



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg  
*Hamburg University of Applied Sciences*

# Bachelorarbeit

Jan Buck

Untersuchung des Einflusses von hydraulischen  
Querabstützungen auf das Schwingungsverhalten von  
Schiffen mittels nichtlinearer Finite-Elemente Simulation

*Fakultät Technik und Informatik  
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science  
Department of Mechanical Engineering and  
Production Management*

**Jan Buck**

**Untersuchung des Einflusses von hydraulischen  
Querabstützungen auf das Schwingungsverhalten von  
Schiffen mittels nichtlinearer Finite-Elemente  
Simulation**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau - Entwicklung und Konstruktion  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

Germanischer Lloyd SE  
FutureShip  
Brooktorkai 18  
20457 Hamburg

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. habil. Frank Ihlenburg  
Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Michael Holtmann

Eingereicht am: 5. August 2013

**Jan Buck**

**Thema der Arbeit**

Untersuchung des Einflusses von hydraulischen Querabstützungen auf das Schwingungsverhalten von Schiffen mittels nichtlinearer Finite-Elemente Simulation

**Stichworte**

Hydraulische Querabstützungen, Nichtlineare Schwingungen, Finite-Elemente-Methode, Schiffsstruktur

**Kurzzusammenfassung**

In der vorliegenden Bachelorarbeit wird der Einfluss von hydraulischen Querabstützungen auf die Schwingungen der Hauptmaschine und des Schiffskörpers untersucht. Im Vordergrund steht dabei die Modellierung der nichtlinearen Systemeigenschaften, die durch die hydraulischen Querabstützungen hervorgerufen werden. Mit den entwickelten Modellen wurden anschließend sowohl lineare als auch nichtlineare Berechnungen durchgeführt, welche das Schwingungsverhalten von Motor und Deckshaus analysieren.

**Title of the paper**

Influence of hydraulic top bracing on vibration characteristics of ship structures using nonlinear finite element analysis

**Keywords**

hydraulic top bracing, nonlinear vibration, finite element analysis, ship structure

**Abstract**

This bachelor thesis discusses the influence of hydraulic top bracing on vibration of ship structures. The main priority was modelling the nonlinear system attributes, caused by the hydraulic top bracing. The developed models were used to carry out linear and nonlinear calculations, which analysed vibration aspects of the main engine and the navigation deck.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2. Stand der Technik</b>	<b>2</b>
2.1. Finite-Elemente-Methode . . . . .	2
2.1.1. Prinzip der virtuellen Verrückung . . . . .	2
2.1.2. Finite-Elemente-Ansatz . . . . .	3
2.2. Diskrete lineare Schwingsysteme . . . . .	5
2.2.1. Modalanalyse . . . . .	5
2.2.2. Modale Transformation . . . . .	7
2.2.3. Dämpfungsmodelle . . . . .	8
2.2.4. Modale Reduktion . . . . .	10
2.2.5. Direkte Frequenzantwortanalyse . . . . .	11
2.2.6. Modale Frequenzantwortanalyse . . . . .	12
2.3. Diskrete nichtlineare Schwingsysteme . . . . .	13
2.3.1. Arten von Nichtlinearitäten . . . . .	13
2.3.2. Integration der Bewegungsgleichung . . . . .	15
2.3.3. Eigenschaften nichtlinearer Schwingsysteme . . . . .	16
2.3.4. Nichtlineare Schwingungserregung . . . . .	18
2.4. Schwingungstheorie des Motors . . . . .	19
2.4.1. Schwingformen und Erregerkräfte . . . . .	19
2.4.2. Entstehung des H-Moments . . . . .	21
2.4.3. Darstellung von Motorschwingungen . . . . .	25
2.5. Reduktion von Motorschwingungen . . . . .	27
2.5.1. Mechanische Querabstützung . . . . .	28
2.5.2. Hydraulische Querabstützung . . . . .	28
<b>3. Modellaufbau und Berechnungsgrundlagen</b>	<b>31</b>
3.1. Systemkennwerte . . . . .	31
3.2. Modellbildung . . . . .	32
3.2.1. Gesamtmodell . . . . .	32
3.2.2. Submodell . . . . .	33
3.3. Berechnungsstrategie . . . . .	34
3.3.1. Lasten . . . . .	34
3.3.2. Dämpfungsmodelle . . . . .	35
3.3.3. Messpunkte . . . . .	36
3.3.4. Lineare Berechnungen . . . . .	38

