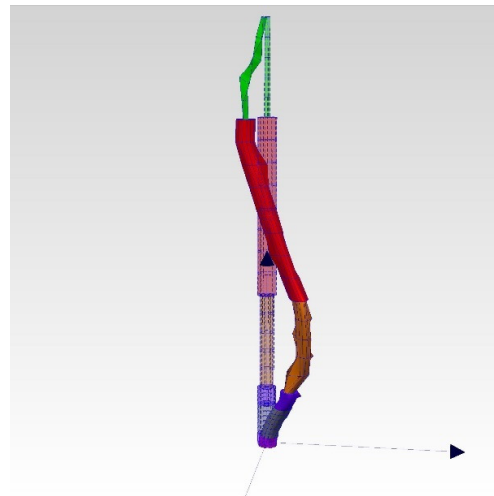
3.1.5 Darstellung der Eigenmoden

Basierend auf den ermittelten Übertragungsfunktionen zwischen den Messpunkten des Antriebssystems können die Schwingformen des Antriebssystems dargestellt werden. Dazu ist eine dreidimensionale Modellierung des Aktuators in MEScope[®] erforderlich, auf welcher anschließend der Raster des Messobjekts (siehe Abschnitt 3.1.2) abgebildet wird. Neben Messpunkten, die direkt mit dem Raster verknüpft werden, ist auch die Verwendung von Zwischenpunkten möglich um eine genauere Darstellung zu erhalten. Für die Darstellung des Schwingverhaltens dieser Punkte wird durch die Software eine Interpolation durchgeführt. Alle weiteren Punkte werden direkt mit ihrer Übertragungsfunktion verknüpft und dargestellt.

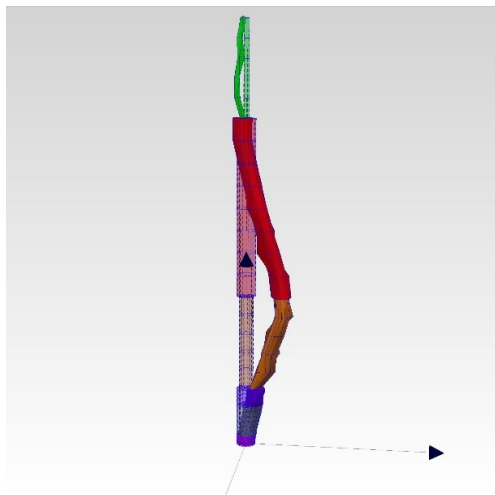
Die Eigenmoden des Antriebes zu den zugehörigen Eigenfrequenzen sind in Abbildung 3.9 bei einer Hubposition von 400mm und einer Belastung von 40kg dargestellt.



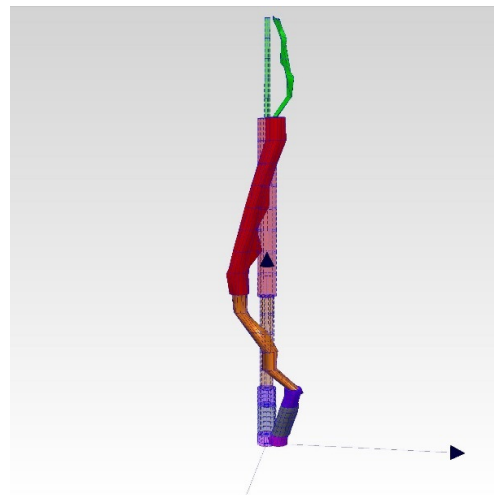
a) Eigenfrequenz 1 (19-74 Hz)



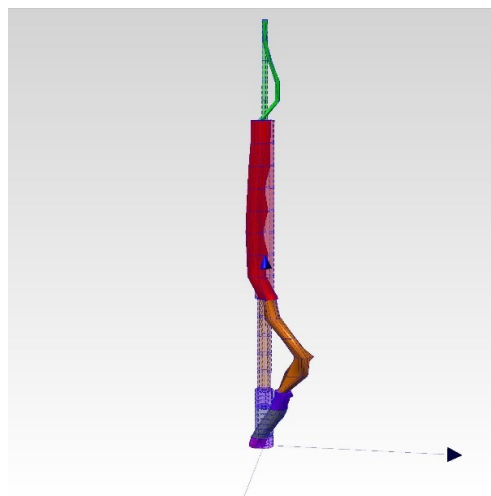
b) Eigenfrequenz 2 (55 -155Hz)



c) Eigenfrequenz 3 (127-275Hz)



d) Eigenfrequenz 4 (158 – 440Hz)



e) Eigenfrequenz 5 (468-823 Hz)

Abbildung 3.9: Eigenfrequenzen 1-5 des Antriebssystems

3.2 Identifikation von Erregungsmechanismen

Die große Anzahl an bewegten Komponenten im Antriebssystem führt zu einer Vielzahl von Erregerfrequenzen. Diese Frequenzen sind für die akustische und vibrationstechnische Qualität des Aktuators verantwortlich. Um eine schwingungstechnische Optimierung durchzuführen sowie um konkrete Fehler im System zu erkennen ist ein Verständnis des Erregerspektrums notwendig. Im Zuge der Frequenzzuordnung werden die Erregerfrequenzen im Folgenden analytisch berechnet und anschließend mit Messergebnissen abgeglichen.

3.2.1 Analytische Berechnung der Erregerfrequenzen

Der teleskopierbare Aktuator, welcher in Abschnitt 0 detailliert erklärt ist, wird angetrieben durch eine Antriebseinheit bestehend aus einem Elektromotor mit einem nachfolgenden Planetengetriebe. Diese Einheit beinhaltet zahlreiche bewegte Komponenten und ist ausschlaggebend für die Schwingungserregung. Basierend auf den Grundlagen in Abschnitt 2.3 werden die theoretischen Erregerfrequenzen im Folgenden mit den Kenndaten des Antriebes berechnet.

Der Elektromotor wird über Gleichstrom betrieben und die Kommutierung findet über Bürsten statt, welche auf 8 Kommutatorflächen laufen. Mit der Standard-Drehfrequenz des Motors von $f_M = 92\text{Hz}$ ergibt sich die Kommutatorfrequenz mit Gleichung (2.28) zu $f_K = 736\text{Hz}$.

Auf der Antriebswelle des Motors ist das Sonnenrad der ersten Planetenstufe befestigt. Dieses ist schrägverzahnt und treibt 3 Planeten an, welche auf einem Hohlrad laufen, das steif mit dem Motor verbunden ist. Der Abtrieb erfolgt über den Planetenträger des Getriebes, welcher gleichzeitig als Sonnenrad der zweiten Getriebestufe dient. Auch diese Stufe beinhaltet 3 Planetenräder, welche sich wiederum auf einem feststehenden Hohlrad bewegen. Der Steg wird direkt für den Abtrieb verwendet und ist über eine Kupplung mit der Antriebswelle des Spindel systems verbunden. Die Kenndaten der jeweiligen Zahnräder sind in Tabelle 3.3 dargestellt.

Tabelle 3.3: Zähnezahlen Planetengetriebe

Bezeichnung	Symbol	Zähnezahl
Sonnenrad Stufe 1	z_{so1}	13
Planetenrad Stufe 1	z_{p1}	17
Hohlrad Stufe 1	z_{h1}	50
Sonnenrad Stufe 2	z_{so2}	13
Planetenrad Stufe 2	z_{p2}	19
Hohlrad Stufe 2	z_{h2}	53

Wie in Abschnitt 2.4.2 beschrieben ist die Übersetzung des Getriebes von der Betriebsart abhängig. Bei Antrieb durch das Sonnenrad und Abtrieb über den Planetenträger gilt für die Übersetzung der jeweiligen Stufe j aus [23, 511ff]

$$i_j = \frac{n_{soj}}{n_{stj}} = 1 + \frac{z_{hj}}{z_{soj}} \quad \text{mit } j = 1, 2. \quad (3.2)$$

Die dadurch ermittelten Übersetzungen des Planetengetriebes sind in Tabelle 3.4 dargestellt.

Tabelle 3.4: Übersetzungen des Planetengetriebes

Bezeichnung	Symbol	Übersetzung
Übersetzung Stufe 1	i_1	4,846
Übersetzung Stufe 2	i_2	5,077
Gesamtübersetzung	i_{ges}	24,604

Aufbauend auf die Übersetzungen werden die Drehzahlen der Zahnräder im Getriebe mit der Willis-Gleichung (2.35) berechnet und in Tabelle 3.5 dargestellt.

Tabelle 3.5: Drehzahlen Planetengetriebe

Komponente	Symbol	Drehzahl [1/s]
Sonnenrad Stufe 1	n_{so1}	92 Hz
Planetenrad Stufe 1	n_{p1}	55,84 Hz
Planetenträger Stufe 1	n_{h1}	18,98 Hz
Sonnenrad Stufe 2	n_{so2}	18,98 Hz
Planetenrad Stufe 2	n_{p2}	10,43 Hz
Planetenträger Stufe 2	n_{h2}	3,74 Hz

Aus den erhaltenen Drehzahlen werden die Zahneingriffsfrequenzen des Getriebes nach Gleichung (2.37) berechnet und sind in Tabelle 3.6 aufgelistet.

Tabelle 3.6: Zahneingriffsfrequenzen Planetengetriebe

Komponente	Symbol	Zahneingriffsfrequenz
Stufe 1	f_{z1}	949,2 Hz
Stufe 2	f_{z2}	198,18 Hz

Die Feststellung der Zahneingriffsfolge wird nach den Erläuterungen in Abschnitt 2.4.3 durchgeführt. Mit Verwendung der Gleichung (2.36) ergibt sich das Verhältnis von Zähnezahl des Hohlrades zur Anzahl der Planetenräder der ersten Stufe zu

$$\frac{z_{h1}}{i_{p1}} = 16,6. \quad (3.3)$$

Für die zweite Stufe gilt

$$\frac{z_{h2}}{i_{p2}} = 17,6. \quad (3.4)$$

Da eine ganzzahlige Teilung nicht möglich ist führt dies zu einer sequentiellen Zahneingriffsfolge beider Stufen des Planetengetriebes. Aus diesem Grund sind die signifikanten Amplituden bei den

benachbarten Harmonischen der eigentlichen Zahneingriffsfrequenz zu erwarten, die ganzzahlig durch die Anzahl der Planeten teilbar sind, wie in Abschnitt 2.4.3 erläutert. (siehe Tabelle 3.7)

Tabelle 3.7: Zahneingriffsfrequenzen und Harmonische im Planetengetriebe

Bezeichnung	Symbol	Frequenz
Zahneingriffsfrequenz Stufe 1 ($f_{z1} = f_{s1}z_{h1}$)	f_{z1}	949,2 Hz
48. Harmonische von f_s	f_{s1_48}	911,2 Hz
51. Harmonische von f_s	f_{s1_51}	968,2 Hz
Zahneingriffsfrequenz Stufe 2 ($f_{z2} = f_{s1}z_{h2}$)	f_{z2}	198,2 Hz
51. Harmonische von f_s	f_{s2_51}	190,7 Hz
51. Harmonische von f_s	f_{s1_54}	201,9 Hz

Die Überrollfrequenzen des Planetengetriebes werden mit den Gleichungen (2.38) bis (2.40) berechnet und sind in Tabelle 3.8 dargestellt.

Tabelle 3.8: Überrollfrequenzen Planetengetriebe

Bezeichnung	Symbol	Überrollfrequenzen
Sonnenrad Stufe 1	f_{U_so1}	219 Hz
Planetenrad Stufe 1	f_{U_p1}	111,7 Hz
Hohlrad Stufe 1	f_{U_h1}	19 Hz
Sonnenrad Stufe 2	f_{U_so2}	45,7 Hz
Planetenrad Stufe 2	f_{U_p2}	20,9 Hz
Hohlrad Stufe 2	f_{U_h2}	3,7 Hz

Zur Lagerung der Motorwelle und zur Übernahme der Belastungen der Antriebswelle sind im Aktuator zwei baugleiche Wälzlager des Typs 604-Z verbaut. Sie haben speziell im Schadensfall einen großen Einfluss auf das Erregerspektrum. In Tabelle 3.9 sind die Kenndaten der Rillenkugellager angeführt.

Tabelle 3.9: Parameter Wälzlager

Parameter	Symbol	Wert
Wälzkörperdurchmesser	D_w	2 mm
Teilkreisdurchmesser	D_{pw}	8 mm
Druckwinkel	z_{h1}	45°
Anzahl Wälzkörper	Z	7

Mit den angeführten Kenndaten des Wälzlagers ergeben sich aus den Gleichungen (2.29) bis (2.32) die in Tabelle 3.10 dargestellten Erregerfrequenzen.

Tabelle 3.10: Überrollfrequenzen Wälzlager

Bezeichnung	Symbol	Frequenz [Hz]
Überrollfrequenz Außenring	f_A	274,2 Hz
Überrollfrequenz Innenring	f_I	383,8 Hz
Rotationsfrequenz Käfig	f_K	37,9 Hz
Rotationsfrequenz Wälzkörper	f_{WK}	124,7 Hz

3.2.2 Durchführung von Messungen

Für die Messung des Schwingungssignals im Betrieb des Aktuators wird der in Abbildung 3.1 dargestellte Messaufbau verwendet. Zur Aufnahme des Signals wird der Beschleunigungssensor KSB95B100 (siehe Tabelle 3.2) an der Motor-Getriebeeinheit des Antriebes befestigt. Die axiale Belastung wird bei 40kg festgesetzt, da dies der mittleren Belastung im Betrieb entspricht.

Zur Messung der Daten werden insgesamt fünf Hubzyklen des Antriebes aufgezeichnet, mit denen eine FFT Analyse durchgeführt wird und so gleichzeitig eine Bildung des Mittelwertes über den gesamten Zeitraum erfolgt.

3.2.3 Abgleich der Erregerfrequenzen

Mit Kenntnis der berechneten Erregerfrequenzen aus Abschnitt 3.2.1, welche sich theoretisch im Spektrum des Antriebes befinden, wird ein Abgleich mit den Messergebnissen aus dem vorherigen Abschnitt durchgeführt.

In Abbildung 3.10 ist der Bereich der Zahneingriffsfrequenz der 1. Getriebestufe dargestellt. Wie in Abschnitt 2.4.3 erläutert, ist keine signifikante Amplitudenspitze bei der eigentlichen Zahneingriffsfrequenz vorhanden. Die benachbarten Harmonischen der Stegdrehzahl sind jedoch klar ersichtlich, was mit den theoretisch- berechneten Frequenzen übereinstimmt.

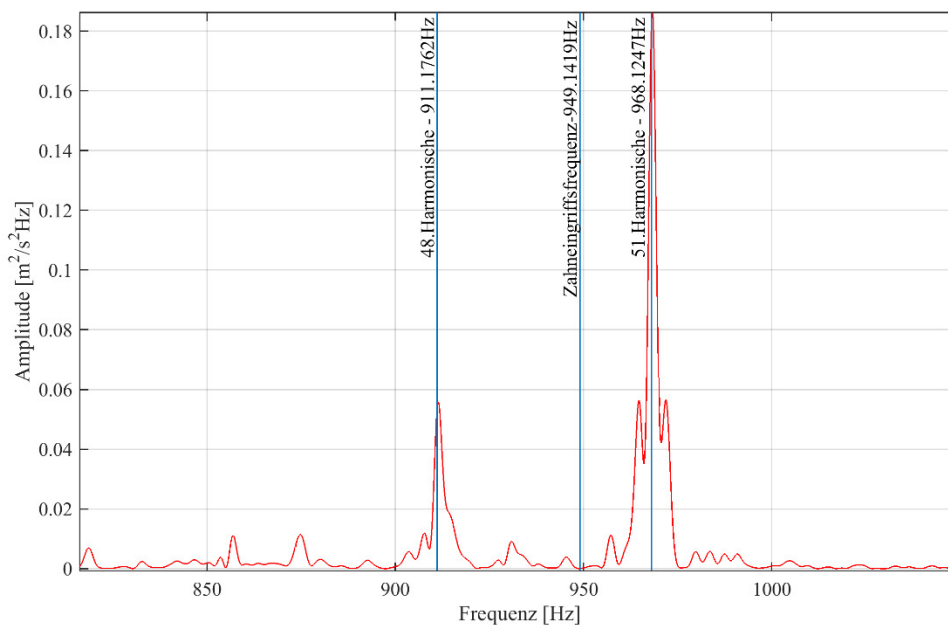


Abbildung 3.10: Zahneingriffsfrequenz 1. Stufe

Zusätzlich sind bei der 51. Harmonischen der Stegdrehzahl der 1. Stufe noch weitere Seitenbänder vorhanden, welche in Abbildung 3.11 gezeigt werden. Der Abstand der Seitenbänder zur Hauptfrequenz stimmt mit der Stegdrehzahl der zweiten Getriebestufe überein, was auf eine Modulation der 51. Harmonischen der Stegdrehzahl der 1. Stufe schließen lässt.

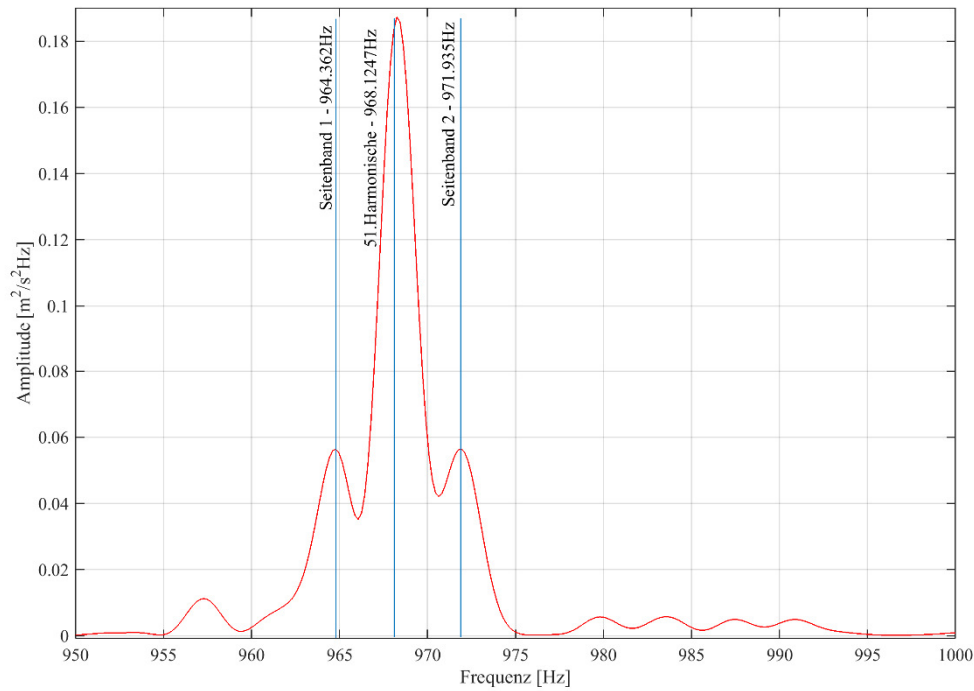


Abbildung 3.11: Seitenbänder der Zahneingriffsfrequenz

Das selbe charakteristische Verhalten für Planetengetriebe mit einer sequentiellen Zahneingriffsfolge, welches bei der 1. Getriebestufe vorhanden ist, kann auch für die 2. Stufe bestätigt werden. Neben den benachbarten Harmonischen, welche geradzahlig durch die Anzahl der Planeten teilbar sind, ist auch die Amplitude der 57. Harmonischen der Stegdrehzahl der 2. Stufe in Abbildung 3.12 deutlich erkennbar.