---

3.3.5. Nichtlineare Berechnungen . . . . .	39
<b>4. Auswertung</b>	<b>41</b>
4.1. Lineare Berechnungen . . . . .	41
4.1.1. Gesamtmodell . . . . .	41
4.1.2. Submodell . . . . .	45
4.2. Nichtlineare Berechnungen . . . . .	46
4.2.1. Submodell . . . . .	46
4.2.2. Gesamtmodell . . . . .	49
4.2.3. Vergleich mit Messdaten . . . . .	55
<b>5. Fazit und Ausblick</b>	<b>58</b>
<b>Literatur</b>	<b>60</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>62</b>
<b>A. Lineare Berechnungen</b>	<b>64</b>
A.1. Submodell – Schwingweg . . . . .	64
A.2. Gesamtmodell – Schwingweg . . . . .	65
A.3. Submodell – Schwingschnelle . . . . .	67
A.4. Gesamtmodell – Schwingschnelle . . . . .	68
<b>B. Nichtlineare Berechnungen</b>	<b>71</b>
B.1. Submodell – Schwingweg . . . . .	71
B.2. Gesamtmodell – Schwingweg . . . . .	72
B.3. Submodell – Schwingschnelle . . . . .	75
B.4. Gesamtmodell – Schwingschnelle . . . . .	76
<b>C. Vergleich Lineare – Nichtlineare Berechnungen</b>	<b>79</b>
C.1. Gesamtmodell – Schwingweg . . . . .	79
C.2. Gesamtmodell – Schwingschnelle . . . . .	82
<b>D. Lineare Berechnungsskripte</b>	<b>85</b>
D.1. Modale Frequenzantwortanalyse . . . . .	85
D.2. Export ins CSV Dateiformat . . . . .	85
D.3. Matlab Auswertung . . . . .	86
<b>E. Nichtlineare Berechnungsskripte</b>	<b>90</b>
E.1. Transiente Berechnung . . . . .	90
E.2. Weiche Federlagerung . . . . .	91
E.3. Export ins CSV Dateiformat . . . . .	92
E.4. Matlab Auswertung . . . . .	93

# Symbolverzeichnis

## Matrizen und Vektoren

$\alpha_i$	Innere Variable
$\varepsilon$	Verzerrungsvektor
$\sigma$	Spannungsvektor
$\varphi$	Eigenvektor
$\Phi$	Modalmatrix
$\Omega^2$	Diagonalmatrix der Eigenfrequenzen
$B$	Verzerrungs-Verschiebungs-Matrix
$C$	Elastizitätsmatrix
$D$	Dämpfungsmatrix
$D_\varepsilon$	Differentialoperator
$E$	Einheitsmatrix
$f$	Allgemeiner Lastvektor
$f_{\text{eff}}$	Effektiver äußerer Lastvektor
$f_i$	Vektor der inneren Kräfte
$f_{i,\text{eff}}$	Vektor der effektiven inneren Kräfte
$f_R$	Vektor der Randlasten
$f_V$	Vektor der Volumenkräfte
$\hat{f}$	Amplitude der harmonischen Erregerkraft
$\tilde{f}$	Modale Transformation von $\hat{f}$
$g$	Residuum
$H$	Interpolationsmatrix
$H(\Omega)$	Frequenzgangmatrix
$K$	Steifigkeitsmatrix
$K_{\text{dyn}}$	Dynamische Steifigkeitsmatrix
$K_T$	Tangentensteifigkeitsmatrix
$M$	Massenmatrix
$p_v$	Vektor der Volumenlasten
$q$	Modale Verschiebungen
$\hat{q}$	Modale Amplituden
$t^*$	Vektor der Flächenlasten
$u$	Verschiebungsvektor
$\hat{u}$	Vektor der Knotenpunktverschiebungen
$\hat{x}$	Amplitude der harmonischen Schwingung

## Skalare Größen

$\alpha$	Kurbelwinkel
$\alpha_1, \dots, \alpha_6$	Konstanten des Newmarkverfahrens
$\gamma, \zeta$	Newmark-Parameter
$\delta W_{dyn}$	Dynamische virtuelle Arbeit
$\delta W_{int}$	Interne virtuelle Arbeit
$\delta W_{ext}$	Externe virtuelle Arbeit
$\delta$	Abklingfaktor
$\eta$	Verhältnis zwischen Erreger- und Eigenkreisfrequenz
$\eta_v$	Verlustfaktor
$\kappa$	Elementdämpfungskonstante
$\lambda$	Pleuelstangenverhältnis
$\rho$	Dichte
$\psi$	Phase
$\omega$	Eigenkreisfrequenz
$\Gamma$	Oberfläche
$\Omega$	Erregerkreisfrequenz
$A$	Amplitude
$A_K$	Kolbenfläche
$b$	Skalierungsfaktor
$c$	Federsteifigkeit
$d$	Dämpfungskoeffizient
$D$	Dämpfungsgrad
$E$	Elastizitätsmodul
$f$	Frequenz
$f_z$	Zündfrequenz
$f_0$	Umdrehungsfrequenz
$F_K$	Kolbenkraft
$F_N$	Kolbenseitenkraft
$F_P$	Pleuelstangenkraft
$M$	Motordrehmoment
$M_H$	H-Moment
$N$	Drehzahl
$p$	Gasdruck
$t$	Zeit
$V$	Volumen
$U_{max}$	Maximale potentielle Energie
$W_{diss}$	Dissipierte Arbeit

# 1. Einleitung

Schwingungen an Bord von Schiffen können Menschen, Maschinen und die Schiffsstruktur nachteilig beeinträchtigen. Bereits in der Bauspezifikation von Schiffen werden daher häufig Grenzwerte für diese Schwingungsaspekte festgelegt. Hinzu kommen internationale Normen und Vorschriften wie die ISO 6954, in der der Einfluss von Schwingungen auf den Menschen berücksichtigt wird. Auch für die Schwingungen des Motors, der technischen Ausrüstung sowie für die Schiffsstruktur sind weitere Grenzwerte definiert. Eine Berücksichtigung dieser Aspekte in einer frühen Phase des Entwurfsstadiums ist nur mittels numerischer Berechnungen möglich. Hierfür werden verschiedene Schwingungsberechnungen durchgeführt, wobei die Hauptmaschine und der Propeller die größten Erregerquellen darstellen. Eine Abbildung der physikalischen Eigenschaften dieser beiden Systeme ist dabei neben der Modellierung der Schiffsstruktur von größter Wichtigkeit. Die Ressourcen zur Berechnung der Problemstellung sind jedoch auch heutzutage stark begrenzt, sodass die Komplexität der Modelle beschränkt werden muss. Die durchgeführten Berechnungen werden nach Fertigstellung des Schiffes durch entsprechende Schwingungsmessungen validiert.

In dieser Arbeit wird vor allem das Schwingensystem bestehend aus Motor, hydraulischen Querabstützungen, Doppelboden, Hinterbauten und Deckshaus betrachtet. Die einzelnen Komponenten bilden dabei ein komplexes schwingfähiges System mit einer hohen Anzahl an Freiheitsgraden. In der Praxis wird aufgrund der Komplexität des Schwingensystems eine lineare Berechnungsstrategie verfolgt, da eine nichtlineare Berechnung zu zeitaufwendig wäre. Hierbei wird der nichtlineare Einfluss der hydraulischen Querabstützungen durch eine lineare Modellierung angenähert.

Diese Arbeit untersucht den Einfluss der Nichtlinearität der hydraulischen Querabstützungen auf das Schwingungsverhalten eines Schiffes, insbesondere der Hauptmaschine und des Deckshauses. Hierzu wird eine geeignete Modellierung der nichtlinearen Eigenschaften der Querabstützungen erarbeitet. In anschließenden linearen und nichtlinearen Berechnungen werden verschiedene Schwingungscharakteristiken des Schiffes untersucht, wobei vor allem der Betriebsdrehzahlbereich des Schiffes betrachtet wird. Dabei werden zum einen die Einflüsse der Nichtlinearität untersucht und zum anderen ein Vergleich zwischen der linearen und der nichtlinearen Modellierung durchgeführt.

Für die Berechnungen wird in dieser Arbeit die Berechnungssoftware ANSYS und für die Auswertung das Programm Matlab genutzt. Die Berechnung und Auswertung wird dabei weitestgehend durch Skripte realisiert und automatisiert, sodass die Rechnungen mit geringem Aufwand auf andere Problemstellungen übertragen werden können. Als Berechnungstechniken kommen im linearen Fall die Frequenzantwortanalyse und im nichtlinearen Fall transiente Berechnungen zum Einsatz.

## 2. Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die wichtigsten theoretischen und technischen Grundlagen erläutert, welche in dieser Arbeit zur Anwendung kommen. Einen Grundpfeiler bildet dabei die Finite-Elemente-Methode. Im ersten Abschnitt dieses Kapitels wird daher auf die wichtigsten Aspekte der FEM eingegangen und der Übergang von FE-Modellen zu diskreten Schwingsystemen diskutiert. Anschließend wird die Theorie diskreter linearer Schwingsysteme aufgegriffen, wobei der Fokus auf der Frequenzantwortanalyse und der modalen Reduktion liegt. Zusätzlich werden auch grundlegende Themen wie zum Beispiel die Modalanalyse und verschiedene Dämpfungsmodelle betrachtet. Ein weiterer Schwerpunkt der Arbeit liegt auf dem Lösen von diskreten nichtlinearen Schwingsystemen. Hierfür werden verschiedene Lösungsverfahren vorgestellt, wobei der Einfluss der Nichtlinearität im Vordergrund steht. Den Abschluss bildet die Betrachtung verschiedener Motorschwingungen und der technischen Möglichkeiten diese zu reduzieren.

### 2.1. Finite-Elemente-Methode

Die Finite-Elemente-Methode ist ein numerisches Verfahren zur Lösung partieller, zeit- und ortsabhängiger Differentialgleichungen mit entsprechenden Anfangs- und Randbedingungen. Aufgrund seiner Vielseitigkeit ist es heutzutage eines der wichtigsten numerischen Verfahren zur Lösung naturwissenschaftlicher und technischer Problemstellungen [15].

In diesem Kapitel sollen die Grundlagen der Finiten-Elemente-Methode erläutert und ein Zusammenhang zwischen FE-Modellen und diskreten Schwingsystemen hergestellt werden. Hierzu wird zuerst das Prinzip der virtuellen Verrückung diskutiert und im Anschluss der Finite-Elemente-Ansatz eingeführt.

#### 2.1.1. Prinzip der virtuellen Verrückung

Um ein strukturmechanisches Problem mittels der Finite-Elemente-Methode zu lösen, ist es notwendig, die starke Formulierung der Differentialgleichungen, die das Problem beschreiben, in die schwache Formulierung zu überführen. Die schwache Formulierung kann dabei über das Prinzip der virtuellen Verrückung hergeleitet werden. Dieses besagt, dass bei einer beliebigen, kleinen, mit den Randbedingungen kompatiblen, virtuellen Verschiebung eines Körpers aus der Gleichgewichtslage die innere virtuelle Arbeit gleich der äußeren virtuellen Arbeit ist. Zusätzlich wird in diesem Ansatz der Anteil der dynamischen virtuellen Arbeit berücksichtigt, welcher sich aus den Trägheitskräften

ergibt.

$$\delta W_{dym} + \delta W_{int} = \delta W_{ext} \quad (2.1)$$

Für eine ausführliche Herleitung sei an dieser Stelle auf [5] und [15] verwiesen. Die einzelnen Komponenten lassen sich für ein Kontinuum auch schreiben als:

$$\int_V \delta \mathbf{u}^T \ddot{\mathbf{u}} \rho dV + \int_V \delta \boldsymbol{\varepsilon} : \boldsymbol{\sigma} dV = \int_V \delta \mathbf{u}^T \mathbf{p}_v dV + \int_\Gamma \delta \mathbf{u}^T \mathbf{t}^* d\Gamma \quad (2.2)$$

Hierbei stellt  $\mathbf{u}$  den Verschiebungsvektor,  $\boldsymbol{\varepsilon}$  den Verzerrungstensor,  $\boldsymbol{\sigma}$  den Spannungstensor,  $\mathbf{p}_v$  die Volumenlasten und  $\mathbf{t}^*$  die Flächenlasten dar.