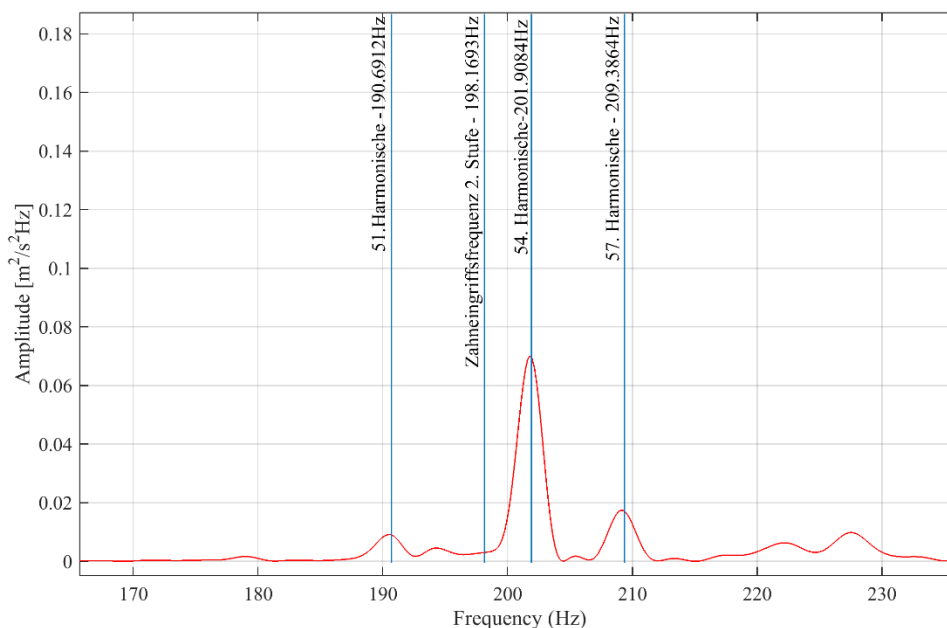


Abbildung 3.12: Zahneingriffsfrequenz 2. Stufe

Bei Betrachtung des gesamten Frequenzbereichs in Abbildung 3.13 ist klar ersichtlich, dass die Zahneingriffsfrequenzen den stärksten Einfluss auf die Schwingungserregung haben. Im Bereich bis 500 Hz sind die Amplituden der Zahneingriffsfrequenzen der 2. Stufe und der zugehörigen Harmonischen weitaus größer als die Erregerfrequenzen anderer Komponenten. Sämtliche Überrollfrequenzen der Wälzlager befinden sich laut Berechnung (siehe Tabelle 3.10) in diesem Bereich und erzeugen keine signifikanten Amplituden. Wie in Abschnitt 2.3.3 erläutert ist dies ein Zeichen für die volle Funktionsfähigkeit der Lager. Bei Auftreten eines Lagerschadens, welcher durch falsche Belastung oder Erreichen der Lebensdauer entstehen kann, sind weitaus höhere Amplituden zu erwarten.

An der Stelle der Motorfrequenz ist ebenfalls keine markante Amplitudenspitze zu erkennen. Das weist auf eine gute Wuchtqualität des Rotors hin, wodurch ein ruhiger Rundlauf des Motors entsteht.

Im Frequenzbereich über 500 Hz zählt die Zahneingriffsfrequenz der 1. Stufe zu den Erregungsmechanismen mit dem stärksten Einfluss. Weiters ist auch die Kommutierungsfrequenz des Motors klar ersichtlich.

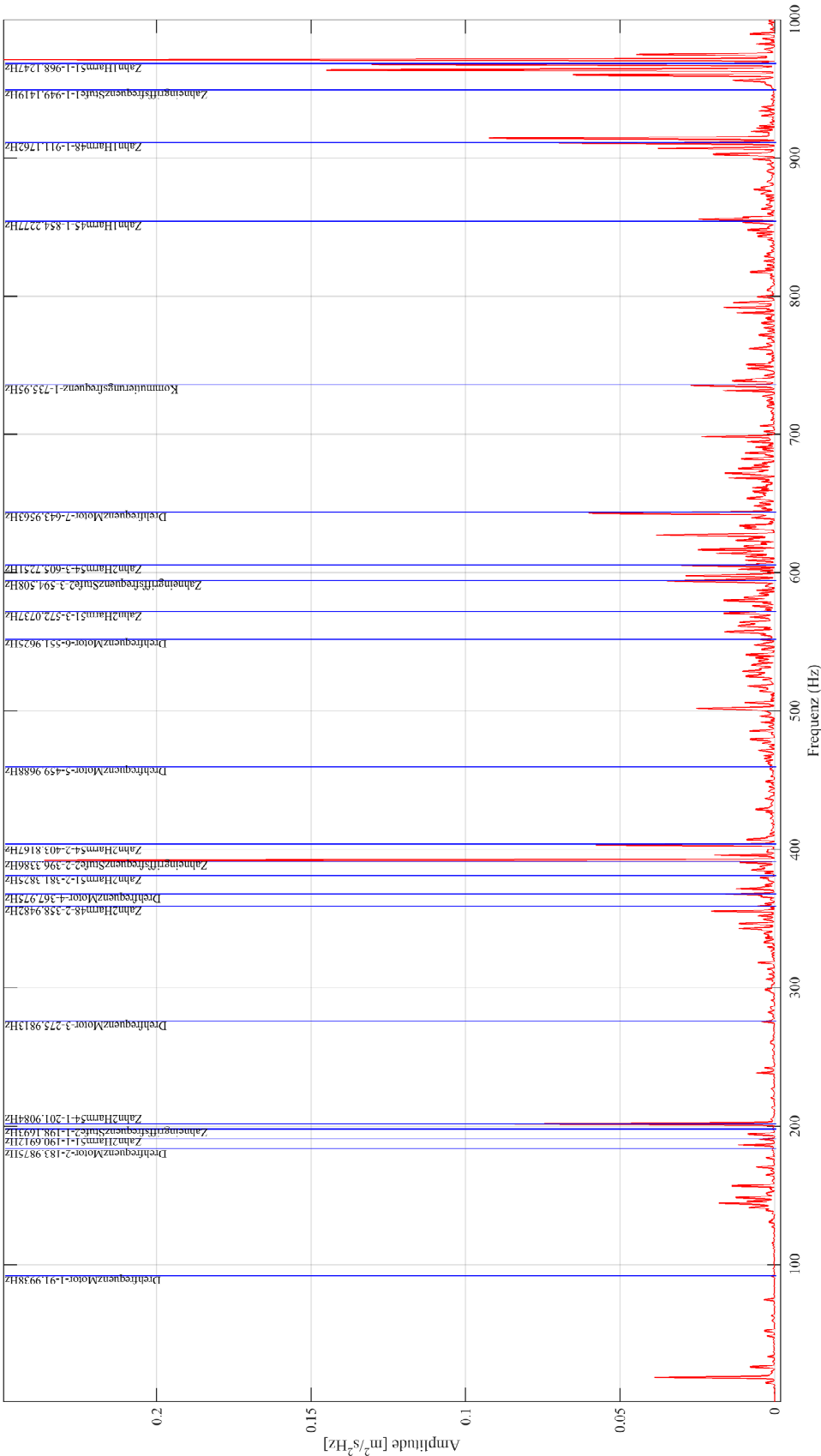


Abbildung 3.13: Frequenzzuordnung

Detaillierte Untersuchungen des Schwingungsverhaltens werden im Bereich bis 1000 Hz durchgeführt. Eine Analyse des erweiterten Frequenzbereiches bis 7000 Hz zeigt klar, dass die Zahneingriffsfrequenz der 1. Stufe mit den zugehörigen Harmonischen das Erregungsspektrum dominiert, wie in Abbildung 3.14 dargestellt ist.

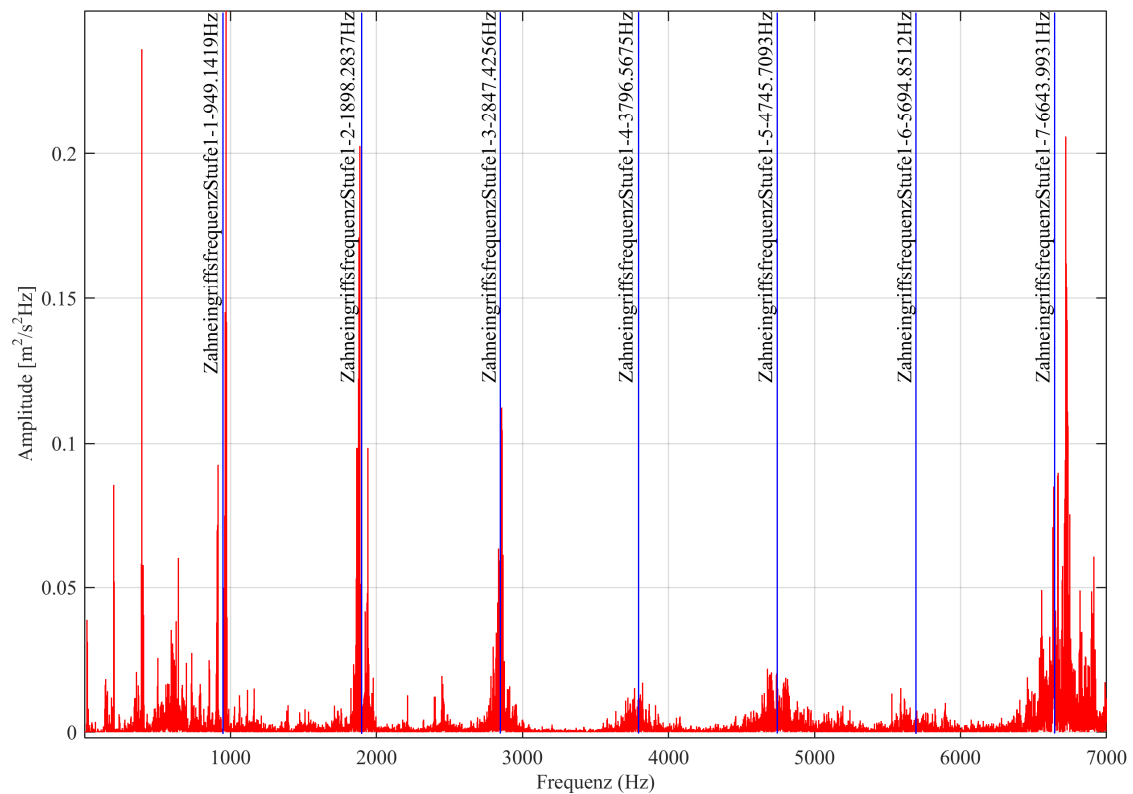


Abbildung 3.14: Erregerspektrum bis 7000 Hz

3.2.4 Analyse des Einflusses der Eigenfrequenzen

Wird ein schwingfähiges System im Bereich seiner Eigenfrequenz erregt, so liegt Resonanz vor, was zu einer Verstärkung der Amplituden führt. [3, p. 25] Die Erregerfrequenzen des Aktuators sind konstant über den gesamten Hub, da sich dieser mit konstanter Geschwindigkeit bewegt. Die Eigenfrequenzen sind jedoch von der aktuellen Position des Antriebes abhängig, was in Abschnitt 3.1 nachgewiesen wird. Daraus ergeben sich beim Bewegen des Systems Überschneidungen zwischen den Erreger- und Eigenfrequenzen. Der Verlauf dieser Frequenzen sowie die kritischen Überschneidungspunkte sind in Abbildung 3.15 dargestellt.

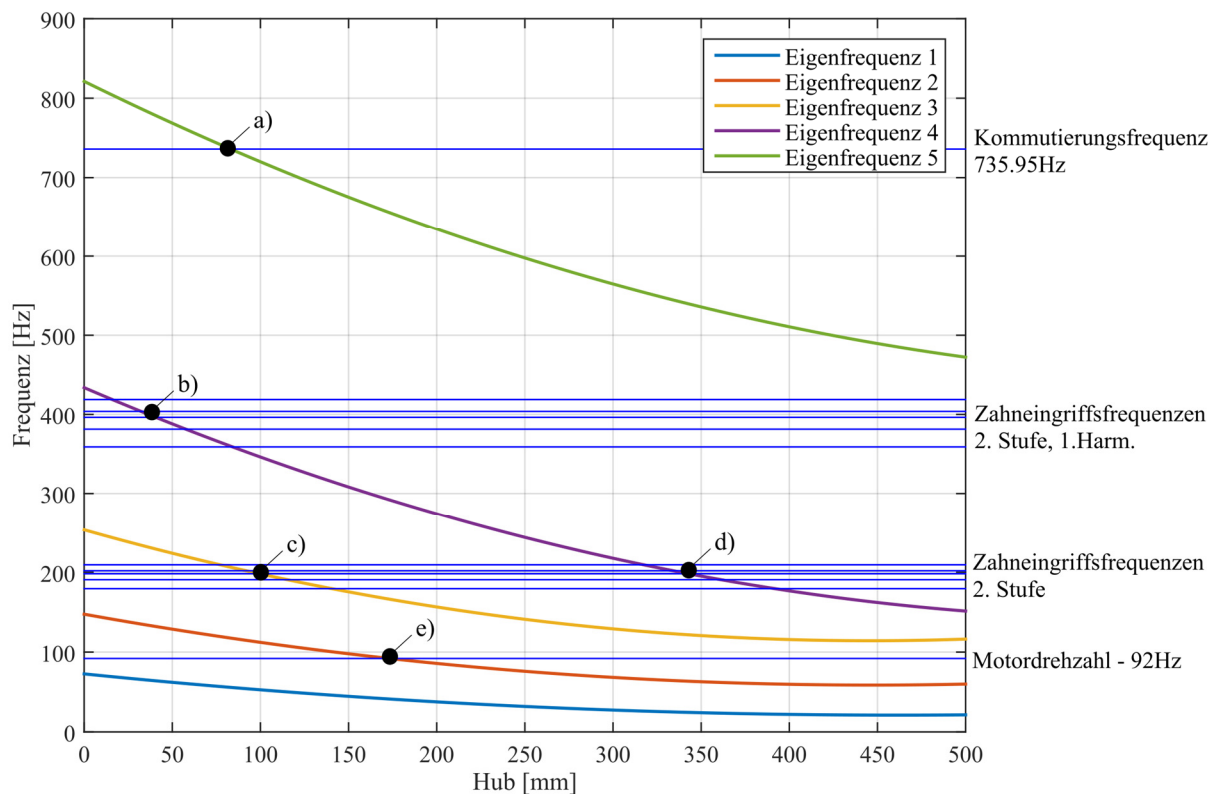


Abbildung 3.15: Überschneidungen Eigenfrequenzen - Erregerfrequenzen

Im Folgenden werden die Einflüsse der Überschneidungen a) – e) aus Abbildung 3.15 auf das Schwingungsverhalten des Antriebssystems untersucht.

a) *Eigenfrequenz 5: Überschneidung mit Kommutierungsfrequenz des Motors*

Die Überschneidung an Punkt a) führt, wie in Abbildung 3.16 dargestellt, zu einem signifikanten Anstieg der Amplituden. Im Diagramm ist auf der linken Seite der Hub im Bereich der Überschneidung zwischen Position 50mm und 100mm abgebildet. Auf der rechten Seite ist das Verhalten zwischen 100mm und 150mm gezeigt. Sowohl die Amplitude der Seitenbänder als auch jene der Zahneingriffsfrequenz erreichen nur mehr einen Bruchteil der Höhe im Bereich der Überschneidung.

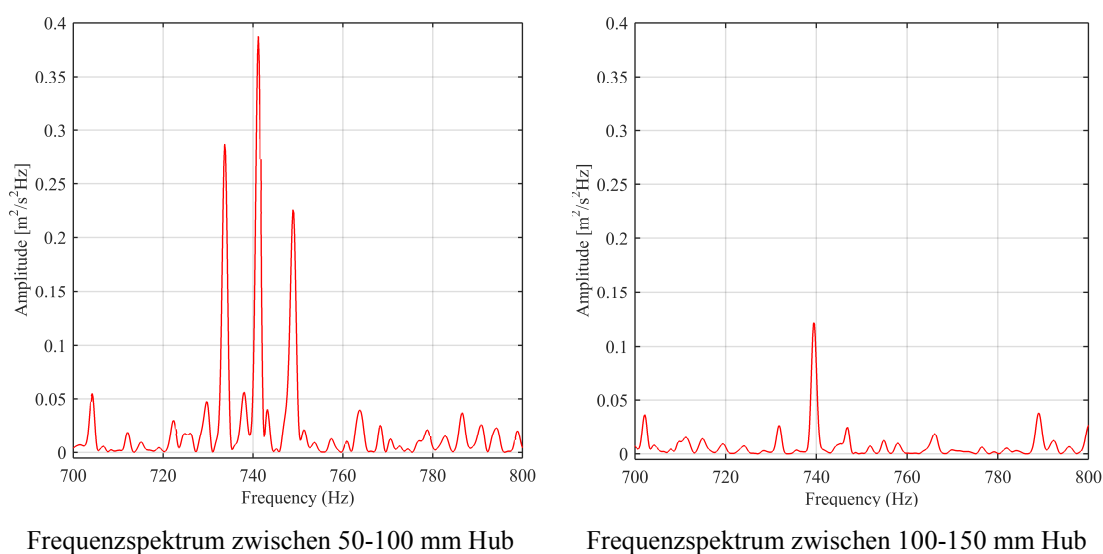


Abbildung 3.16: Überschneidung Punkt a)

b) *Eigenfrequenz 4 – Überschneidung mit der 1. Harmonischen der Zahneingriffsfrequenz der zweiten Stufe bei 400 Hz*

In Abbildung 3.17 ist die Verstärkung der Amplitude der Harmonischen der Zahneingriffsfrequenz der 2. Stufe durch die Überschneidung mit der 4. Eigenfrequenz zu sehen. Die Amplitude steigt fast um das Dreifache an.

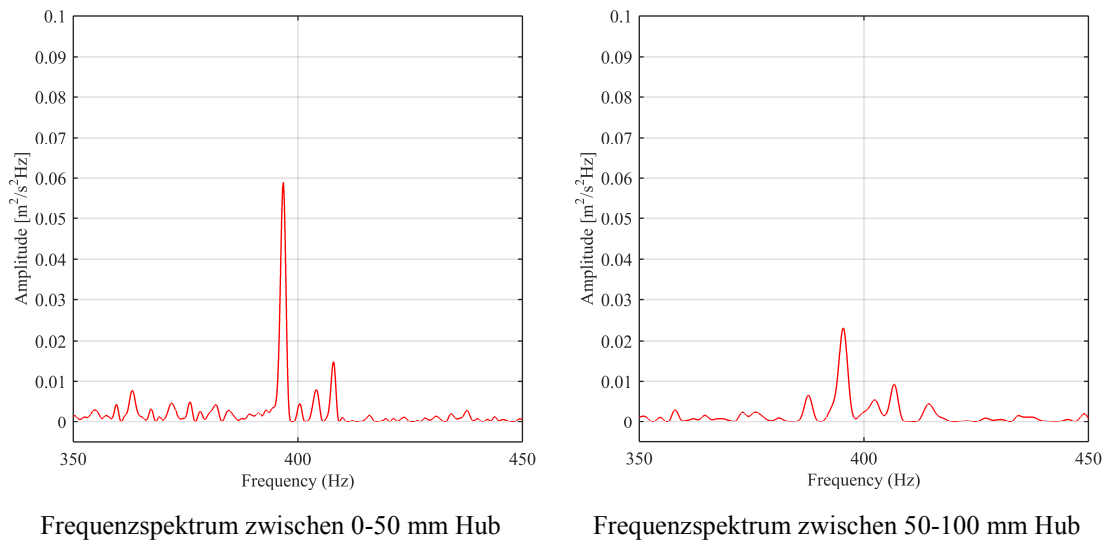


Abbildung 3.17: Überschneidung Punkt d)

c) *Eigenfrequenz 3 – Überschneidung mit Zahneingriffsfrequenz der zweiten Stufe bei 200 Hz*

Die Frequenzen, welche durch den Zahneingriff der zweiten Stufe entstehen, treten erst bei Überschneidung mit der 4. Eigenfrequenz in Erscheinung, wie in Abbildung 3.18 dargestellt ist. Die Amplituden werden verfünffacht, wodurch diese Frequenzen auch im gemittelten Spektrum über den gesamten Hub (siehe Abbildung 3.13) deutlich zu sehen sind.