### 2.1.2. Finite-Elemente-Ansatz

Um den Finite-Elemente-Ansatz einzuführen, wird ein beliebiges Kontinuum in endlich viele finite Elemente aufgeteilt. Jedes Element ist hierbei mit seinen Nachbarelementen durch diskrete Knotenpunkte auf den Elementgrenzen verbunden. Die Verschiebungen  $\mathbf{u}_m(x, y, z)$  innerhalb eines Elements werden dabei als Funktion der diskreten Knotenpunktverschiebungen  $\hat{\mathbf{u}}$  definiert. Der Index  $m$  kennzeichnet dabei das  $m$ -te Element und der Vektor  $\hat{\mathbf{u}}$  beinhaltet die Verschiebungen aller Knoten der Elemente-Gruppierung.

$$\mathbf{u}_m(x, y, z) = \mathbf{H}_m(x, y, z) \hat{\mathbf{u}} \quad (2.3)$$

Die Interpolationsmatrix  $\mathbf{H}_m(x, y, z)$  beinhaltet die einzelnen Ansatzfunktionen, welche je nach Elementtyp unterschiedlich sein können. Für eine Diskussion gängiger Ansatzfunktionen siehe [5], [11] oder [15].

Zwischen den Verschiebungen und den Verzerrungen in einem Element besteht folgender Zusammenhang:

$$\boldsymbol{\varepsilon}_m(x, y, z) = \mathbf{D}_\varepsilon \mathbf{u}_m(x, y, z) \quad (2.4)$$

Hierbei beschreibt  $\mathbf{D}_\varepsilon$  den sogenannten Differentialoperator, welcher die einzelnen Ableitungsvorschriften enthält. Werden die Verzerrungen mit Hilfe der diskreten Verschiebungen aus Gleichung 2.3 ausgedrückt, ergibt sich:

$$\boldsymbol{\varepsilon}_m(x, y, z) = \mathbf{D}_\varepsilon \mathbf{H}_m(x, y, z) \hat{\mathbf{u}} = \mathbf{B}_m(x, y, z) \hat{\mathbf{u}} \quad (2.5)$$

Dabei entspricht  $\mathbf{B}_m(x, y, z)$  der sogenannten Verzerrungs-Verschiebungs-Matrix.

Ein weiterer Zusammenhang ergibt sich aus dem Materialgesetz, wobei  $\mathbf{C}_m$  die Elastizitätsmatrix des  $m$ -ten Elements repräsentiert.

$$\boldsymbol{\sigma}_m = \mathbf{C}_m \boldsymbol{\varepsilon}_m \quad (2.6)$$

Des Weiteren werden für die virtuellen Verschiebungen im Folgenden die gleichen Ansatzfunktionen wie für die Knotenverschiebungen genutzt. Hierdurch handelt es sich bei den späteren Steifigkeits- und Massenmatrizen um symmetrische Matrizen.

$$\delta \mathbf{u}_m(x, y, z) = \mathbf{H}_m(x, y, z) \delta \hat{\mathbf{u}} \quad (2.7)$$

$$\delta \boldsymbol{\varepsilon}_m(x, y, z) = \mathbf{B}_m(x, y, z) \delta \hat{\mathbf{u}} \quad (2.8)$$

Für das gesamte Kontinuum gilt, dass das Gesamtvolumen  $V$  die Vereinigung aller Elementvolumen  $V_m$  ist. Wird dieser Zusammenhang auf Gleichung 2.2 angewendet, gilt folgende Beziehung:

$$\sum_m \int_{V_m} \delta \mathbf{u}_m^T \dot{\mathbf{u}}_m \rho_m dV_m + \sum_m \int_{V_m} \delta \boldsymbol{\varepsilon}_m : \boldsymbol{\sigma}_m dV_m = \sum_m \int_{V_m} \delta \mathbf{u}_m^T \mathbf{p}_{v,m} dV_m + \sum_m \int_{\Gamma_m} \delta \mathbf{u}_m^T \mathbf{t}_m^* d\Gamma_m \quad (2.9)$$

Durch Einsetzen der Formeln 2.3 bis 2.8 ergibt sich:

$$\delta \hat{\mathbf{u}}^T \left[ \sum_m \int_{V_m} \mathbf{H}_m^T \mathbf{H}_m \rho_m dV_m \ddot{\hat{\mathbf{u}}} + \sum_m \int_{V_m} \mathbf{B}_m^T \mathbf{C}_m \mathbf{B}_m dV_m \hat{\mathbf{u}} \right] = \delta \hat{\mathbf{u}}^T \left[ \sum_m \int_{V_m} \mathbf{H}_m^T \mathbf{p}_{v,m} dV_m + \sum_m \int_{\Gamma_m} \mathbf{H}_m^T \mathbf{t}_m^* d\Gamma_m \right] \quad (2.10)$$

Die unabhängigen Größen  $\delta \hat{\mathbf{u}}$ ,  $\hat{\mathbf{u}}$  und  $\ddot{\hat{\mathbf{u}}}$  wurden dabei bereits aus den Integralen und Summen heraus gezogen. Aufgrund der Forderung, dass es sich bei den virtuellen Verschiebungen um beliebige Funktionen handelt, gilt  $\delta \hat{\mathbf{u}} \neq 0$  und Gleichung 2.10 lässt sich entsprechend vereinfachen [12]:

$$\underbrace{\sum_m \int_{V_m} \mathbf{H}_m^T \mathbf{H}_m \rho_m dV_m}_{\mathbf{M}} \ddot{\hat{\mathbf{u}}} + \underbrace{\sum_m \int_{V_m} \mathbf{B}_m^T \mathbf{C}_m \mathbf{B}_m dV_m}_{\mathbf{K}} \hat{\mathbf{u}} = \underbrace{\sum_m \int_{V_m} \mathbf{H}_m^T \mathbf{p}_{v,m} dV_m}_{\mathbf{f}_V} + \underbrace{\sum_m \int_{\Gamma_m} \mathbf{H}_m^T \mathbf{t}_m^* d\Gamma_m}_{\mathbf{f}_R} \quad (2.11)$$

Durch Integrieren und anschließendes Summieren über alle Elemente ergeben sich die Massenmatrix  $\mathbf{M}$ , die Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$ , der Vektor der Volumenkräfte  $\mathbf{f}_V$  und der Vektor der Randlasten  $\mathbf{f}_R$  für die Elemente-Gruppierung. Im Falle dynamischer Berechnungen lässt sich zusätzlich eine weitere Volumenkraft einführen, welche die geschwindigkeitsproportionale Dämpfung berücksichtigt [5].

$$\mathbf{M} \ddot{\hat{\mathbf{u}}} + \underbrace{\sum_m \int_{V_m} \mathbf{H}_m^T \mathbf{H}_m \kappa_m dV_m}_{\mathbf{D}} \dot{\hat{\mathbf{u}}} + \mathbf{K} \hat{\mathbf{u}} = \mathbf{f}_V + \mathbf{f}_R \quad (2.12)$$

Hierbei ist  $\mathbf{D}$  die Dämpfungsmatrix,  $\kappa_m$  die Dämpfungskonstante des jeweiligen Elements und  $\dot{\hat{\mathbf{u}}}$  der Vektor der Knotenpunktgeschwindigkeiten. Werden die Lastvektoren zu einem allgemeinen Lastvektor  $\mathbf{f}$  zusammengefasst, folgt die allgemeine Bewegungsgleichung des Kontinuums zu:

$$\mathbf{M} \ddot{\hat{\mathbf{u}}} + \mathbf{D} \dot{\hat{\mathbf{u}}} + \mathbf{K} \hat{\mathbf{u}} = \mathbf{f} \quad (2.13)$$

Das angewendete Verfahren zum Assemblieren der Systemmatrizen wird als direkte Steifigkeitsmethode bezeichnet. Hierbei lassen sich die einzelnen Matrizen einfach addieren, da sie alle die gleiche Dimension aufweisen. Für praktische Anwendungen werden oft zuerst lokale Systemmatrizen entsprechend der lokalen Element-Freiheitsgrade aufgestellt. Die lokalen Element-Freiheitsgrade werden anschließend den globalen Struktur-Freiheitsgraden zugeordnet, wodurch die globalen Systemmatrizen assembliert werden. Siehe hierzu auch [5] und [11]. Eine Ausnahme bildet die Dämpfungsmatrix. Da es oft schwierig bis unmöglich ist, die Element-Dämpfungsparameter zu ermitteln, wird die Dämpfungsmatrix häufig auf Basis von Erfahrungswerten aus der Steifigkeits- und Massenmatrix gebildet. In Kapitel 2.2.3 wird auf einige der gebräuchlichsten Verfahren zur Bestimmung der Dämpfungsmatrix näher eingegangen.

## 2.2. Diskrete lineare Schwingsysteme

Bei diskreten Schwingsystemen handelt es sich um Ersatzsysteme physikalischer Körper mit  $n$  Freiheitsgraden. Diskrete Schwingsysteme bestehen dabei aus „endlich vielen starren Körpern und Massenpunkten, die durch masselose Federn, Dämpfungselemente und Gelenke untereinander oder mit der Umgebung verbunden sind“ [8, S.2]. Mathematisch lassen sich Systeme dieser Art durch folgende Bewegungsgleichung beschreiben [8]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f}(t) \quad (2.14)$$

Diese Gleichung entspricht der Bewegungsgleichung der finiten Elemente (2.13). Durch die Äquivalenz der beiden Gleichungen ist es möglich Finite-Elemente-Modelle für diskrete Schwingungsberechnungen einzusetzen.

Im Folgenden sollen zuerst diskrete Schwingsysteme untersucht werden, bei denen  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{D}$  und  $\mathbf{K}$  nicht von  $\mathbf{u}$  oder  $t$  abhängen. Diese Systeme werden auch als diskrete lineare zeitinvariante Schwingsysteme bezeichnet [7].