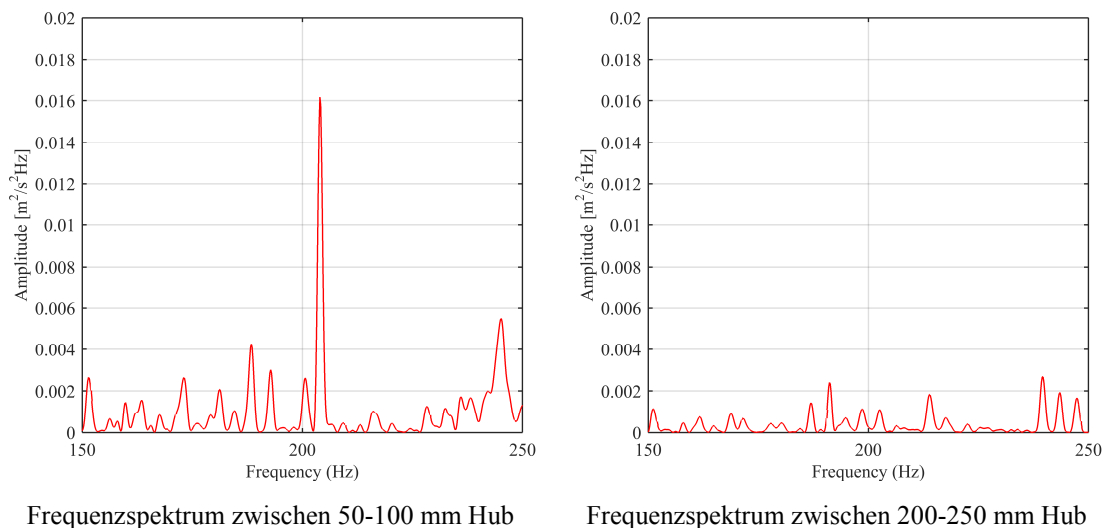


Abbildung 3.18: Überschneidung Punkt c)

d) *Eigenfrequenz 4 – Überschneidung mit Zahneingriffsfrequenz der zweiten Stufe bei 200 Hz*

Wie bereits bei Überschneidung c) ist die Zahneingriffsfrequenz der zweiten Stufe erst bei Überschneidung mit einer Eigenfrequenz klar erkennbar. Diese Verstärkung bei der 4. Eigenfrequenz,

welche in Abbildung 3.19 zu sehen ist, trägt ebenfalls dazu bei, dass diese Erregerfrequenz so markant im Gesamtspektrum (siehe Abbildung 3.13) auftritt.

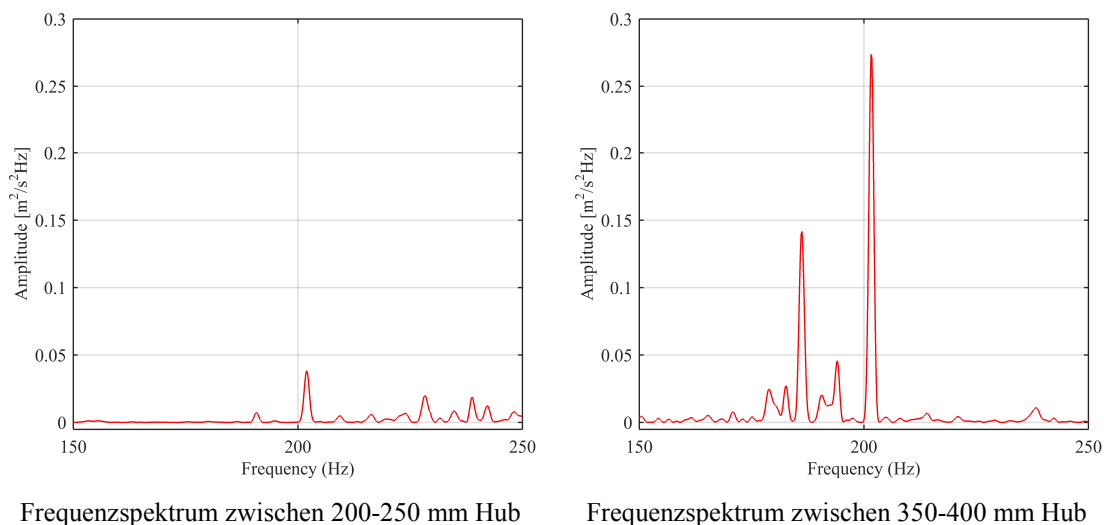


Abbildung 3.19: Überschneidung Punkt d)

e) *Eigenfrequenz 2 – Überschneidung mit Motordrehzahl bei 100 Hz*

In Abschnitt 3.2.3 wird die geringe Amplitude der Motordrehfrequenz im Spektrum diskutiert. In Abbildung 3.20 ist jedoch klar zu sehen, dass bei Überschneidung mit der 2. Eigenfrequenz ein deutlicher Anstieg der Amplitude erfolgt. Im gemittelten Gesamtspektrum hat dieser kurzzeitige Anstieg jedoch zu wenig Einfluss um deutlich erkennbar zu sein.

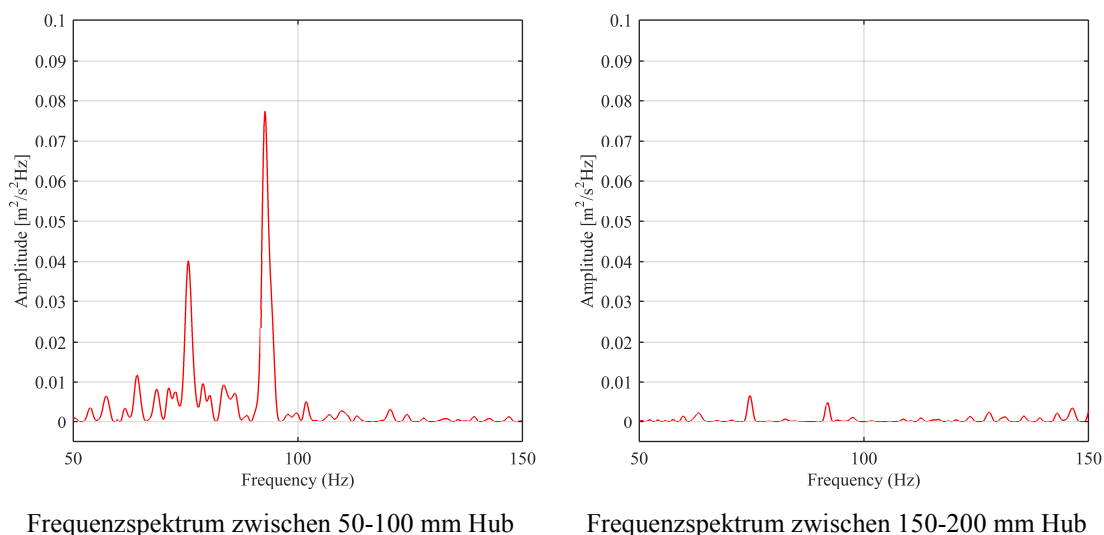


Abbildung 3.20: Überschneidung Punkt e)

f) Eigenfrequenz 1 – Überschneidung mit der 7. Harmonischen der Abtriebsdrehzahl bei 27Hz

Diese Überschneidung ist nicht in Abbildung 3.15 dargestellt, wird jedoch aufgrund des signifikanten Auftretens dieser Frequenz im Gesamtspektrum in Abbildung 3.13 separat erwähnt. Der deutliche Anstieg der 7. Harmonischen ist in Abbildung 3.21 zu sehen. Der exakte Grund warum im Speziellen die Überschneidung mit der 7. Harmonischen einen Anstieg hervorruft und benachbarte Harmonische nicht in Erscheinung treten kann nicht geklärt werden und muss detaillierter untersucht werden.

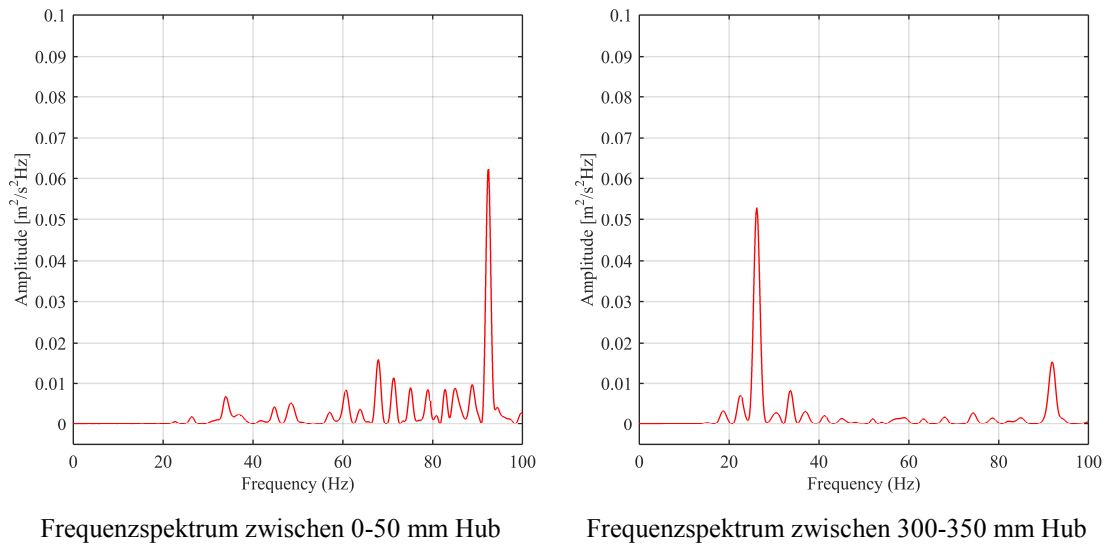


Abbildung 3.21: Überschneidung Punkt f)

4 Messung des Übertragungsverhaltens von Elastomeren

Die Schwingungen des Antriebssystems im Betriebszustand, welche im Kapitel 3 analysiert werden, sind ausschlaggebend für die akustische Qualität des Antriebes. Im eingebauten Zustand werden diese Schwingungen an ein Führungssystem aus Metallrohren und anschließend an eine Stahlkonstruktion mit Platten aus Verbundmaterialien übertragen. Diese bieten die Möglichkeit der Schallabstrahlung, erlauben weitere Resonanzen und verschlechtern damit das akustische Verhalten. Betrachtet man das Komplettsystem, so übernimmt der Linearaktuator darin die Rolle des Schwingungserregers. Aus diesem Grund wird auf der Rückseite des Motors (siehe Abschnitt 0) ein Elastomer-Element verwendet, welches die Übertragung von Schwingungen des Aktuators auf die weiteren Komponenten des Gesamtsystems reduziert. Für die Auswahl des Materials wird in diesem Kapitel ein Prüfstand konzipiert, mit dem die Messung der Übertragungseigenschaften der Materialien durchgeführt werden kann.

4.1 Messverfahren

Für die Messung der dynamischen Eigenschaften von Elastomeren gibt es eine Vielzahl an Messmethoden. Sehr weit verbreitet ist unter anderem die DIN 53513, welche für die Ermittlung der Materialparameter wie dem mechanischen Verlustfaktor und dem Schubmodul außerhalb der Resonanz und im Speziellen in Abhängigkeit der Temperatur und der Amplitude verwendet wird. [33]

Eine weitere Norm zur Messung der Übertragungseigenschaften elastischer Elemente ist die EN ISO 10846. Sie wird speziell für die Messung von Schwingungsisolatoren verwendet, beginnend bei Elementen für die Aufstellung von Gebäuden bis hin zu Isolatoren für Haushaltsgeräte. Zusätzlich kann mit dem Verfahren dieser Norm eine Ermittlung der Lastabhängigkeit durchgeführt werden, weswegen in Anlehnung auf dieses Messverfahren ein Messaufbau in den folgenden Abschnitten konzipiert wird. [34]

Beim Vorgehen nach der EN ISO 10846 wird zur Messung des Übertragungsverhaltens eine Schwingungserregung durch einen Shaker auf der Eingangsseite des Prüfobjekts durchgeführt, während auf der Gegenseite das Schwingungssignal gemessen wird. Unterschieden wird zwischen dem direkten und dem indirekten Messverfahren, wobei die gewählte Variante hauptsächlich den messbaren Frequenzbereich beeinflusst.

Der Aufbau des direkten Messverfahrens, welches in Abbildung 4.1 zu sehen ist, besteht aus einer Stützkonstruktion mit Traverse und Spindelsystem zum Aufbringen der Vorspannung auf das

Messobjekt, welches zwischen zwei Kraftverteilungsplatten zur Lastverteilung in das System eingespannt ist. Der Shaker ist direkt mit der Kraftverteilungsplatte auf der Eingangsseite verbunden und bringt über diese die Schwingungen in das System ein. Auf dieser Platte wird über einen Sensor das Beschleunigungssignal gemessen. Die Platte auf der Ausgangsseite wird über Kraftsensoren auf der Grundplatte abgestützt, die hier die Messung des Ausgangssignals vornehmen. Die dynamische Steifigkeit des Materials wird berechnet durch die Kraft am Ausgang des Prüfkörpers und der Amplitude der Schwingung am Eingang mit

$$k_{dyn}(\omega) = \frac{F_2(\omega)}{x_1(\omega)}. \quad (4.1)$$

Der Aufbau des direkten Verfahrens ermöglicht einen messbaren Frequenzbereich beginnend bei 1Hz und wird nach oben hin beschränkt durch die Eigenfrequenzen des Prüfaufbaus.

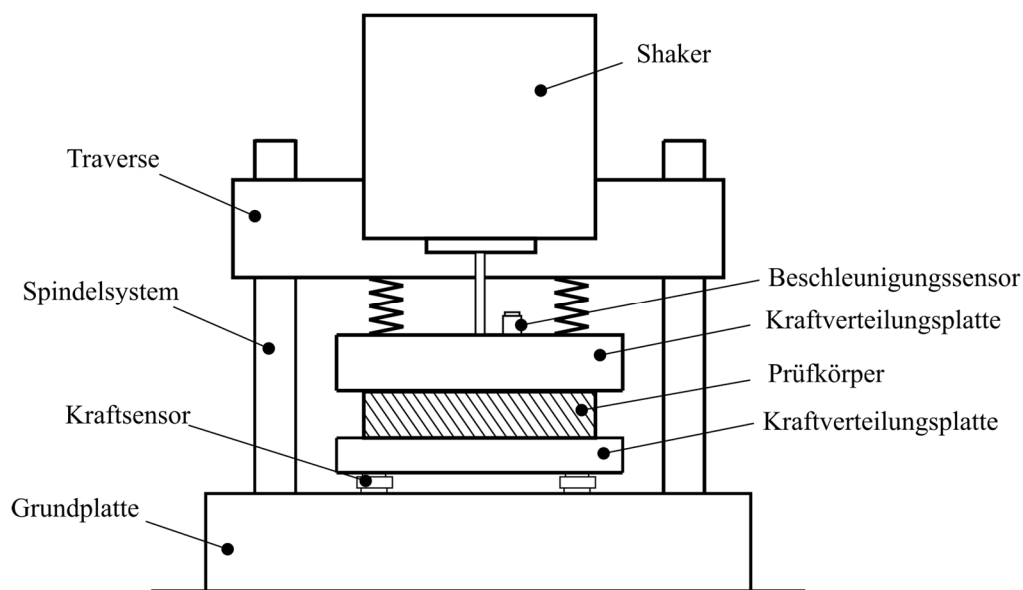


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau Direktes Verfahren nach EN ISO 10846

Beim indirekten Verfahren wird eine indirekte Kraftmessung zur Ermittlung der Übertragungseigenschaften verwendet. Der Aufbau zur Aufbringung der Vorspannung gleicht dem der direkten Variante und ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

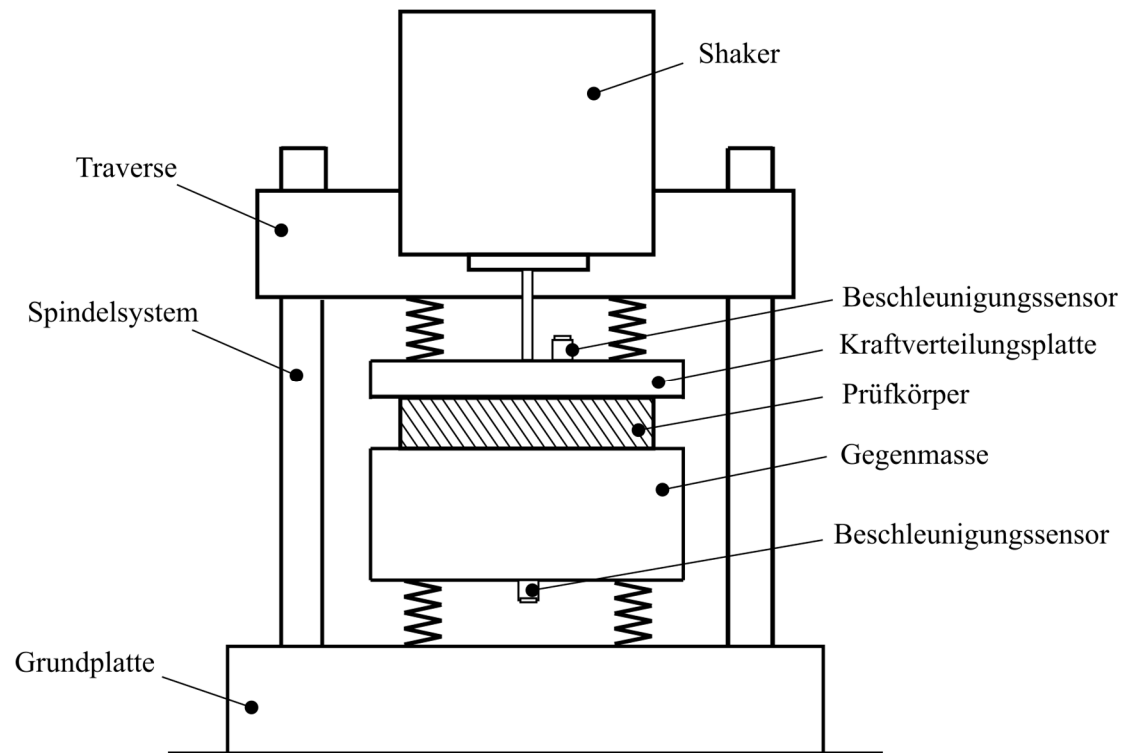


Abbildung 4.2: Schematischer Aufbau Indirektes Verfahren nach EN ISO 10846

Ebenso findet die Erregung mit einem Shaker statt, der über eine Kraftverteilungsplatte die Schwingungen in das System einleitet. Auf dieser Kraftverteilungsplatte wird wiederum die Beschleunigung gemessen. Statt einer Abstützung des Prüfkörpers über Kraftsensoren am Ausgang wird eine auf Federn aufgestellte Gegenmasse verwendet. Durch diese Masse entstehen bei Bewegung Trägheitskräfte, welche auf den Prüfkörper wirken. Durch Messung der Beschleunigung der Masse kann somit die Kraft auf den Prüfkörper ermittelt werden.

Zum Beweis dieses Zusammenhangs wird der Prüfstands Aufbau als Zweimassenschwinger wie in Abbildung 4.3 modelliert und aufbauend auf den analytischen Ansatz des Zweimassenschwingers in Gleichung (2.19) hergeleitet. Der Prüfkörper wird in diesem Modell durch ein Feder-Dämpfer System ersetzt und mit dem Ansatz der Strukturdämpfung aus Abschnitt 2.1.3 beschrieben. Die Masse des Prüfkörpers wird vernachlässigt, da sie relativ zur Masse der Kraftverteilungsplatte sowie der Gegenmasse sehr gering ist.

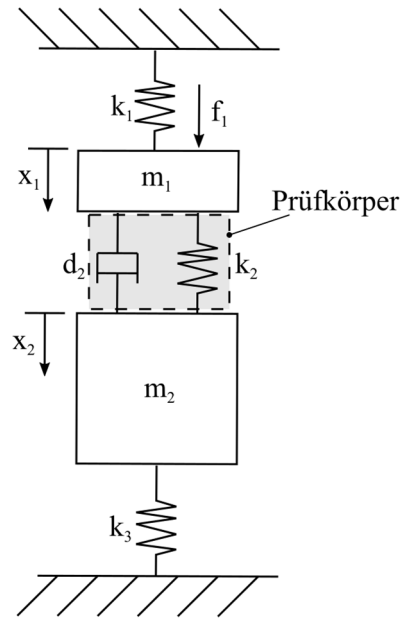


Abbildung 4.3: Modellierung Prüfstand als Zweimassenschwinger

Da für den Prüfstands Aufbau nur eine Erregung der Lastverteilungsplatte m_1 stattfindet und die Federn zur Vorspannung keine Dämpfung vorweisen, gilt für die Bewegungsgleichung des Prüfstands Aufbaus

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{pmatrix} + i \begin{pmatrix} d_2 & -d_2 \\ -d_2 & d_2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} f_1 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (4.2)$$

Die Verwendung des Lösungsansatzes aus Gleichung (2.2) führt das Gleichungssystem über zu folgenden Beziehungen:

$$\begin{aligned} \text{I)} \quad & -m_1 \omega^2 \hat{x}_1 + (id_2 + k_1 + k_2) \hat{x}_1 + (-id_2 - k_2) \hat{x}_2 = f_1 \\ \text{II)} \quad & -m_2 \omega^2 \hat{x}_2 + (-id_2 - k_2) \hat{x}_1 + (id_2 + k_2 + k_3) \hat{x}_2 = 0 \end{aligned} \quad (4.3)$$

Der Teil II) der Gleichung (4.3) kann nun umgeformt werden zu

$$-m_2 \omega^2 \hat{x}_2 + k_3 \hat{x}_2 = (k_2 + id_2) (\hat{x}_1 - \hat{x}_2) \quad (4.4)$$

und mit dem Zusammenhang für die komplexe Steifigkeit aus Gleichung (2.13) gilt

$$\underline{k}_{\text{komplex}}(\omega) = (k_2 + id_2) = \frac{(-m_2 \omega^2 + k_3) \hat{x}_2}{(\hat{x}_1 - \hat{x}_2)}, \quad (4.5)$$

wobei k_2 für die Speichersteifigkeit und d_2 für die Verluststeifigkeit des Elastomerelements stehen. Da es sich bei den Größen \hat{x}_1 und \hat{x}_2 in Gleichung (4.5) um frequenzabhängige Messdaten handelt, wird die Berechnung der komplexen Steifigkeit durch Bildung des Autoleistungsspektrums und Kreuzleistungsspektrums und anschließender Division nach [1, 21.21] durchgeführt.

Die dynamische Steifigkeit ergibt sich durch den Betrag der komplexen Steifigkeit mit

$$k_{dyn}(\omega) = |k_{komplex}(\omega)| \quad (4.6)$$

Die Masse m_2 sowie die Steifigkeit k_3 sind bekannte Größen aus der Dimensionierung des Prüfstandes, die Größen \hat{x}_1 und \hat{x}_2 werden mithilfe der Beschleunigungssensoren gemessen.

In der Norm EN ISO 10846-3 wird für die Berechnung der dynamischen Steifigkeit $k_{dynNorm}$ des Prüfkörpers die Gleichung

$$k_{dynNorm}(\omega) = \left| \frac{-m_2 \omega^2 \hat{x}_2}{\hat{x}_1} \right| \quad (4.7)$$

verwendet. Diese beruht auf der Annahme, dass die Trägheitskraft der Gegenmasse m_2 des Schwingsystems wesentlich höher ist als der Einfluss der Federkraft. Weiters ist der Weg \hat{x}_2 relativ zu \hat{x}_1 erheblich kleiner, wodurch dieser Wert ebenfalls vernachlässigt wird. [35, 10ff]

Die Grenzfrequenz des indirekten Verfahrens ist nach unten begrenzt durch die Eigenfrequenz des Schwingsystems bestehend aus Masse 1 und 2 sowie den Federn zur Vorspannung und der Federsteifigkeit des Prüfkörpers. Die obere Grenzfrequenz liegt aufgrund der Entkopplung der schwingenden Massen auf Federn wesentlich höher als beim direkten Verfahren. Die Begrenzung kann allerdings durch verschiedene Eigenfrequenzen im Prüfstand auftreten, wie der Eigenfrequenz der jeweiligen Komponenten (Gegenmasse, Prüfkörper, Lastverteilungsplatte) sowie der Einheit zur Aufbringung der Vorspannung.

4.2 Prüfstandsaufbau

Da für die Schwingungsoptimierung des Antriebssystems das Verhalten der Elastomere im Bereich ab 100 Hz berücksichtigt wird und die speziell eine möglichst hohe Grenzfrequenz erforderlich ist, erfüllt das indirekte Verfahren diese Anforderungen am besten. Aus diesem Grund wird in diesem Abschnitt ein Prüfstand, angelehnt an die Norm EN ISO 10846-3, ausgelegt.

Zur Abschätzung dieser Grenzfrequenz wird die Modellierung als Zweimassenschwinger aus Abschnitt 4.1 verwendet. Dazu wird das Modell in *Matlab*[®] implementiert und daraus der Frequenzgang des Systems, wie in Abschnitt 2.1.4 beschrieben, berechnet. Durch Variation der Federkonstanten k_1 und k_2 der Aufstellung sowie Simulation verschiedener Materialien wird die Position der Eigenfrequenzen des Prüfstandes optimiert.

In Abbildung 4.4 ist die Simulation der Übertragungsfunktion mit den Materialdaten des Elastomers Typ B-C3 (Beschreibung siehe Abschnitt 4.3) dargestellt. Die 1. Eigenfrequenz liegt bei diesem System bei 6,8Hz. Sie ist unabhängig von der Steifigkeit des Prüfkörpers und eine Analyse der zugehörigen Eigenform zeigt eine gleichsinnige Bewegung der beiden Massen m_1 und m_2 , was auch die fehlende Dämpfung dieser Eigenfrequenz erklärt. Die 2. Eigenfrequenz liegt bei 62,8 Hz und wird vom verwendeten Elastomer beeinflusst. Es findet eine gegensinnige Bewegung der Massen statt, wodurch der Einfluss der Dämpfung des Elastomers klar ersichtlich ist. Je höher der Dämpfungsfaktor des Prüfobjekts ist, desto stärker werden darüberliegende Frequenzen beeinflusst.

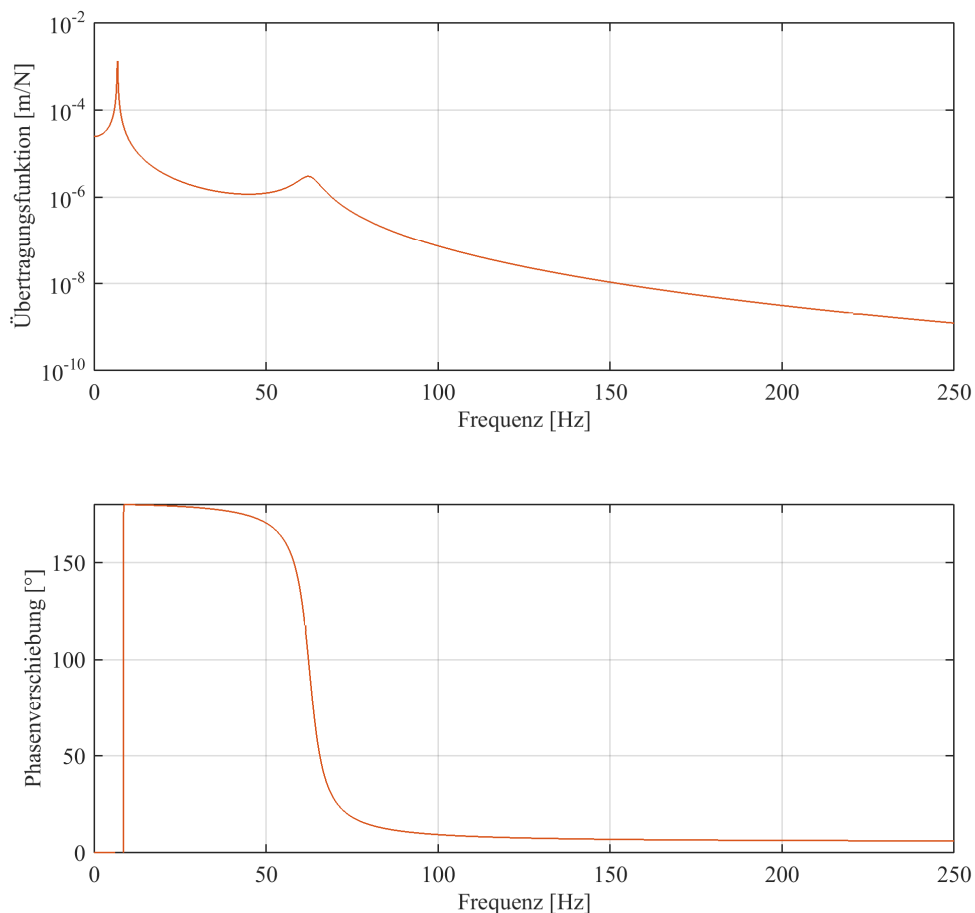
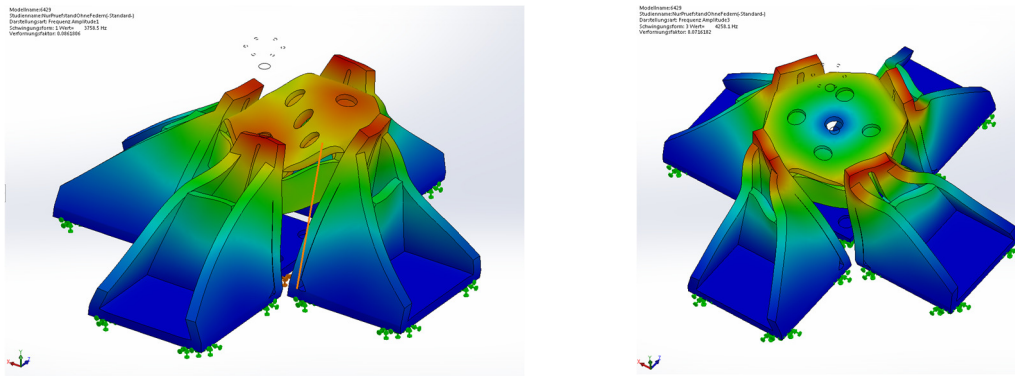


Abbildung 4.4: Simulation Prüfstand als Zweimassenschwinger

Zur Ermittlung der oberen Grenzfrequenz des Prüfstandes, welche durch diverse Eigenfrequenzen des Systems festgelegt ist, wird eine vereinfachte Version in *Solidworks*[®] konstruiert und mittels einer Finiten Elemente Berechnung simuliert. Die Ausführung als Schweißkonstruktion, welche in Abbildung 4.5 dargestellt ist, ermöglicht eine sehr kompakte und steife Umsetzung, wodurch die Grenzfrequenz durch Optimierungsschleifen mit Simulationen maximiert werden kann.



1. Biegemode 3700 Hz

1. Torsionsmode 4250 Hz

Abbildung 4.5: FE - Simulation der Eigenfrequenzen des Prüfstandes

Nach Festlegung der Abmessungen durch die Simulation der Eigenfrequenzen des Prüfstandes wird eine Detailkonstruktion durchgeführt, welche in Abbildung 4.6 ersichtlich ist. Der Prüfstand wird auf einen optischen Tisch montiert, welcher durch eine Luftlagerung Schwingungen der Umgebung isoliert. Die Erregung erfolgt über den Shaker *LDS V406* [36] der Firma *Brüel&Kjaer*[®], welcher frei hängend über dem Prüfstand befestigt wird.

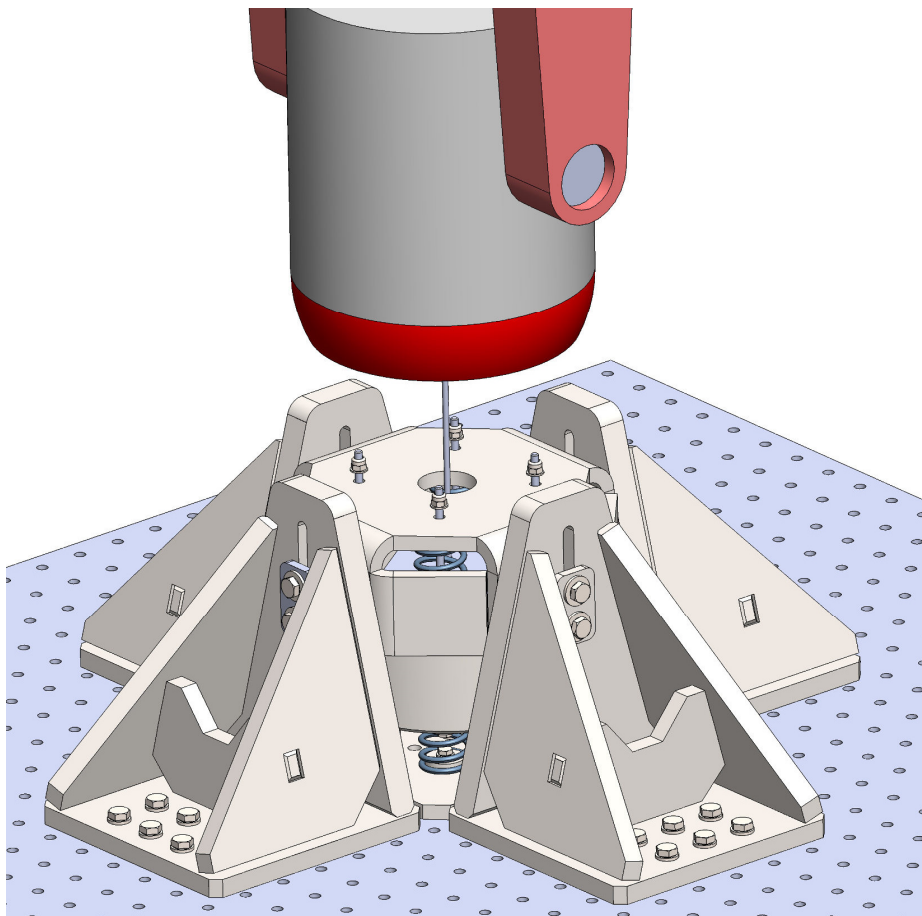


Abbildung 4.6: Design Prüfstand

In der Schnittdarstellung in Abbildung 4.7 ist die Funktionsweise dargestellt. Der Shaker ist über einen Stinger mit der Lastverteilungsplatte m_1 verbunden und bringt so Schwingungen in das System ein. Zwischen der Lastverteilungsplatte und der Gegenmasse m_2 wird der Prüfkörper positioniert. Die Sensoren zur Beschleunigungsmessung sind ebenfalls an den beiden Massen angebracht.

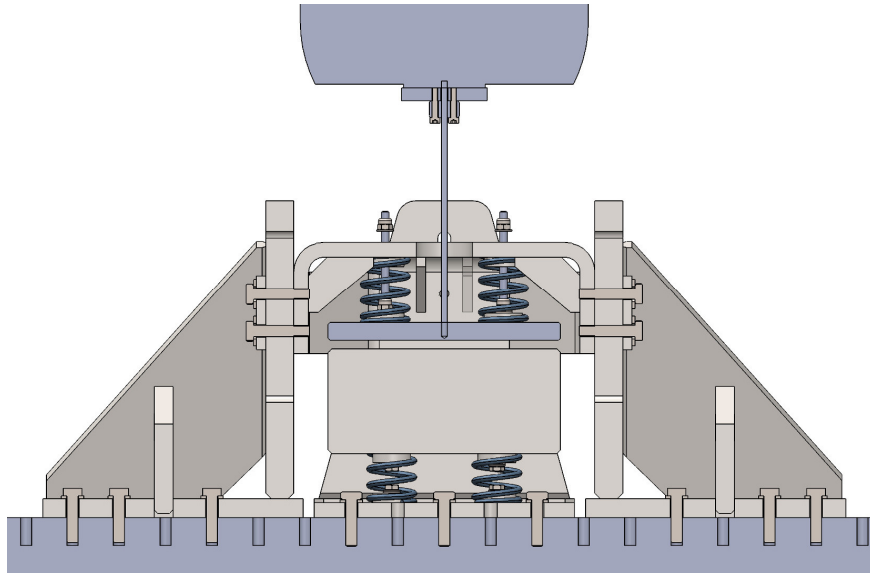


Abbildung 4.7: Schnittdarstellung Prüfstand

Die Vorspannung auf den Prüfkörper wird über die jeweils vier Druckfedern auf der Ober- und Unterseite aufgebracht. Die maximale Vorspannung auf den Prüfkörper liegt bei 800N und wird über zwei händisch bedienbare Linearachsen eingestellt. Die Messung der Kraft erfolgt dabei über eine Wägezelle, welche in Abbildung 4.8 zu sehen ist.

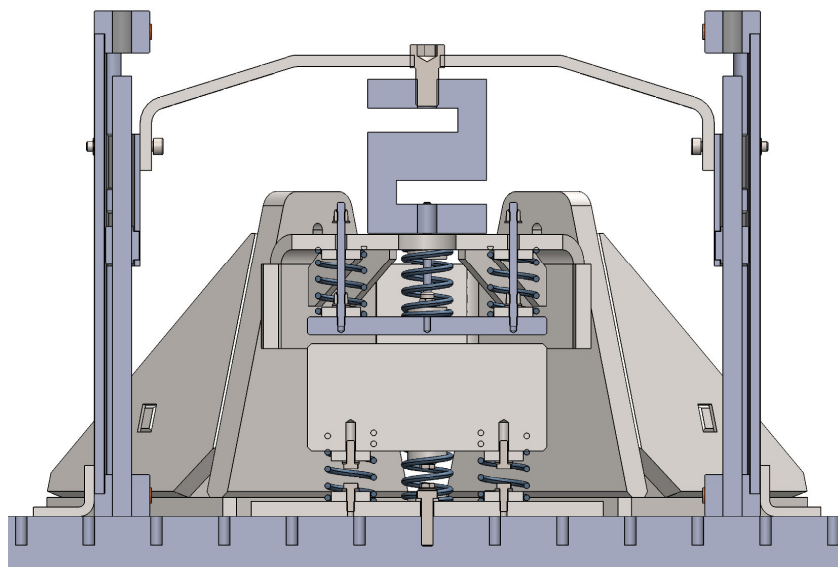


Abbildung 4.8: Aufbau Aufbringung Vorspannung

Nach Erreichen der gewünschten Vorspannung wird das System mit Schrauben fixiert und der Aufbau mit der Wägezelle entfernt. Der Shaker wird wieder mit der Krafteinleitungsplatte verbunden und die Messung wird gestartet.

4.3 Versuchsdurchführung

Ziel der Prüfstandsmessungen ist die Ermittlung der Materialparameter von Elastomeren. Das Übertragungsverhalten wird definiert durch die dynamische Steifigkeit oder den dynamischen Elastizitätsmodul sowie den mechanischen Verlustfaktor.

Für die Messungen werden die in Tabelle 4.1 aufgelisteten Materialien getestet. Es handelt sich hierbei um Elastomere verschiedener Hersteller, welche für die Schwingungsisolierung und Schwingungsdämpfung verwendet werden. Jedes Elastomer ist für einen bestimmten Betriebsbereich ausgelegt, welcher durch die Flächenpressung auf das Material definiert wird. Aufgrund von Geheimhaltungsvereinbarungen wird keine originale Herstellerbezeichnung der Materialien im Zuge dieser Arbeit verwendet. Die Bezeichnung findet über folgendes Schema statt:

Material Typ A – B7

Hersteller A, Materialreihe B mit Material Nr. 7

Der Betriebsbereich für die Messungen wird durch die maximal verfügbare Fläche berechnet, welche für die Anbringung eines Elastomerelements am Aktuator verfügbar ist. Diese Fläche ist begrenzt durch den Durchmesser des Motors, welcher bei 40mm liegt. Die Fläche ergibt sich somit zu 125mm². Die Betriebslasten des Aktuators variieren zwischen 0 und 80kg. Für die Prüfstandsmessung wird eine mittlere Last von 40kg festgesetzt, was zu einer Flächenpressung $p_A = 0,3N/mm^2$ führt. Basierend auf dieser Flächenpressung werden die Materialien ausgewählt und sind in Tabelle 4.1 angeführt.