### 2.2.1. Modalanalyse

Die Modalanalyse bildet eine wichtige Grundlage bei der Analyse dynamischer Systeme. Mittels dieser Methode werden die freien Schwingungen eines Systems untersucht. Die dabei bestimmten Eigenfrequenzen und Eigenformen beschreiben die wesentlichen Eigenschaften des dynamischen Systems. Für ein Schwingsystem mit  $n$  Freiheitsgraden lassen sich genau  $n$  Eigenfrequenzen und Eigenformen bestimmen. Es gilt Gleichung 2.14, wobei der Lastvektor zu Null gesetzt wird:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = 0 \quad (2.15)$$

Wird die Dämpfung zunächst vernachlässigt, ergibt sich mit dem Ansatz  $\mathbf{u}(t) = \boldsymbol{\varphi} e^{i\omega t}$  und  $\boldsymbol{\varphi} \in \mathbb{R}$  folgender Zusammenhang, wobei  $\omega$  die Eigenkreisfrequenz darstellt:

$$[\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}] \boldsymbol{\varphi} = 0 \quad (2.16)$$

Bei der Gleichung handelt es sich um das lineare, verallgemeinerte Eigenwertproblem, welches aufgrund der Symmetrieeigenschaften von  $\mathbf{M}$  und  $\mathbf{K}$  nur reelle Eigenwerte  $\omega^2$  besitzt [13]. Die Eigenvektoren, die die Schwingform eines dynamischen Systems beschreiben, ergeben sich durch Einsetzen der jeweiligen Eigenfrequenz in Gleichung 2.16 und sind ebenfalls reell. Da die Eigenvektoren aus einem unterbestimmten Gleichungssystem ermittelt werden, sind diese beliebig skalierbar, weshalb die folgende Normierung üblich ist:

$$\boldsymbol{\varphi}_k^T \mathbf{M} \boldsymbol{\varphi}_k = 1 \quad (2.17)$$

Die Normierung wird auch als Masse-Normierung bezeichnet.

Wird bei der Ermittlung der Eigenwerte die Dämpfungsmatrix mit berücksichtigt, führt der Ansatz  $\mathbf{u}(t) = \hat{\boldsymbol{\varphi}} e^{\lambda t}$  mit  $\hat{\boldsymbol{\varphi}} \in \mathbb{C}$  auf das folgende quadratische, verallgemeinerte Eigenwertproblem <sup>1</sup>:

$$[\mathbf{M}\lambda^2 + \mathbf{D}\lambda + \mathbf{K}] \hat{\boldsymbol{\varphi}} = 0 \quad (2.18)$$

Als Lösung ergeben sich komplexe Eigenwerte, welche stets als konjugiert komplexe Paare auftreten.

$$\lambda_k = -\delta_k \pm i\omega_{d,k} \quad (2.19)$$

Hierbei repräsentiert  $\delta_k$  den Abklingfaktor und  $\omega_{d,k}$  die gedämpften Eigenkreisfrequenzen. Bei der Berechnung des Eigenwertproblems treten genau so viele konjugiert komplexe Paare auf, wie das System Freiheitsgrade besitzt. Des Weiteren ist das Schwingssystem asymptotisch stabil, wenn der Realteil der Eigenwerte  $-\delta_k$  negativ ist. Ist auch nur ein Realteil positiv, handelt es sich um ein instabiles System [8]. Die Eigenvektoren des gedämpften Systems lassen sich wiederum durch das Einsetzen der Eigenfrequenzen in Gleichung 2.18 ermitteln. Da es sich bei den Eigenwerten um komplexe Größen handelt, sind die Eigenvektoren ebenfalls komplex.

Sowohl für den gedämpften als auch den ungedämpften Fall lassen sich die freien Schwingungen  $\mathbf{u}(t)$  eines Systems für gegebene Anfangsbedingungen  $\mathbf{u}_0$  und  $\dot{\mathbf{u}}_0$  als Superposition der Eigenvektoren darstellen. Mit den gewählten Ansätzen ergibt sich für die ungedämpfte Schwingung:

$$\mathbf{u}(t) = \sum_{k=1}^n \boldsymbol{\varphi}_k b_k e^{\pm i\omega_k t} \quad (2.20)$$

oder für den gedämpften Fall:

$$\mathbf{u}(t) = \sum_{k=1}^n \hat{\boldsymbol{\varphi}}_k \hat{b}_k e^{(-\delta_k \pm i\omega_{d,k})t} \quad (2.21)$$

Die Faktoren  $b_k$  und  $\hat{b}_k$  sind nötig, da die Eigenvektoren beliebig skaliert sind. Durch Ableiten der Gleichungen 2.20 und 2.21 ergeben sich entsprechende Beziehungen für  $\dot{\mathbf{u}}(t)$ , wodurch sich die noch unbekanntenen Faktoren  $b_k$  und  $\hat{b}_k$  in Kombination mit den Anfangsbedingungen bestimmen lassen [9].

<sup>1</sup>Eine analytische Lösung des allgemeinen und des linearen Eigenwertproblems ist nur beschränkt möglich. Aus diesem Grund werden in der Praxis im Allgemeinen numerische Verfahren genutzt, um die Eigenfrequenzen und Eigenvektoren zu berechnen

### 2.2.2. Modale Transformation

Mit den berechneten Eigenvektoren lässt sich die sogenannte Modalmatrix  $\Phi$  bilden, welche in der Lage ist, die Bewegungsgleichung 2.14 zu entkoppeln. Außerdem transformiert die Modalmatrix die physikalischen Koordinaten in den modalen Raum, der durch die Eigenvektoren aufgespannt wird. Es gilt folgender Zusammenhang:

$$\mathbf{u}(t) = \Phi \mathbf{q}(t) \quad (2.22)$$

Hierbei beschreibt  $\mathbf{q}(t)$  die Bewegung in modalen Koordinaten. Die Modalmatrix ergibt sich durch das spaltenweise Eintragen der normierten Eigenvektoren:

$$\Phi = \begin{bmatrix} \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \varphi_1 & \varphi_2 & \cdots & \varphi_n \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \end{bmatrix} \quad (2.23)$$

Durch die Modalmatrix lassen sich sowohl die Steifigkeits- als auch die Massenmatrix diagonalisieren. Für die Steifigkeitsmatrix ergibt sich eine Diagonalmatrix, die auf der Diagonalen mit den Quadraten der Eigenfrequenzen besetzt ist:

$$\Phi^T \mathbf{K} \Phi = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \omega_2^2 & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & \omega_n^2 \end{bmatrix} = \mathbf{\Omega}^2 \quad (2.24)$$

Für die Massenmatrix ergibt sich auf Grund der Masse-Normierung der Eigenvektoren die Einheitsmatrix:

$$\Phi^T \mathbf{M} \Phi = \mathbf{E} \quad (2.25)$$

An dieser Stelle wird der Einfluss der modalen Transformation am Beispiel der freien ungedämpften Schwingungen verdeutlicht, welche durch Gleichung 2.15 beschrieben werden. Durch Einsetzen von Gleichung 2.22 und zusätzliches Multiplizieren von links mit  $\Phi^T$  ergibt sich:

$$\Phi^T \mathbf{M} \Phi \ddot{\mathbf{q}} + \Phi^T \mathbf{K} \Phi \mathbf{q} = 0 \quad (2.26)$$

oder vereinfacht mit den oben erläuterten Zusammenhängen:

$$\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{\Omega}^2 \mathbf{q} = 0 \quad (2.27)$$

Die sich durch die Entkopplung ergebenden Gleichungen haben die Form:

$$\ddot{q}_k + \omega_k^2 q_k = 0 \quad (2.28)$$

Die Gleichungen stellen jeweils die Bewegungsgleichung eines Einmassenschwingers dar und haben daher folgende Lösung:

$$q_k(t) = A_k \cos(\omega_k t + \psi_k) \quad (2.29)$$

Die zum Lösen der Gleichung benötigten Anfangsbedingungen werden analog zu Gleichung 2.22 in den modalen Raum transformiert. Es ist dafür nicht nötig die Inverse von  $\Phi$  zu bilden, da die Inverse durch den Zusammenhang  $\Phi^T \mathbf{M}$  beschrieben wird, wie aus Gleichung 2.25 durch Multiplikation mit  $\Phi^{-1}$  hergeleitet werden kann [13]. Für die modalen Anfangsbedingungen gilt:

$$\mathbf{q}_0(0) = \Phi^T \mathbf{M} \mathbf{u}_0 \quad (2.30)$$

$$\dot{\mathbf{q}}_0(0) = \Phi^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{u}}_0 \quad (2.31)$$

Die Rücktransformation des Lösungsvektors  $\mathbf{q}(t)$  mit Gleichung 2.22 führt auf das gewünschte Ergebnis  $\mathbf{u}(t)$  in physikalischen Koordinaten.

### 2.2.3. Dämpfungsmodelle

Dämpfung beschreibt im Allgemeinen die Dissipation von Energie in einem dynamischen System, häufig in Form von Wärme. Die Umwandlung ist irreversibel und tritt bei allen physikalischen Vorgängen auf, wobei es viele verschiedene Arten von Dämpfung gibt. Eine wichtige Dämpfungsart ist die Strukturdämpfung, die zum Beispiel auf innere Reibung und Reibung an Verbindungsstellen zurückzuführen ist. Eine weitere Dämpfungsart ist die viskose Dämpfung, die beispielsweise in Form von technischen Dämpfern oder Bewegung in Fluiden auftritt [14, 18].

Der Einfluss der Dämpfung in einem schwingfähigen System kann ganz allgemein durch den Verlustfaktor  $\eta_v$  ausgedrückt werden. Hierbei wird die dissipierte Arbeit pro Schwingungszyklus ins Verhältnis zur maximalen potentiellen Energie des jeweiligen Zyklus gesetzt:

$$\eta_v = \frac{W_{\text{diss}}}{2\pi U_{\text{max}}} \quad (2.32)$$

Der Verlustfaktor ist von verschiedenen Parametern abhängig, wie zum Beispiel den Materialparametern, der Frequenz, aber auch der Temperatur [14, 18]. Aufgrund dieser Abhängigkeiten ist es nur möglich den Verlustfaktor für einen kleinen lokalen Bereich zu definieren.

Im Fall diskreter Schwingssysteme stellt die Strukturdämpfung in den meisten Fällen die dominante Dämpfungskomponente dar. Da es jedoch oft schwierig bis unmöglich ist die lokale Strukturdämpfung zu bestimmen, werden globale Dämpfungsmodelle eingesetzt, die auf Erfahrungswerten und Messungen beruhen. Um den mathematischen Aufwand zu reduzieren, werden die Dämpfungsmodelle so gewählt, dass die in Kapitel 2.2.2 diskutierte modale Entkopplung auch auf die Dämpfungsmatrix anwendbar ist.