Tabelle 4.1: Übersicht Materialien

Nr	Hersteller	Serie	Name	Dicke [mm]	Statischer Einsatzbereich [N/mm ²]
1	A	A	1	12	0,03
2	A	A	2	12	0,15
3	A	A	3	12	0,30
4	A	A	4	12	0,20
5	A	A	5	12	0,40
6	B	A	1	12	0,15
7	B	A	2	12	0,25
8	B	A	3	12	0,50
9	B	B	1	12	0,15
10	B	B	2	12	0,35
11	B	B	3	12	0,75
12	B	C	1	12	0,22
13	B	C	2	12	0,45
14	B	C	3	12	0,85
15	B	C	4	12	1,20
16	B	C	5	5	0,45
17	B	C	6	3	0,85
18	B	C	7	5	1,20
19	C	A	1	15	0,24
20	C	A	2	12,5	0,40
21	D	A	1	5	0,01
22	D	A	2	5	0,02
23	D	A	3	5	0,03
24	D	A	4	5	0,04
25	D	A	5	5	0,06
26	D	A	6	5	0,11
27	D	A	7	5	0,22
28	D	A	8	5	0,30
29	D	A	9	5	0,45
30	D	A	10	5	0,60
31	D	A	11	5	0,85
32	D	A	12	5	2,50

Zur Vereinfachung der Versuchsdurchführung werden die Prüfobjekte in eine quadratische Form mit 50x50mm gebracht. Die Dicke der Materialien variiert zwischen 3 und 12,5mm, wird aber später in der Berechnung der Materialparameter wieder kompensiert um reine materialbezogene Daten zu erhalten (siehe Gleichung (2.15)).

Für die Schwingungserregung wird mit dem Shaker ein Sinus-Sweep durchgeführt, mit dem ein sinusförmiges Signal mit ansteigender Frequenz auf den Prüfkörper aufgebracht wird. Die Frequenz

wird von 1 Hz bis 2000 Hz in einem Zeitraum von 20 Sekunden erhöht. Dieser Vorgang wird fünfmal wiederholt um eine höhere Genauigkeit der Messergebnisse zu erreichen.

4.4 Verifizierung des Prüfstandes

Zur Verifizierung der Messergebnisse wird die Übertragungsfunktion basierend auf Kennwerten aus dem Datenblatt für das Material Typ B-C4 berechnet und anschließend mit den Messdaten verglichen.

Da Elastomere grundsätzlich ein nichtlineares Verhalten vorweisen sind die Angaben in Datenblättern meist Näherungswerte. Abhängig von den Abmessungen des Prüfkörpers, der Vorspannung sowie der Frequenz ergibt sich ein breiter Bereich der Materialparameter. Dadurch ist eine Vergleichbarkeit zwischen unterschiedlichen Materialien basierend auf Datenblättern schwer durchzuführen. Für die Verifizierung werden die Abmessungen sowie die Flächenpressung des Prüfkörpers miteinbezogen und zur Berücksichtigung der Frequenzabhängigkeit wird ein oberer und unterer Grenzwert der Kenndaten für die Simulation der Übertragungsfunktion verwendet.

In Abbildung 4.9 ist die berechnete Übertragungsfunktion für 10 Hz und 1000 Hz dargestellt. Zusätzlich wird die Kurve der Messung in das Diagramm eingetragen.

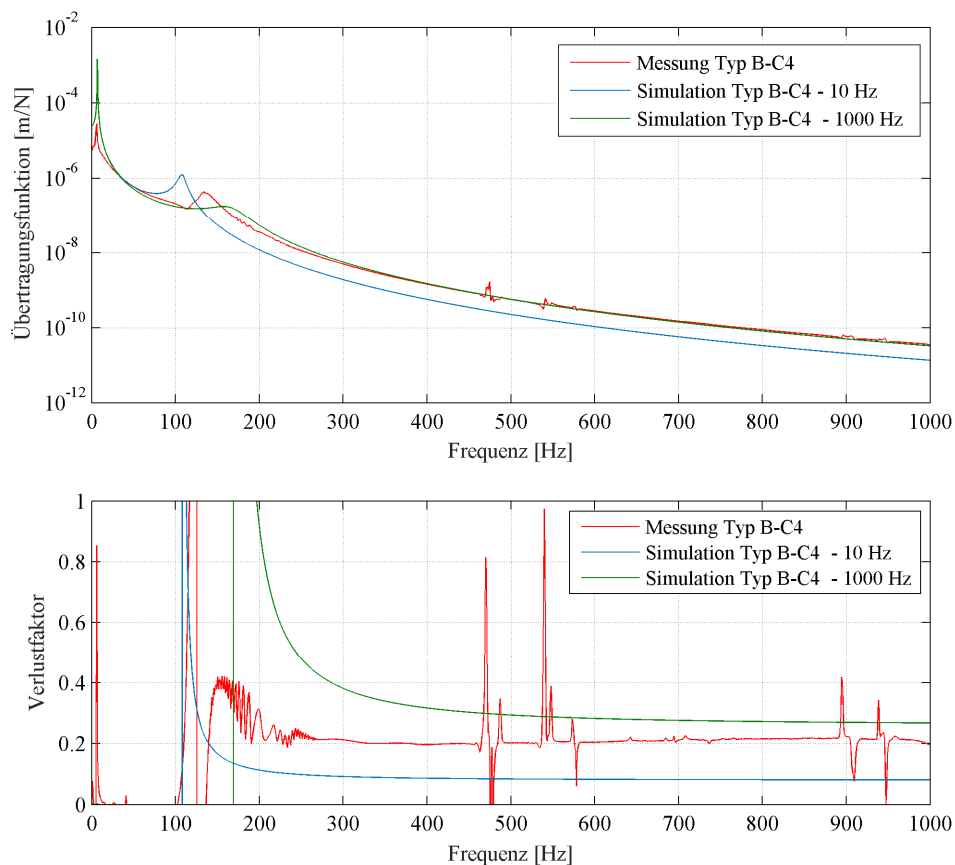


Abbildung 4.9: Verifizierung Prüfstand – Typ B-C4

Wie in der Darstellung der Übertragungsfunktion in Abbildung 4.9 ersichtlich, ist liegt die durch die Messung ermittelte Funktion zwischen den beiden Grenzkurven und nähert sich mit steigender Frequenz der Grenzkurve für 1000 Hz an. Sowohl die erste Eigenfrequenz bei ca. 10 Hz als auch die zweite Eigenfrequenz bei ca. 130 Hz sind deutlich erkennbar. Die zweite Eigenfrequenz der Messung liegt zwischen den beiden simulierten Kurven, was auf die unterschiedlichen Elastizitätsmodi zurückzuführen ist. Weiters liegt der mechanische Verlustfaktor (siehe Abschnitt 2.1.3) des Prüfkörpers in der unteren Darstellung zwischen den beiden Grenzkurven, wird aber im Bereich bis 200 Hz beeinflusst von den Eigenfrequenzen des Systems, weswegen auf eine vollständige Darstellung des Verlustfaktors in diesem Bereich verzichtet wird.

In der Abbildung 4.9 sind im Bereich zwischen 450 und 600 Hz sowie auch bei 900 Hz deutliche Spitzen im Kurvenverlauf des Verlustfaktors zu sehen. Diese sind auf Eigenfrequenzen des Prüfsystems zurückzuführen und können somit bei Ermittlung der Materialparameter vernachlässigt werden.

Ausgehend von diesen Daten kann unter Verwendung der Gleichung (2.19) die dynamische Steifigkeit sowie mit den Abmessungen des Prüfkörpers mit der Gleichung (2.15) der Elastizitätsmodul des Materials berechnet werden, welcher in Abbildung 4.10 dargestellt ist. Der stark abfallende Verlauf im Bereich von 200 Hz wird wiederum durch den Einfluss von Eigenfrequenzen verursacht. Der anschließend annähernd konstante Verlauf spiegelt den tatsächlichen Materialparameter wieder und stimmt mit den Kennwerten aus dem zugehörigen Datenblatt überein.

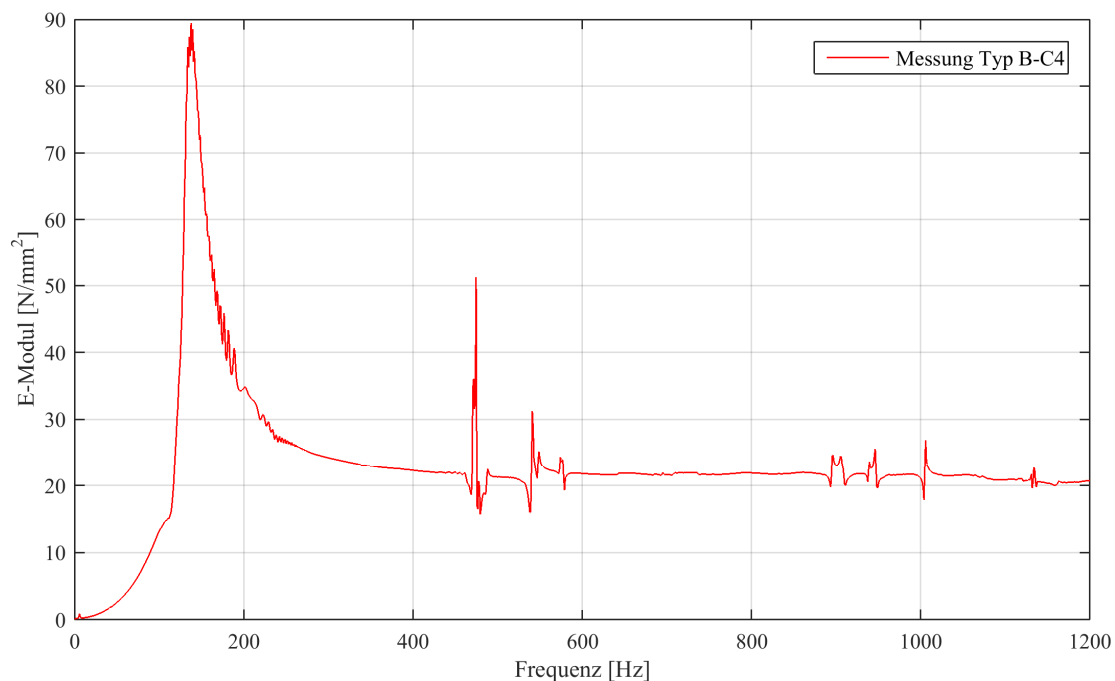


Abbildung 4.10: Dynamischer Elastizitätsmodul Typ B-C4

4.5 Auswertung und Analyse der Messungen

Die Messungen der unter Punkt 4.3 angeführten Materialien werden in diesem Abschnitt ausgewertet und analysiert. Neben Vergleichen des Übertragungsverhaltens zwischen Materialien unterschiedlicher Hersteller wird auch das derzeit im Antriebssystem verwendete Elastomerelement untersucht. Aufbauend auf diesen Ergebnissen werden Materialien gewählt, welche für die Anwendung im Antriebssystem geeignet sind.

4.5.1 Materialien zur Schwingungsisolierung

Zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens werden die in Tabelle 4.1 aufgelisteten Materialien vermessen und anschließend der dynamische Elastizitätsmodul sowie der mechanische Verlustfaktor berechnet. In diesem Abschnitt werden speziell Materialien zur Schwingungsisolierung untersucht. Diese zeichnen sich durch einen geringen mechanischen Verlustfaktor ($\mu < 0.5$) aus, der über den Frequenzbereich relativ konstant ist. Eine Frequenzabhängigkeit des Verlustfaktors wird zwar bei diversen Materialien im Datenblatt vorgewiesen, hat aber nur einen signifikanten Einfluss bei Frequenzen bis 100 Hz. Da dies außerhalb des von Eigenfrequenzen unbeeinflussten Grenzbereiches der Messung ist, wird keine Frequenzabhängigkeit bei den Materialien zur Schwingungsisolierung erwartet. In diesem Abschnitt werden einige Erkenntnisse der Materialtests erläutert, welche später die Grundlage für die Auswahl des optimalen Materials für das Elastomerelement des Slimdrive-Aktuators bilden.

In Abbildung 4.11 ist ein Vergleich der Materialserie Typ C-B zu sehen ist eine Abstufung des dynamischen Elastizitätsmodul, jedoch nur eine geringere Änderung des mechanischen Verlustfaktors bei den jeweiligen Materialien. Daraus ist zu schließen dass die Dämpfungswirkung der Typ C-B-Serie nur sehr gering von der Auswahl des Materials der Serie abhängig ist.

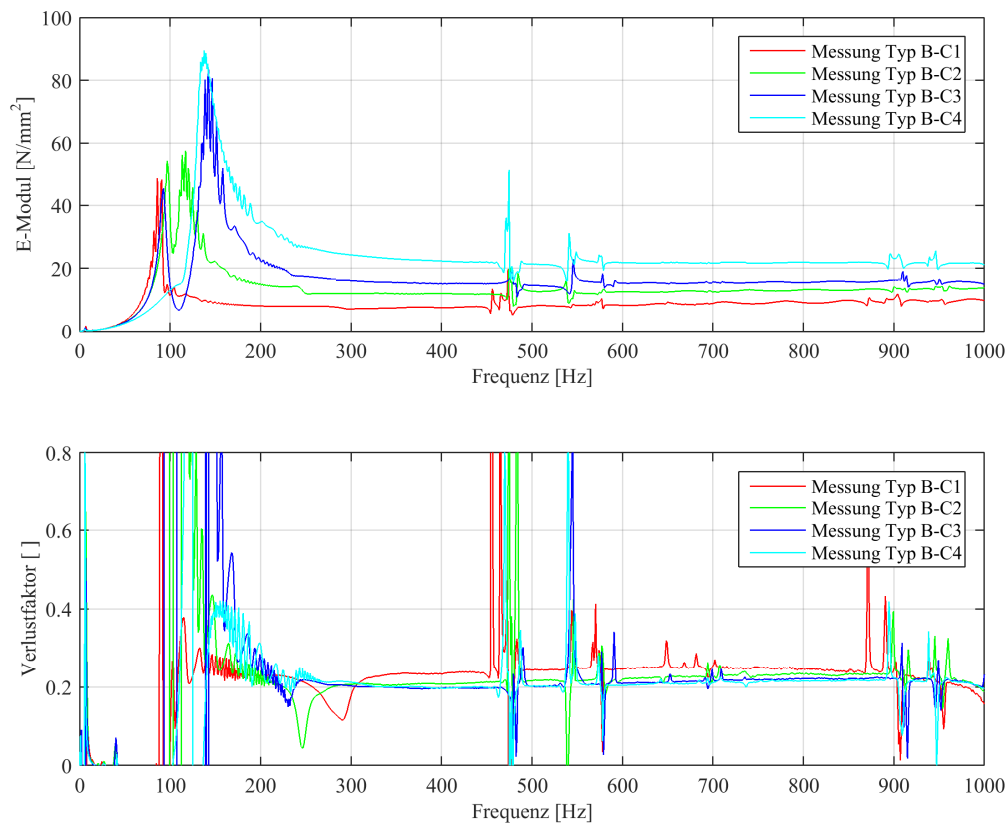


Abbildung 4.11: Messungen Material Serie B-C

Eine weitere Messreihe wird mit den Elastomeren der Serie Typ A-A durchgeführt. Die dynamischen Steifigkeiten sind geringer als die gemessenen Materialien der Typ B-C Serie. Auffallend ist jedoch die Abhängigkeit des Verlustfaktors von der Steifigkeit des Elastomers, welche bei der Typ B-C Reihe nicht zu sehen ist. Je höher der dynamische Elastizitätsmodul desto geringer ist der mechanische Verlustfaktor.

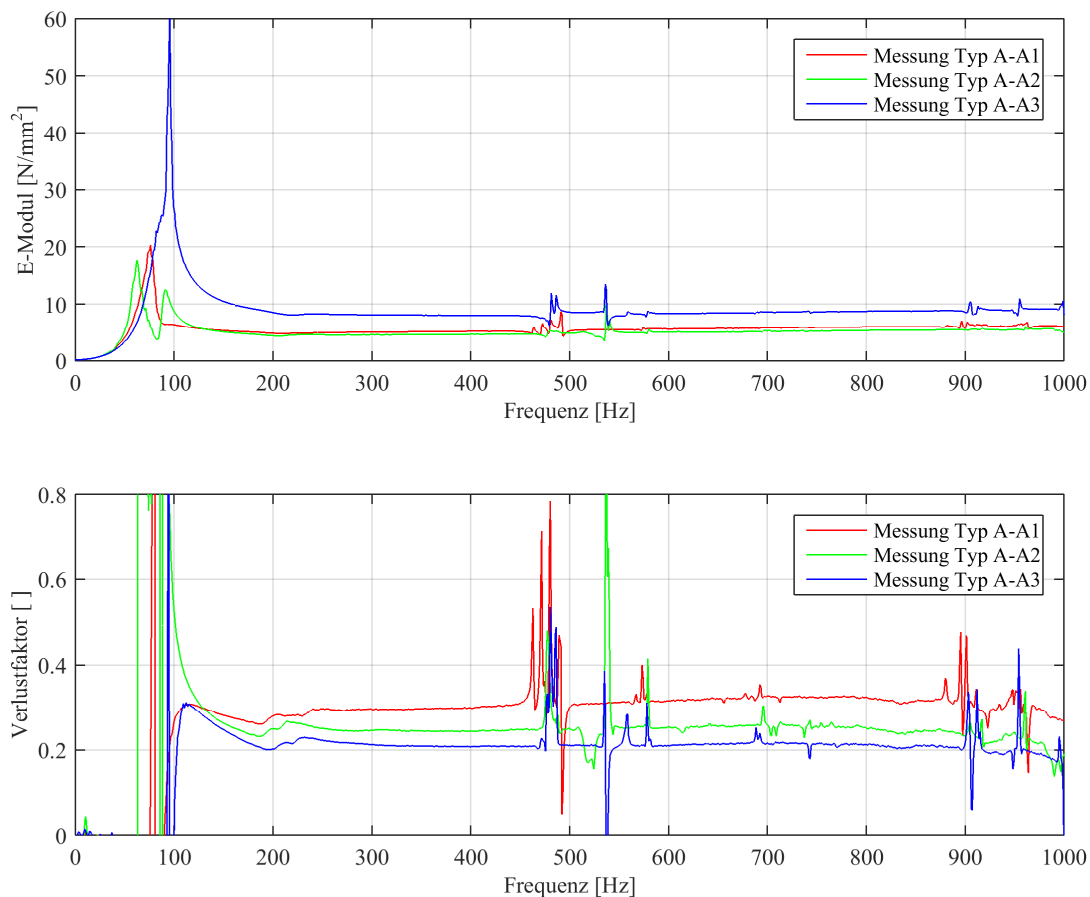


Abbildung 4.12: Vergleich Typ A-A Serie

4.5.2 Materialien zur Schwingungsdämpfung

Materialien zur Schwingungsdämpfung sind bei statischer Belastung nicht von Materialien zur Schwingungsisolierung zu unterscheiden, weisen jedoch einen hohen mechanischen Verlustfaktor auf. Speziell bei der Messung der dynamischen Eigenschaften sind signifikante Unterschiede zu erkennen.

Die Abbildung 4.13 zeigt eine Messung von den Materialien Typ B-C3 und Typ B-A1, welche einen annähernd gleichen statischen Elastizitätsmodul bzw. Speichermodul aufweisen. Bei dynamischer Anregung ist der Elastizitätsmodul des Dämpfungsmaterials Typ B-A1 jedoch um ein vielfaches höher. Dies führt allerdings zu schlechteren Eigenschaften bei der Schwingungsisolierung.

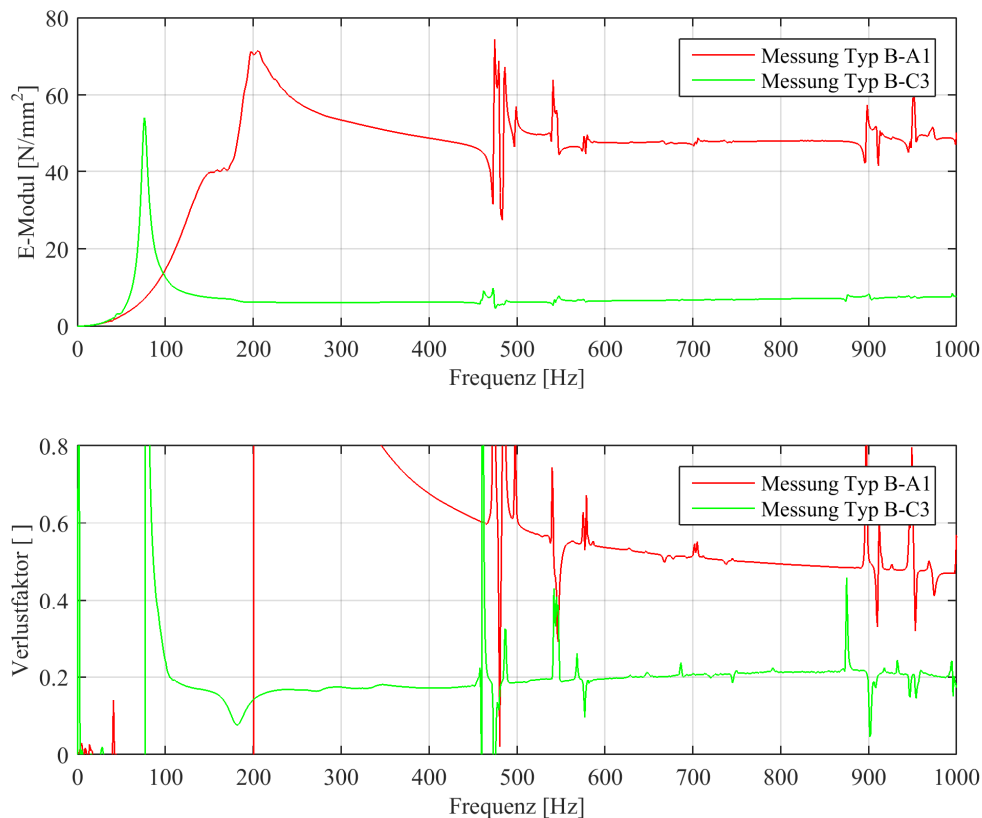


Abbildung 4.13: Vergleich Typ B-C3 und Typ B-A1

Weitere Messungen von Dämpfungsmaterialien der Serie B-A sowie das Material Typ A-A4 sind in Abbildung 4.14 dargestellt. Die Materialien unterscheiden sich sehr deutlich bei ihrem dynamischen Elastizitätsmodul, der mechanische Verlustfaktor der Materialien weicht jedoch nur sehr gering voneinander ab. Durch den hohen Verlustfaktor der Dämpfungsmaterialien wird jedoch die Messung stark beeinflusst.

Eigenfrequenz des Systems, im speziellen die 2. Eigenfrequenz des Schwingungssystems (siehe Abschnitt 0), werden von Materialien mit hohem mechanischem Verlustfaktor sehr stark gedämpft. Aus diesem Grund beeinflussen sie auch die Ermittlung der Materialkenndaten, welche erst ab einer wesentlich höheren Frequenz umsetzbar ist als bei der Messung von Materialien zur Schwingungsisolation. Aus diesem Grund wird die Darstellung des Messbereichs bis 1500 Hz erweitert, da so eine Annäherung des mechanischen Verlustfaktors an den realen Grenzwert erfolgt und dieser Grenzwert klar erkennbar ist.

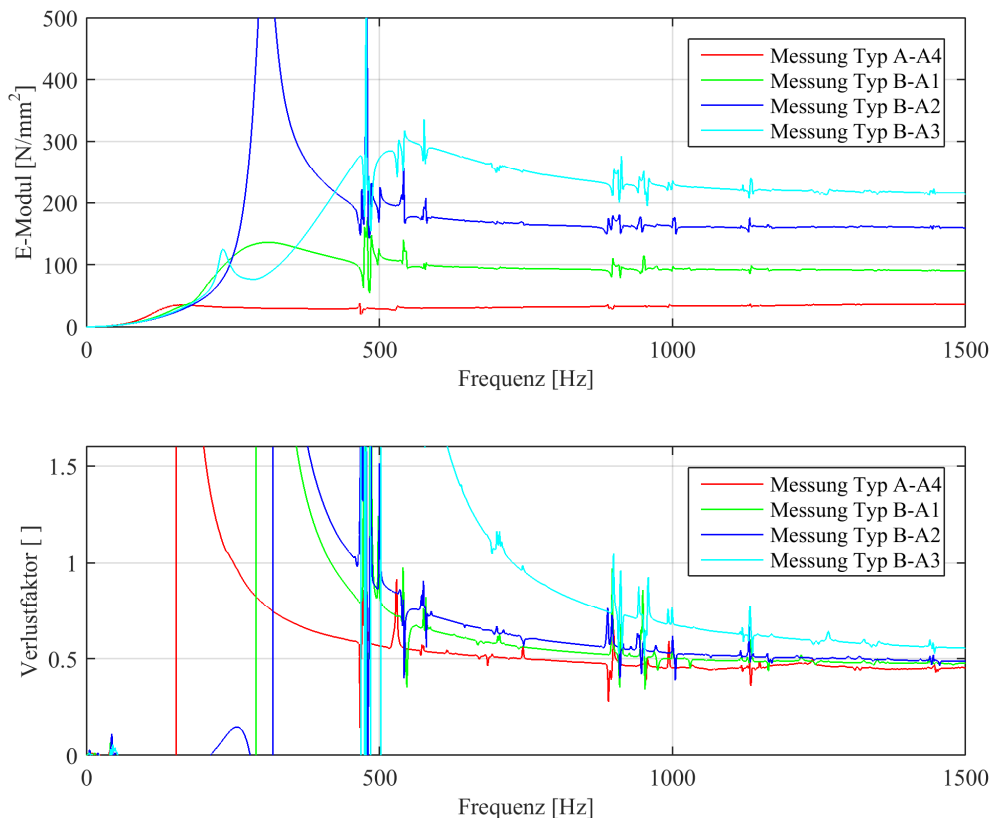


Abbildung 4.14: Vergleich Materialien Schwingungsdämpfung

4.5.3 Messung der Lastabhängigkeit von Elastomeren

Zur Untersuchung der Lastabhängigkeit der Elastomere wird die Messung am Prüfstand mit unterschiedlichen Vorspannungen durchgeführt. Die maximale Last von 80kg wird auf das Prüfobjekt aufgebracht und mit den Ergebnissen der Standardmessungen bei 40 kg verglichen. In Abbildung 4.15 ist das Verhalten des Materials Typ B-C3 bei unterschiedlichen Lasten dargestellt. Es ist zu sehen, dass es bei den gewählten Abmessungen des Prüfkörpers unter der maximalen Last des Prüfstandes zu keiner Lastabhängigkeit des Materials kommt. Es kann an dieser Stelle aber nicht ausgeschlossen werden, dass die Lastabhängigkeit des Materials eventuell bei höheren Flächenpressungen auftritt. Dazu ist allerdings eine Änderung des Prüfstandes bzw. eine signifikante Änderung der Abmessungen des Prüfkörpers notwendig, welche im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt wird.

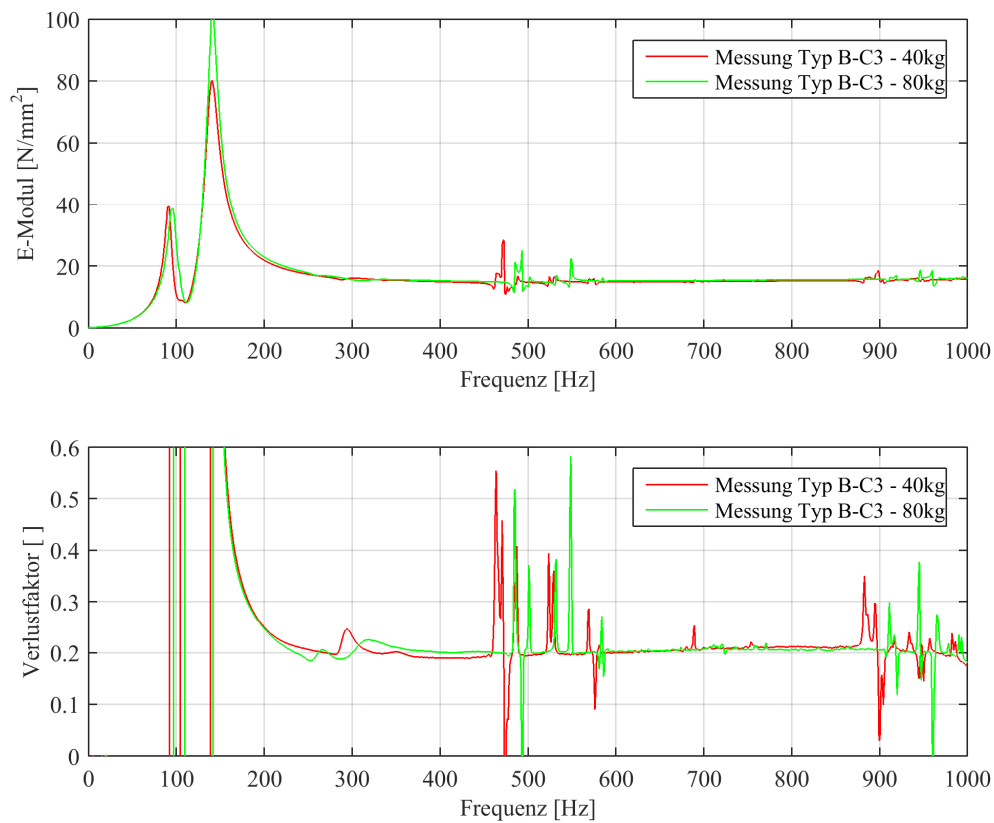


Abbildung 4.15: Lastabhängigkeit Typ B-C3

4.5.4 Messung des aktuellen Elastomerelements

Im Antriebssystem ist derzeit ein Elastomerelement (siehe Abbildung 4.16) verbaut, welches aufgrund von Kabelführung und Befestigung eine komplexe Geometrie aufweist. Aus diesem Grund ist auch die Berechnung der Materialparameter, für die laut Gleichung (2.15) Dicke und Fläche des Prüfkörpers benötigt werden, nicht möglich. Stattdessen wird für die Auswertung der Messung direkt die dynamische Steifigkeit des Elements verwendet.



Abbildung 4.16: Elastomerelement

Zur genaueren Analyse des Elements werden Messungen bei unterschiedlich Belastungen zwischen 30 und 70 kg durchgeführt. Wie in den Ergebnissen in Abbildung 4.17 zu sehen, steigt die dynamische Steifigkeit signifikant mit zunehmender Belastung. Der mechanische Verlustfaktor des Materials bleibt konstant, ist aber wesentlich geringer als bei den untersuchten Materialien für Schwingungsdämpfung und Schwingungsisolierung aus Abschnitt 4.5.1 und 4.5.2.

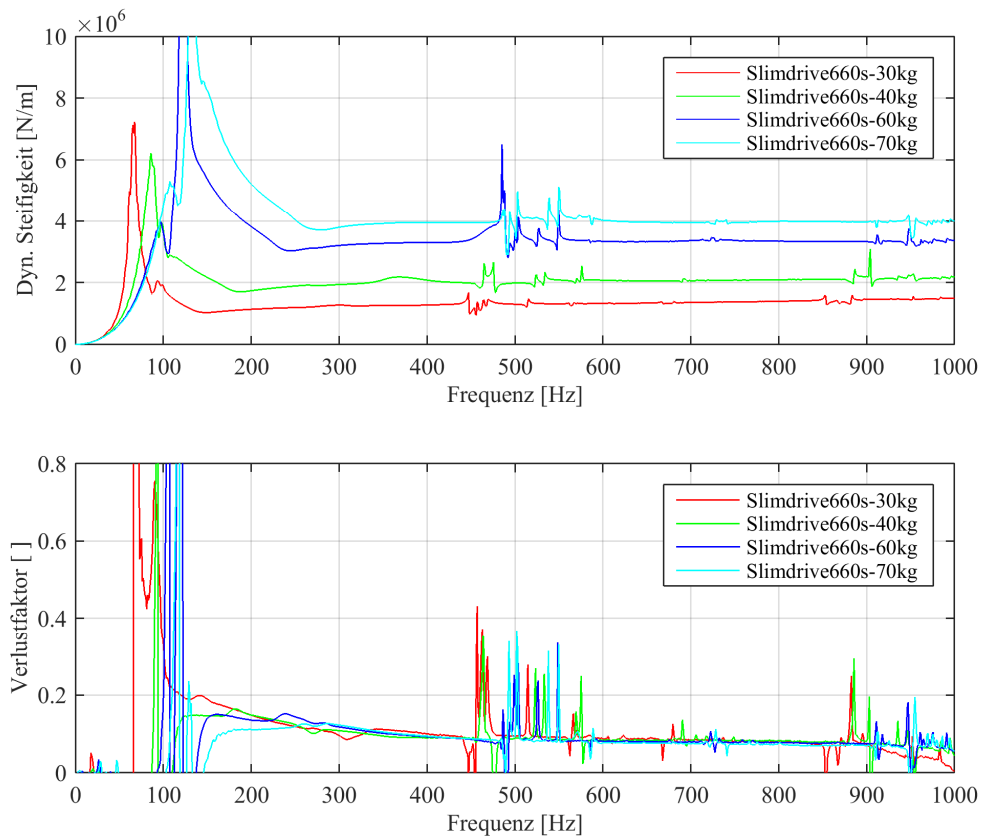


Abbildung 4.17: Messung Elastomerelement Aktuator

5 Optimierung des Schwingungsverhaltens

Aufbauend auf Erkenntnisse über das Schwingungsverhalten des Antriebssystems sowie die Materialien zur Schwingungsisolierung und Dämpfung wird in diesem Kapitel die Optimierung des Schwingungsverhaltens durch Änderung des Elastomerelements an der Motoreinheit des Antriebssystems untersucht. Dazu wird ein Prüfaufbau konzipiert und das Übertragungsverhalten ausgewählter Materialien mit der derzeitigen Konfiguration verglichen.

5.1 Messaufbau

Im Zuge der Messung wird der Aktuator mit Gewichten zwischen 10 und 60kg belastet und führt eine Bewegung in axialer Richtung über die gesamte Hublänge aus. Der dazu notwendige Messaufbau ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Auf der Rückseite des Motors wird eine Adapterplatte befestigt, welche eine leichte Montage von verschiedenen Elastomerelementen ermöglicht. Dieses Element wird wiederum auf einer Adapterplatte abgestützt, welche mit dem Schwingtisch verbunden ist. Die beiden Adapterplatten werden ebenfalls zum Anbringen des Beschleunigungssensors a_1 und a_2 verwendet, der somit die Schwingungen am Antriebssystem sowie nach dem Elastomer am Schwingtisch misst. Zusätzlich wird ein Seilzugpotentiometer zur Aufzeichnung der Hubposition verwendet.

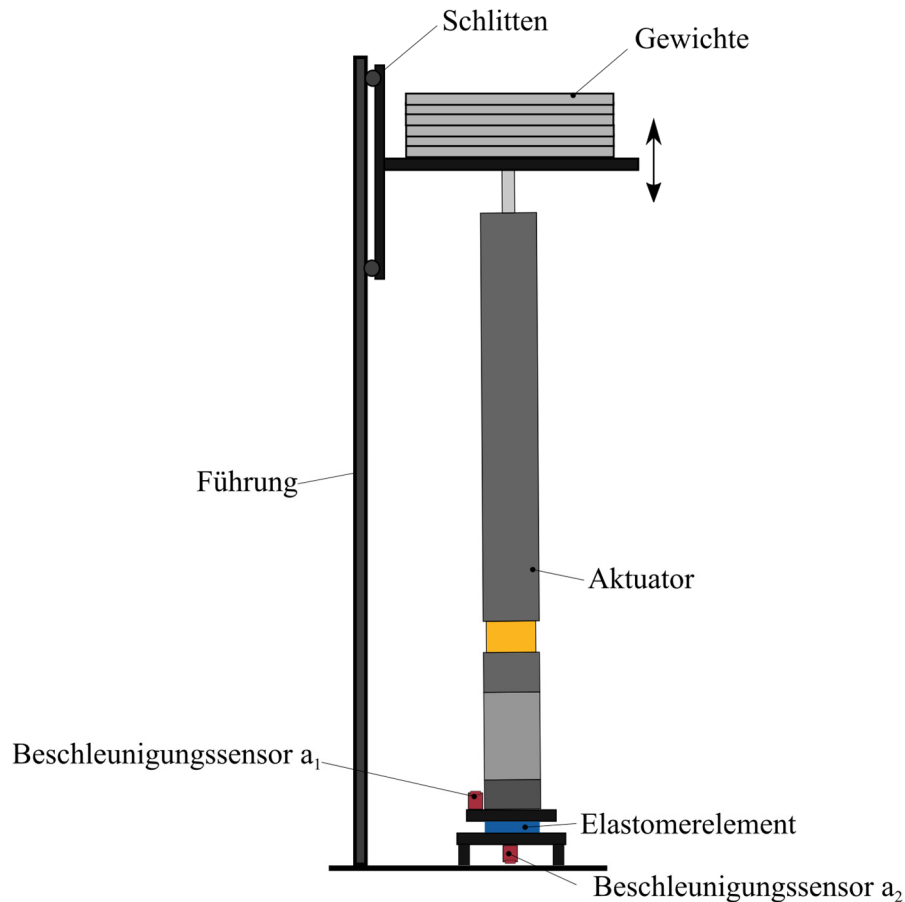


Abbildung 5.1: Aufbau Messung Übertragungsverhalten

Für die Messung werden mit dem Antrieb drei Hübe gefahren, wobei immer nur die Aufwärtsfahrt aufgezeichnet wird. Der Grund dafür sind die deutlich größeren Schwingungsamplituden aufgrund der stärkeren Belastung, welche letztendlich zu Schwingungsproblemen führen können und für die Qualitätsbewertung herangezogen werden.

5.2 Durchführung von Referenzmessungen

Zur Ermittlung der Ausgangssituation wird mit einer Referenzmessung das Schwingungssignal im Prüfaufbau mit dem aktuellen Elastomer-Element (siehe Abbildung 4.16) aufgezeichnet. Nachdem in Abschnitt 4.5.4 bereits eine Lastabhängigkeit der dynamischen Steifigkeit nachgewiesen ist, wird eine Messreihe mit den Belastungen 10-60kg durchgeführt.

In Abbildung 5.2 sind die Ergebnisse dieser Messreihe dargestellt. In dem oberen Diagramm sind die Schwingungen auf der Motorseite zu sehen. Diese sind zu gewissen Teilen von der Last abhängig, da durch höhere Momente im Getriebe unter anderem die Zahneingriffsfrequenzen verstärkt werden (siehe 0). Im unteren Diagramm sind die Schwingungen dargestellt, welche nach dem Elastomer-Element am Tisch auftreten. Hier ist klar zu erkennen, dass höhere Lasten zu einem deutlichen Anstieg der Amplituden führen.

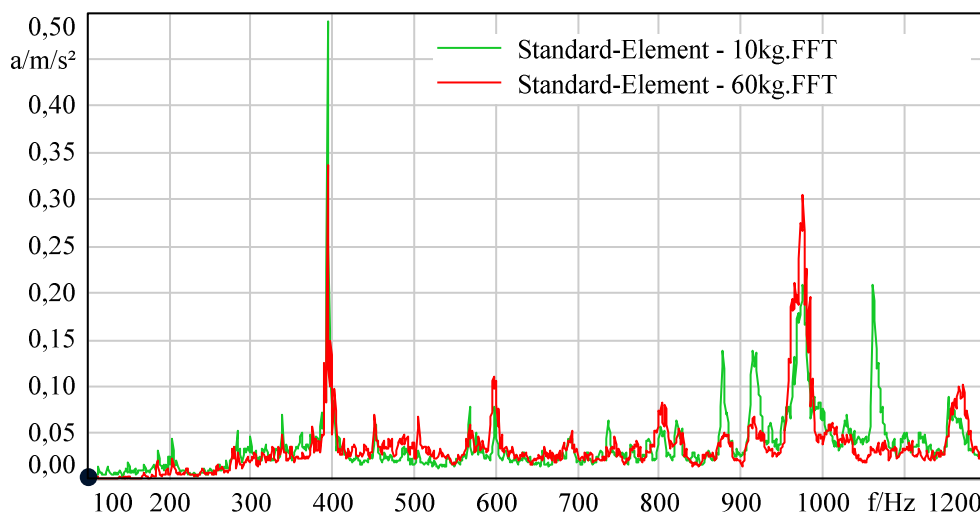


Abbildung 5.2: Spektrum der Schwingungen am Antrieb – Lastabhängigkeit Standard-Elastomerelement

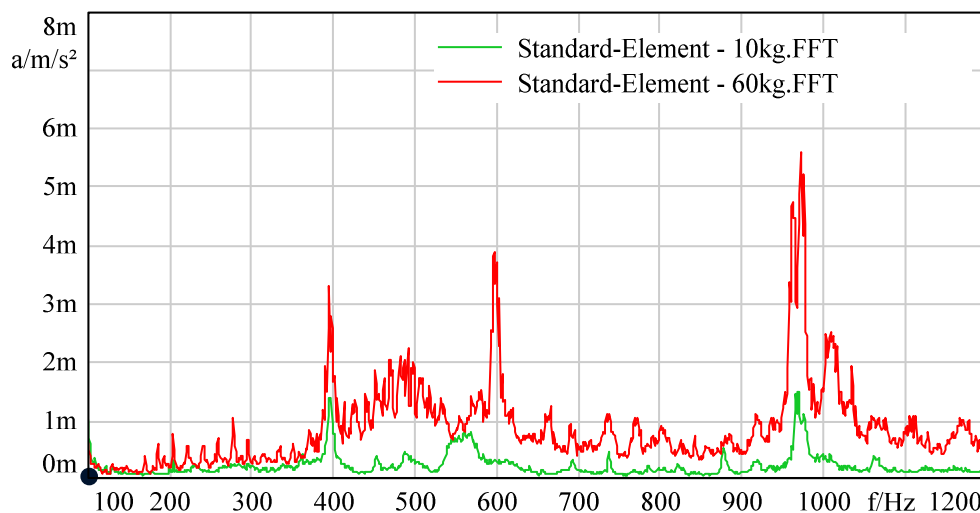


Abbildung 5.3: Spektrum der Schwingungen am Schwingtisch – Lastabhängigkeit Standard-Elastomerelement

Die Erhöhung der Amplituden wird durch die steigende dynamische Steifigkeit verursacht. Grund dafür ist das nichtlineare Verhalten der Steifigkeit bei Anstieg der Flächenpressung. Wie in Abbildung 5.4 zu sehen ist, sind aufgrund von Kabelanschlüssen und Befestigungen viele Ausnehmungen vorhanden und als tragende Fläche wird nur mehr ein Bruchteil der ursprünglichen Querschnittsfläche genutzt. Aus

diesem Grund ergeben sich Flächenpressungen, welche zu einer signifikanten Erhöhung der dynamischen Steifigkeit des aktuellen Elastomer-Elements führen.

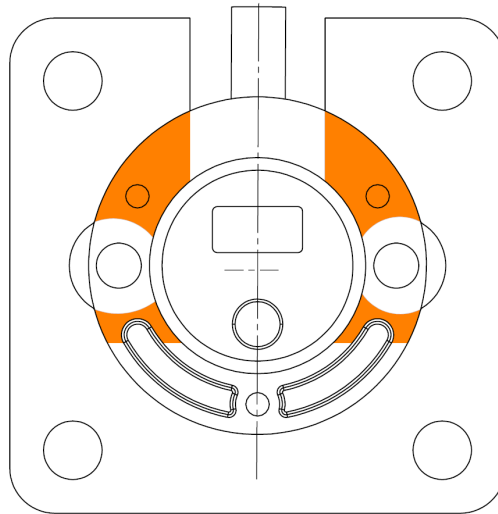


Abbildung 5.4: Überdeckungsfläche Standard-Elastomerelement

5.3 Auswahl von Dämpfungsmaterial und Geometrie

Aufgrund der Erkenntnisse des vorherigen Abschnittes und im Sinne der vereinfachten Herstellung von Prototypen werden in der Gestaltung des Elastomer-Elements einige geometrische Randbedingungen aufgehoben. Das Elastomer-Element wird als geschlossener Ring ausgeführt und die Flächen für die Befestigung der Schrauben und des Kabels werden in der Adapterplatte ausgenommen. Sämtliche Grundabmessungen sowie die Dicke des neuen Designs, welches in Abbildung 5.5 zu sehen ist, bleiben ident zum derzeitigen Element.

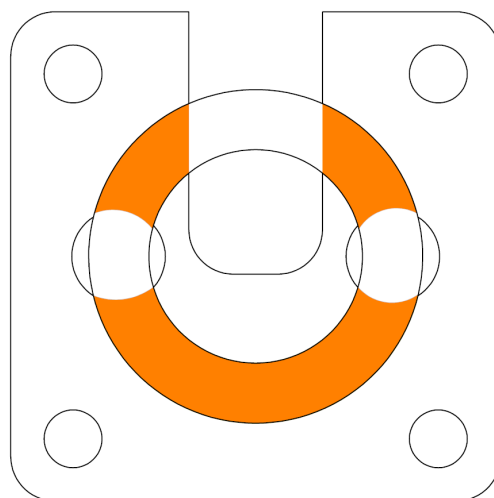


Abbildung 5.5: Überdeckungsfläche Prüfkörper Elastomer

Zusätzlich zur Änderung des Designs werden, aufbauend auf die Ergebnisse der Messreihen in Kapitel 4, verschiedene Materialien ausgewählt. Für die Auswahl wird die dynamische Steifigkeit des derzeitigen Elastomer-Elements mit den Steifigkeiten der gemessenen Materialien

Für die Auswahl wird mit den ermittelten Elastizitätsmodi und den geometrischen Abmessungen des neuen Elements eine dynamische Steifigkeit berechnet. Ausgehend davon werden Materialien für die Messung gewählt, deren Steifigkeit sich im Bereich des derzeitigen Elastomer-Elements liegt.

5.4 Auswertung und Analyse

Die nach den Kriterien des vorherigen Abschnitts ausgewählten Materialien werden im Prüfstands Aufbau (siehe Abschnitt 5.1) eingebaut und vermessen. Die Auswertung des Verhaltens wird in diesem Kapitel erläutert und ist auf den Einsatzzweck der Elastomere – der Schwingungsisolierung und der Schwingungsdämpfung – aufgeteilt.

5.4.1 Schwingungsisolierung

Nach Durchführung von Schwingungsmessungen über einen Antriebshub zeigt das Material Typ B-C3 das beste Verhalten. In Abbildung 5.6 sind die Schwingungen der Messergebnisse dieses Materials zusammen mit den Daten des Standard-Elastomerelements dargestellt. Im oberen Diagramm sind die Schwingungen am Antriebssystem visualisiert und es ist klar zu erkennen, dass die Amplituden bei Verwendung des Typ B-C3-Elements geringer sind als bei der Standard-Konfiguration. Das ist zurückzuführen auf die Dämpfungswirkung des Materials, welche wesentlich höher ist als beim im Moment verwendeten Werkstoff des Elastomerelements. Dies ist auch aus den Materialtests im Prüfstand bereits bestätigt (siehe Abschnitt 4.5.4).

Noch signifikanter ist der Unterschied zwischen den getesteten Variante des Elastomerelements bei der Übertragung der Schwingungen über das Element hinweg auf den Schwingtisch. Sämtliche Amplituden im Schwingungsspektrum werden verringert. Speziell die markanten Amplituden bei der Zahneingriffsfrequenz der 1. Stufe sowie die 2. Harmonische der Zahneingriffsfrequenz der 2. Stufe werden deutlich reduziert (siehe Abbildung 5.7).

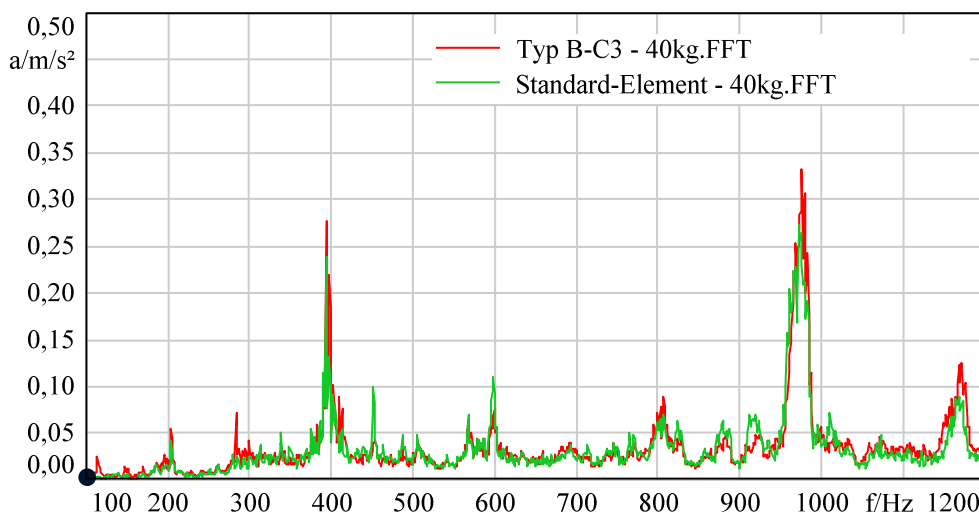


Abbildung 5.6: Spektrum der Schwingungen am Antriebssystem - Vergleich Standardelement mit Typ B-C3

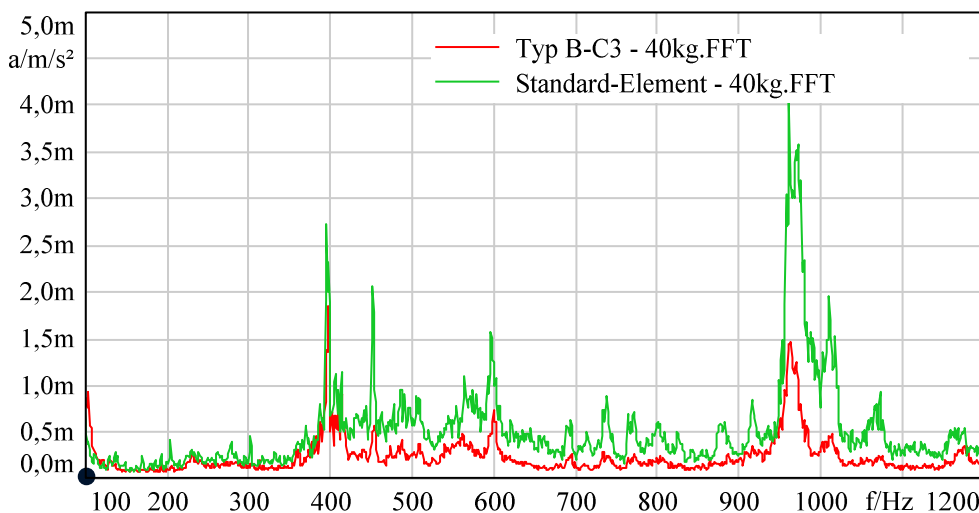


Abbildung 5.7: Spektrum der Schwingungen am Schwingtisch - Vergleich Standardelement mit Typ B-C3

Bei Erweiterung des betrachteten Frequenzbereichs bis 4000 Hz zeigt sich das selbe Verhalten. Wie in Abbildung 5.8 werden sämtlichen Harmonischen der Zahneingriffsfrequenzen der 1. Stufe, welche die höchsten Amplituden aufweisen, stark verringert.

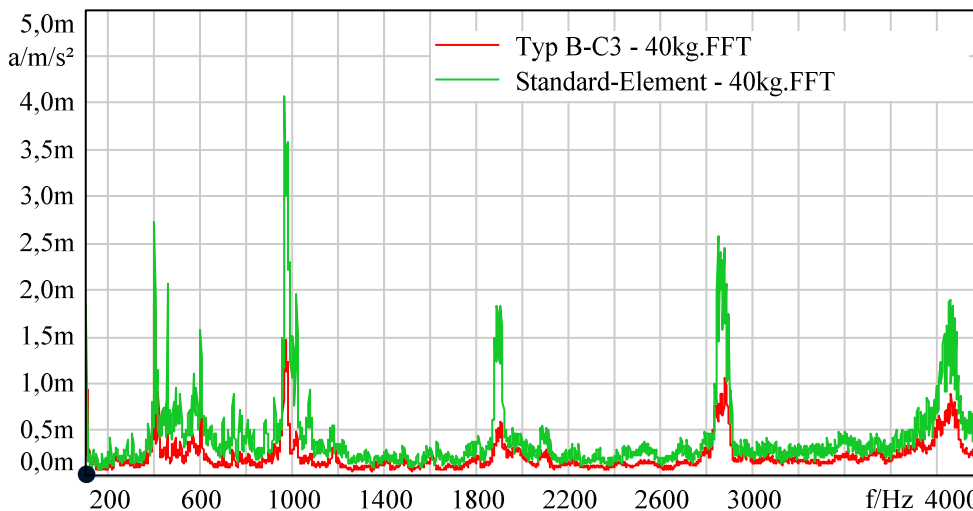


Abbildung 5.8: Vergleich Typ B-C3 mit Standard Element bis 4000 Hz

In Abschnitt 5.2 wird die starke Lastabhängigkeit des derzeitigen Elastomerelements als Problem identifiziert. Aus diesem Grund wird die Schwingungsmessung mit unterschiedlichen Lasten für das Typ B-C3-Element durchgeführt und die Ergebnisse in Abbildung 5.9 dargestellt. Wie zu sehen ist, unterscheiden sich die über das Element übertragenen Schwingungen kaum bei Änderung der Last auf das Antriebssystem.

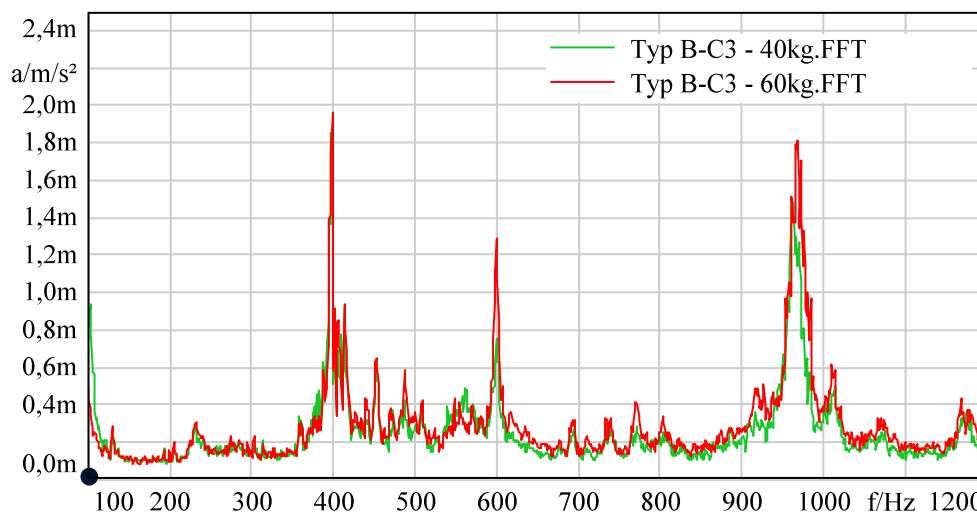


Abbildung 5.9: Typ B-C3- Vergleich 40kg/60kg

Eine Verbesserung des Übertragungsverhaltens zum ursprünglichen Elastomerelement wird auch mit anderen Materialien der Testreihe erreicht. Die Prüfkörper dieser Materialien werden für die Messung ebenfalls wie in Abbildung 5.5 präpariert. Das Verhalten des Systems bei einer Belastung von 40kg ist in Abbildung 5.10 dargestellt.

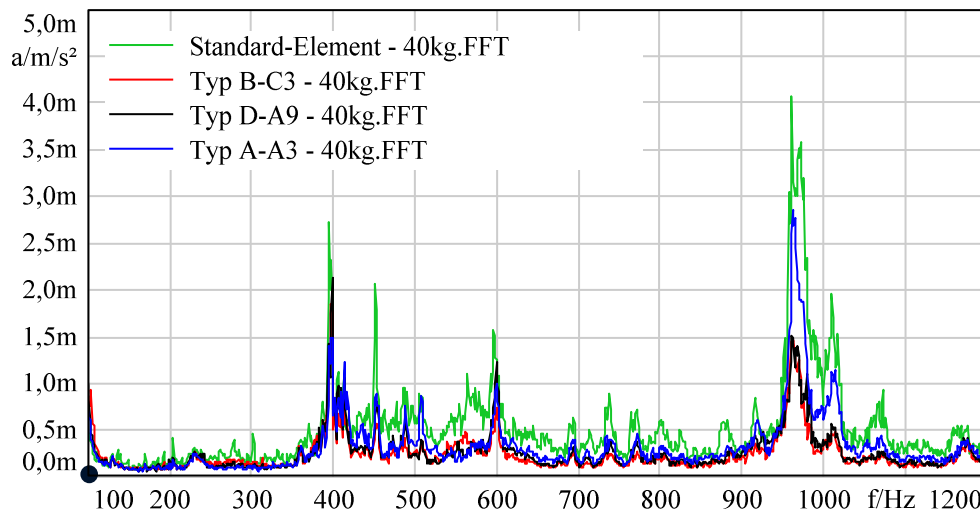


Abbildung 5.10: Vergleich des Schwingungsspektrums bei Einsatz verschiedener Materialien

Die verwendeten Elastomere sind für den Betrieb bei einer bestimmten Flächenpressung optimiert. Wird dieser Bereich im Betrieb überschritten, kommt es zu einem signifikanten Anstieg des dynamischen Elastizitätsmoduls, der zu einer Verschlechterung des Übertragungsverhaltens führt. Dieser Effekt tritt auch am derzeit verwendeten Elastomerelement auf und wird unter Punkt 5.2 nachgewiesen.

Die Information über den optimalen Betriebsbereich der Flächenpressung des Elastomers kann teilweise den Datenblättern entnommen werden. Dies gilt jedoch nur als grober Richtwert und ist nicht für alle Materialien verfügbar. Aus diesem Grund ist das Verhalten durch Messungen direkt am Prüfstand (siehe Kapitel 4) oder durch Variierung der Belastung im eingebauten Zustand zu überprüfen.

5.4.2 Schwingungsdämpfung

Die Verwendung von Elementen aus Materialien zur Schwingungsdämpfung bewirken signifikante Änderungen in Schwingungsspektrum. Wie in Abbildung 5.11 dargestellt, führt die hohe Dämpfung des Elastomers Typ B-A2 zu einer starken Reduktion der Amplituden auf der Motorseite des Antriebssystems. Speziell im niederfrequenten Bereich bis 600 Hz werden Schwingungen sehr stark gedämpft.

Die Analyse der Schwingungen nach dem Elastomerelement am Schwingtisch zeigt bei Verwendung des Dämpfungsmaterials jedoch wesentlich höhere Amplituden, wie in Abbildung 5.12 zu sehen ist. Das bedeutet, dass trotz der starken Dämpfung der Schwingungen direkt am Antrieb immer noch mehr Schwingungen nach dem Element am Schwingtisch auftreten. Dies ist zurückzuführen auf den hohen dynamischen Elastizitätsmodul, welcher zu einem schlechten Übertragungsverhalten führt. Dies ist auch in der Analyse der Prüfstandsmessungen ersichtlich (siehe 4.5.2).

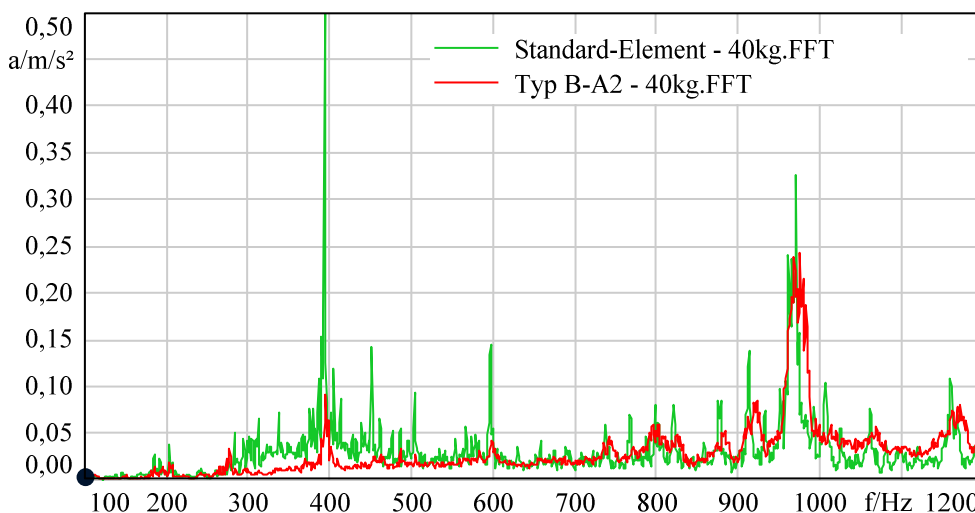


Abbildung 5.11: Spektrum der Schwingungen am Antrieb –Vergleich Dämpfungsmaterial Typ B-A2 mit Standard-Elastomerelement

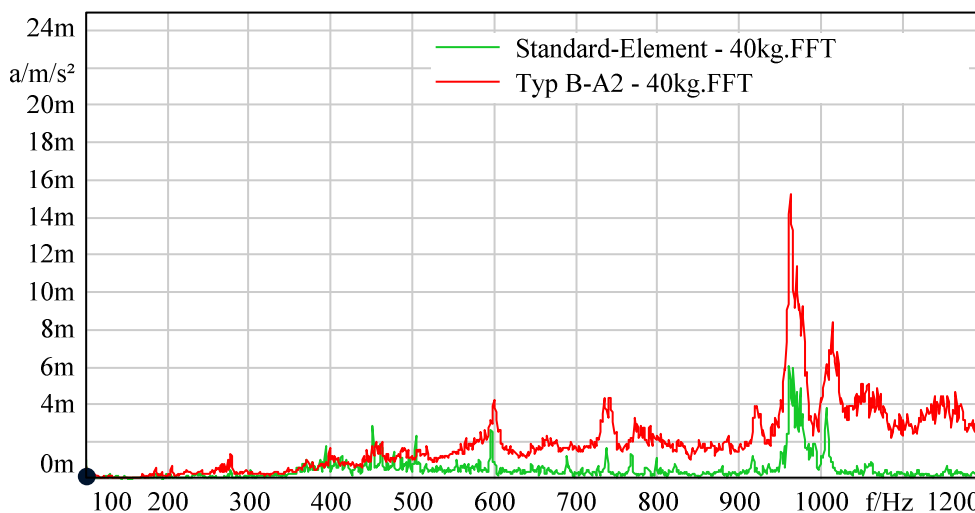


Abbildung 5.12: Spektrum der Schwingungen am Schwingtisch –Vergleich Dämpfungsmaterial Typ B-A2 mit Standard-Elastomerelement

6 Resümee

Das Schwingungsverhalten von mechatronischen Produkten zählt oft zu den wichtigsten Qualitätskriterien, weil einerseits die Schwingungen durch den Benutzer direkt wahrgenommen werden und andererseits auch die Lebensdauer des Systems dadurch beeinflusst werden kann. Aus diesem Grund ist die schwingungstechnische Analyse eine der Kernaufgaben der Entwicklung eines mechatronischen Systems und spielt auch bis zum Ende der Lebensdauer eine wichtige Rolle.

In dieser Arbeit wurde das Schwingungsverhalten eines teleskopierbaren Linearantriebes betrachtet. Im ersten Schritt wurde eine Analyse der Erregermechanismen des Aktuators durchgeführt, in der die Frequenzen im Schwingungsspektrum den jeweiligen Erregern zugeordnet wurden. Weiters wurden im Zuge einer Modalanalyse die Eigenfrequenzen sowie die zugehörigen Schwingformen ermittelt.

Der anschließende Abgleich der Erreger- und Eigenfrequenzen zeigte kritische Überschneidungen, an denen ein Resonanzfall auftritt. Diese wurden durch die Durchführung von Messungen und darauffolgende Analyse verifiziert. Es wurde gezeigt, dass die Resonanzen kurzzeitig starke Amplituden an Stelle der Überschneidung verursachen. Bei Betrachtung des Frequenzspektrums, welches über den gesamten Hub des Linearaktuators aufgezeichnet wird, verursachen diese Resonanzen signifikante Spitzen. Da diese jedoch nur kurzzeitig auftreten, führt dies teilweise zu einer Fehlinterpretation des Schwingungsverhaltens. Aus diesem Grund wird die Verwendung eines Spektrogramms zur weiteren Schwingungsanalyse des Antriebssystems empfohlen.

Auf der Motorseite des Antriebes wird ein Elastomerelement zur Anbindung an das Tischsystem verwendet. Das Material dieses Elements hat einen signifikanten Einfluss auf das Übertragungsverhalten der Schwingungen vom Aktuator auf den Tisch. Zur Optimierung dieses Verhaltens wurde ein Prüfstand konzipiert, mit welchem die Materialparameter von verschiedenen Elastomeren gemessen werden können. Dadurch ist ein Vergleich der Materialien mit Standard-Mustern ohne komplexe Herstellung von Prüfkörpern für das originale Antriebssystem möglich. Weiters ist dadurch die Abhängigkeit von Parameterangaben der Lieferanten nicht mehr gegeben, mit welchen nur in den seltensten Fällen eine Vergleichbarkeit gegeben war. Die Messung der Materialparameter ist mit dem derzeitigen Aufbau ab einer Frequenz von etwa 200 Hz möglich. Zukünftig kann durch einen Umbau auf das direkte Messverfahren nach EN ISO 10846-2 und die Einbindung einer Kraftmessdose der Messbereich verändert werden und würde eine Messung bereits ab 1Hz ermöglichen.

Bei der Analyse des derzeit-verwendeten Elastomerelements wurde eine starke Lastabhängigkeit festgestellt. Aufgrund der geometrischen Gestaltung des Elements werden hohe Flächenpressungen im Betrieb erreicht, welche sich negativ auf das Schwingverhalten auswirken. Aufbauend auf den

Materialtests im Prüfstand wurden passende Materialien gewählt, mit denen ein optimiertes Elastomerelement ausgelegt wurde. Mit Verifikationsmessungen wurde eine deutliche Verbesserung des Schwingverhaltens mit diesem Element über den gesamten Lastbereich erreicht.

Die Flächenpressung auf das Elastomer wurde als kritischer Faktor bei der Materialauswahl identifiziert. Jedes Material ist für den Betrieb bei einer bestimmten Belastung ausgelegt, wird diese überschritten so findet aufgrund der Nichtlinearität des Materials eine signifikante Erhöhung des dynamischen Elastizitätsmoduls statt, was zu einer Verschlechterung des Übertragungsverhaltens führt. Grundsätzlich gilt, dass die Schwingungsisolierung mit geringer dynamischer Steifigkeit besser funktioniert. Elastomere, mit welchen dies umsetzbar ist, erlauben im allgemeinen relativ geringe Flächenpressungen. Aus diesem Grund ist das Elastomerelement so auszulegen, dass im gewünschten Betriebsbereich eine niedrige dynamische Steifigkeit vorliegt und dadurch ein optimales Übertragungsverhalten gewährleistet wird. Die kritische Flächenpressung, welche eine signifikante Erhöhung der Steifigkeit verursacht, soll bis zu einem gewünschten Betriebspunkt nicht überschritten werden. Dieser muss sich jedoch nicht bei der Maximalbelastung auf den Antrieb befinden, sondern nur die Last definieren, bis zu der das System das optimale Schwingungsverhalten vorweist.

Getestet wurden ebenfalls Materialien mit hohem mechanischem Verlustfaktor, welche speziell für die Schwingungsdämpfung ausgelegt sind. Die Analyse zeigte eine schlechte Performance dieser Elastomere beim Übertragungsverhalten, jedoch wurden die Schwingungen am Antriebssystem selbst stark gedämpft. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen ist eine Verwendung des Materials in Kombination mit den Elastomeren zur Schwingungsisolierung oder der Einbau an den weiteren Anbindungspositionen des Aktuators an das Tischsystem denkbar, welche im Zuge weiterer Analysen untersucht werden kann.

Literaturverzeichnis

- [1] C. M. Harris, Ed., *Harris' shock and vibration handbook*, 5th ed. New York NY u.a.: McGraw-Hill, 2002.
- [2] S. Vöth, *Dynamik schwingungsfähiger Systeme: Von der Modellbildung bis zur Betriebsfestigkeitsrechnung mit MATLAB / Simulink*, 1st ed. Wiesbaden: Vieweg, 2006.
- [3] F. G. Kollmann, *Maschinenakustik: Grundlagen, Meßtechnik, Berechnung, Beeinflussung*. Berlin u.a.: Springer, 1993.
- [4] D. Dinkler, *Einführung in die Strukturodynamik: Modelle und Anwendungen*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016.
- [5] D. J. Ewins, *Modal testing: Theory, practice and application*, 2nd ed. Baldock: Research Studies Press, 2000.
- [6] G. R. Sinambari and S. Sentpali, *Ingenieurakustik: Physikalische Grundlagen und Anwendungsbeispiele*, 5th ed. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014.
- [7] *Werkstoff- und Bauteildämpfung Modelle für gedämpfte Strukturen - Blatt 4*, VDI 3830, 2005.
- [8] Dipl.-Ing. (FH) Manuela Waltz, "Dynamisches Verhalten von gummigefederten Eisenbahnrädern," 2005.
- [9] *Werkstoff- und Bauteildämpfung Modelle für gedämpfte Strukturen - Blatt 2*, VDI 3830, 2005.
- [10] Dipl.-Ing. Manuela Waltz, "Dynamisches Verhalten von gummigefederten Eisenbahnrädern," Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Hochschule Aachen, Aachen.
- [11] F. G. Kollmann, T. F. Schösser, and R. Angert, *Praktische Maschinenakustik*. Berlin u.a.: Springer, 2006.
- [12] M. Möser, Ed., *Messtechnik der Akustik*. Berlin u.a.: Springer, 2010.
- [13] H. Dresig and A. Fidlin, *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese*, 3rd ed. Berlin Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014.
- [14] J. Kolerus and J. Wassermann, *Zustandsüberwachung von Maschinen: Ein Lehr- und Arbeitsbuch für den Praktiker ; mit 7 Tabellen*, 4th ed. Renningen: expert-Verl., 2008.
- [15] Berthold Schlecht, *Getriebe, Verzahnungen, Lagerungen*: Pearson, 2010.

- [16] K. Magnus, K. Popp, and W. Sextro, *Schwingungen: Eine Einführung in die physikalischen Grundlagen und die theoretische Behandlung von Schwingungsproblemen*, 8th ed. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2008.
- [17] D. Guicking, *Schwingungen: Theorie und Anwendungen in Mechanik, Akustik, Elektrik und Optik*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016.
- [18] J. Klingelnberg, *Kegelräder: Grundlagen, Anwendungen*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2008.
- [19] R. Gasch, R. Nordmann, and H. Pfützner, *Rotordynamik*, 2nd ed. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2006.
- [20] H. Dresig and F. Holzweißig, *Maschinendynamik*, 5th ed. Berlin: Springer, 2004.
- [21] G. Niemann and H. Winter, *Maschinenelemente: Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2003.
- [22] H. Dubbel, *Taschenbuch für den Maschinenbau: Mit Tabellen*, 22nd ed. Berlin u.a.: Springer, 2007.
- [23] B. Künne, *Köhler/Rögnitz Maschinenteile 2*, 10th ed. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2008.
- [24] M. Inalpolat and A. Kahraman, "A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 323, no. 3-5, pp. 677–696, 2009.
- [25] M. K. Heider, *Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben: Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad- und Planetengetrieben*. Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 2012, 1st ed. München: Verl. Dr. Hut, 2012.
- [26] HEAD Acoustics, Ed., "Datasheet labCTRL I.2 (Code 3702): LAN/USB Controller for the data combining and synchronization of HEADlab systems," Herzogenrath, Feb. 2014.
- [27] HEAD Acoustics, Ed., "Datasheet labV6 (Code 3721): 6-channel line/ICP module with BNC," Herzogenrath, Aug. 2017.
- [28] Kistler Instrument Corp, Ed., "Operating Instructions Impulse Force Hammers: Types 9722A(X), 9724A(X), 9726A(X), 9728A20000," B08.014e-01.01.
- [29] Manfred Weber, "Miniatur-Beschleunigungsaufnehmer KS95B100," Radebeul 1.6.1, Jan. 2015.

- [30] E. Brommundt and D. Sachau, *Schwingungslehre mit Maschinendynamik*, 2nd ed. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [31] J. P. Hartog and G. Mesmer, *Mechanische Schwingungen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg; Imprint; Springer, 1952.
- [32] A. Angermann, *Matlab - Simulink - Stateflow: Grundlagen, Toolboxen, Beispiele*, 8th ed. München: De Gruyter Oldenbourg, 2014.
- [33] *Bestimmung der visko-elastischen Eigenschaften von Elastomeren bei erzwungenen Schwingungen außerhalb der Resonanz*, DIN 53513-1990, 1990.
- [34] *Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente*, EN ISO 10846-1:1998.
- [35] *Laborverfahren zur Messung der vibro-akustischen Transfereigenschaften elastischer Elemente - Teil 3*, EN ISO 10846-3, 2002.
- [36] Brüel & Kjaer, Ed., "LDS V406 PERMANENT MAGNET SHAKER," Naerum, Denmark, May. 2012. [Online] Available: <https://www.bksv.com/en/products/shakers-and-exciters/LDS-shaker-systems/permanent-magnet-shakers/V406>.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Aufbau Linearaktuator	2
Abbildung 1.2: Anbindung Elastomerelement - Adapterplatte	3
Abbildung 2.1: Fremderregter Einmassenschwinger [2, p. 28].....	5
Abbildung 2.2: Dämpfungsarbeit [3, p. 90]	7
Abbildung 2.3: Kelvin-Voigt Modell [3, p. 94]	8
Abbildung 2.4: Zusammenhang dynamische/komplexe Steifigkeit.....	9
Abbildung 2.5: Zweimassenschwinger [2, 79ff]	10
Abbildung 2.6: Gekoppeltes und entkoppeltes System [11, p. 277]	13
Abbildung 2.7: Übertragungsfunktion durch modale Superposition [11, p. 277].....	13
Abbildung 2.8 Frequenzzuordnung von mechanischen Komponenten [14, p. 142]	16
Abbildung 2.9 - Darstellung von Harmonischen im Frequenzspektrum [14, p. 66].....	16
Abbildung 2.10 - Frequenzmodulierte Schwingung im Frequenzbereich [14, p. 187]	17
Abbildung 2.11: Verlauf der Zahnsteifigkeiten [21, 97ff]	20
Abbildung 2.12: Verlauf Zahnsteifigkeiten schrägverzahnt [21, 97ff]	21
Abbildung 2.13: Modellierung Schwingungssystem Zahnrad [21, p. 116].....	21
Abbildung 2.14: Schematischer Aufbau Planetengetriebe [22, G143]	22
Abbildung 2.15: Zahneingriffsfrequenz Synchroner Eingriff.....	24
Abbildung 2.16: Frequenzspektrum Sequentielle Zahneingriffsfolge [24, p. 684].....	25
Abbildung 3.1: Messaufbau Experimentelle Modalanalyse.....	28
Abbildung 3.2: Abhängigkeit des erregten Frequenzbereichs von der Modalhammer-Spitze [28]	29
Abbildung 3.3: Diskretisiertes Antriebssystem.....	30
Abbildung 3.4: Übertragungsfunktionen, Messung 300mm - 20kg	31
Abbildung 3.5: Beispiel Übertragungsfunktion, gemessen und berechnet.....	32
Abbildung 3.6: Lastabhängigkeit der Eigenfrequenzen, Position 200mm.....	33

Abbildung 3.7: Beidseitig gelagerter Balken [30, p. 288].....	34
Abbildung 3.8: Verlauf der Eigenfrequenzen über den Hub.....	35
Abbildung 3.9: Eigenfrequenzen 1-5 des Antriebssystems.....	36
Abbildung 3.10: Zahneingriffsfrequenz 1.Stufe.....	42
Abbildung 3.11: Seitenbänder der Zahneingriffsfrequenz	43
Abbildung 3.12: Zahneingriffsfrequenz 2. Stufe.....	44
Abbildung 3.13: Frequenzzuordnung.....	45
Abbildung 3.14: Erregerspektrum bis 7000 Hz.....	46
Abbildung 3.15: Überschneidungen Eigenfrequenzen - Erregerfrequenzen.....	47
Abbildung 3.16: Überschneidung Punkt a)	48
Abbildung 3.17: Überschneidung Punkt d).....	49
Abbildung 3.18: Überschneidung Punkt c)	49
Abbildung 3.19: Überschneidung Punkt d).....	50
Abbildung 3.20: Überschneidung Punkt e)	50
Abbildung 3.21: Überschneidung Punkt f).....	51
Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau Direktes Verfahren nach EN ISO 10846.....	53
Abbildung 4.2: Schematischer Aufbau Indirektes Verfahren nach EN ISO 10846	54
Abbildung 4.3: Modellierung Prüfstand als Zweimassenschwinger	55
Abbildung 4.4: Simulation Prüfstand als Zweimassenschwinger	57
Abbildung 4.5: FE - Simulation der Eigenfrequenzen des Prüfstandes	58
Abbildung 4.6: Design Prüfstand	58
Abbildung 4.7: Schnittdarstellung Prüfstand	59
Abbildung 4.8: Aufbau Aufbringung Vorspannung.....	59
Abbildung 4.9: Verifizierung Prüfstand – Typ B-C4	62
Abbildung 4.10: Dynamischer Elastizitätsmodul Typ B-C4.....	63
Abbildung 4.11: Messungen Material Serie B-C	65

Abbildung 4.12: Vergleich Typ A-A Serie	66
Abbildung 4.13: Vergleich Typ B-C3 und Typ B-A1	67
Abbildung 4.14: Vergleich Materialien Schwingungsdämpfung	68
Abbildung 4.15: Lastabhängigkeit Typ B-C3	69
Abbildung 4.16: Elastomerelement	69
Abbildung 4.17: Messung Elastomerelement Aktuator	70
Abbildung 5.1: Aufbau Messung Übertragungsverhalten	72
Abbildung 5.2: Spektrum der Schwingungen am Antrieb – Lastabhängigkeit Standard- Elastomerelement	73
Abbildung 5.3: Spektrum der Schwingungen am Schwingtisch – Lastabhängigkeit Standard- Elastomerelement	73
Abbildung 5.4: Überdeckungsfläche Standard-Elastomerelement	74
Abbildung 5.5: Überdeckungsfläche Prüfkörper Elastomer	74
Abbildung 5.6: Spektrum der Schwingungen am Antriebsystem - Vergleich Standardelement mit Typ B-C3	76
Abbildung 5.7: Spektrum der Schwingungen am Schwingtisch - Vergleich Standardelement mit Typ B- C3	76
Abbildung 5.8: Vergleich Typ B-C3 mit Standard Element bis 4000 Hz	77
Abbildung 5.9: Typ B-C3- Vergleich 40kg/60kg	77
Abbildung 5.10: Vergleich des Schwingungsspektrums bei Einsatz verschiedener Materialien	78
Abbildung 5.11: Spektrum der Schwingungen am Antrieb –Vergleich Dämpfungsmaterial Typ B-A2 mit Standard-Elastomerelement	79
Abbildung 5.12: Spektrum der Schwingungen am Schwingtisch –Vergleich Dämpfungsmaterial Typ B- A2 mit Standard-Elastomerelement	79

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Sensitivität des Impulshammers 9722A500 mit Serien-Nr. 4965548	29
Tabelle 3.2: Sensitivität des Beschleunigungssensors KSB95B100 Serien-Nr. 11117.....	29
Tabelle 3.3: Zähnezahlen Planetengetriebe	38
Tabelle 3.4: Übersetzungen des Planetengetriebes	38
Tabelle 3.5: Drehzahlen Planetengetriebe.....	39
Tabelle 3.6: Zahneingriffsfrequenzen Planetengetriebe.....	39
Tabelle 3.7: Zahneingriffsfrequenzen und Harmonische im Planetengetriebe	40
Tabelle 3.8: Überrollfrequenzen Planetengetriebe	40
Tabelle 3.9: Parameter Wälzlager	41
Tabelle 3.10: Überrollfrequenzen Wälzlager	41
Tabelle 4.1: Übersicht Materialien.....	61