#### Modale Dämpfung

Angelehnt an die modale Transformation aus Kapitel 2.2.2 lässt sich die modale Dämpfung definieren. Hierbei handelt es sich um eine frequenzabhängige Dämpfung, bei der jeder entkoppelten Gleichung im modalen Raum ein zusätzlicher viskoser Dämpfungsterm hinzugefügt wird. Die entkoppelten Gleichungen erhalten somit folgende Form:

$$\ddot{q}_k + 2D_k \omega_k \dot{q}_k + \omega_k^2 q_k = 0 \quad (2.33)$$

Dabei kann jeder Mode ein eigener modaler Dämpfungsgrad  $D_k$  zugeordnet werden, wodurch eine individuelle Dämpfung für jede Eigenfrequenz ermöglicht wird.

### Proportionale Dämpfung

Die proportionale Dämpfung, auch bekannt als Rayleigh Dämpfung oder Bequemlichkeitshypothese, wird als Summe aus der skalierten Steifigkeits- und Massenmatrix definiert. Hierzu werden die Faktoren  $\alpha$  und  $\beta$  eingeführt, welche den jeweiligen Anteil der Matrizen an der Dämpfungsmatrix festlegen. Es gilt:

$$\mathbf{D} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (2.34)$$

Wird dieser Dämpfungsansatz in der modalen Transformation genutzt, so ergibt sich für die transformierte Dämpfungsmatrix mit den Formeln 2.24 und 2.25 nachfolgender Zusammenhang:

$$\Phi^T \mathbf{D} \Phi = \alpha \mathbf{E} + \beta \Omega^2 \quad (2.35)$$

Ein Vergleich zwischen dem modalen Dämpfungsterm aus Gleichung 2.33 und dem proportionalen Dämpfungsterm führt auf:

$$2D_k \omega_k = \alpha + \beta \omega_k^2 \quad (2.36)$$

und schließlich auf den Zusammenhang:

$$D_k = \frac{\alpha}{2\omega_k} + \frac{\beta \omega_k}{2} \quad (2.37)$$

Die proportionale Dämpfung ist somit äquivalent zu einer modalen Dämpfung, wobei durch die Faktoren  $\alpha$  und  $\beta$  die frequenzabhängigen Werte des modalen Dämpfungsgrades festgelegt werden. Abbildung 2.1 zeigt einen typischen Verlauf des modalen Dämpfungsgrades bei proportionaler Dämpfung.

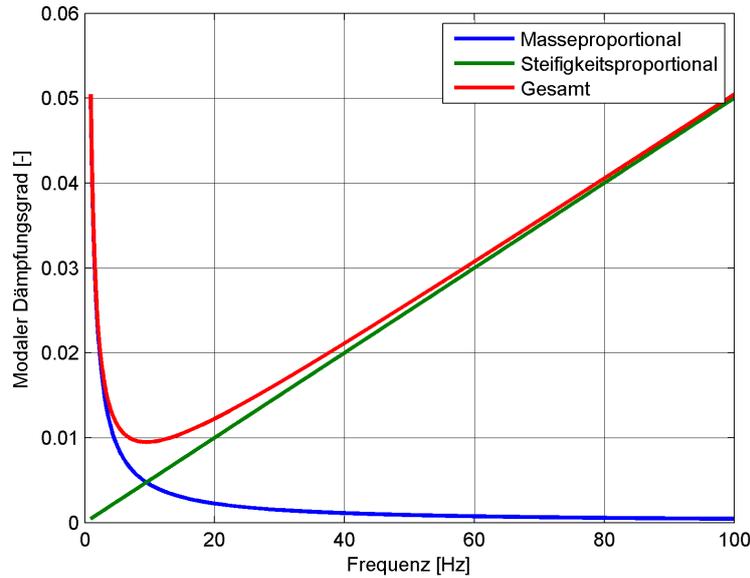


Abbildung 2.1.: Modaler Dämpfungsgrad bei proportionaler Dämpfung

Dabei ist der massenproportionale Anteil im niedrigen Frequenzbereich dominant, im höheren Frequenzbereich überwiegt der steifigkeitsproportionale Anteil.

#### 2.2.4. Modale Reduktion

In der bisherigen Betrachtung diskreter Schwingssysteme wurden nur Lösungen betrachtet, die alle Eigenmoden des Systems berücksichtigen. Bei großen Systemen sind diese Lösungen jedoch rechnerisch aufwendig und zeitintensiv. Aus diesem Grund wird im Folgenden das Prinzip der modalen Reduktion diskutiert. Hierbei werden bei einem System mit  $n$  Freiheitsgraden, das entsprechend  $n$  Eigenformen besitzt, nur die ersten  $N$  Eigenformen für die Lösung herangezogen, dabei gilt  $N < n$ . Für die modale Transformation und insbesondere die Modalmatrix ergibt sich somit:

$$\Phi_{n \times N} = \begin{bmatrix} \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \varphi_1 & \varphi_2 & \cdots & \varphi_N \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

Die Koordinatentransformation aus Gleichung 2.22 kann somit geschrieben werden als:

$$\mathbf{u}(t) = \Phi_{n \times N} \mathbf{q}(t) \quad (2.39)$$

Oder in Komponentenschreibweise, wobei besonders deutlich wird, dass nur die ersten  $N$  Moden berücksichtigt werden:

$$\mathbf{u}(t) = \sum_{k=1}^N \varphi_k q_k(t) \quad (2.40)$$

Die Gleichungen 2.24 und 2.25 reduzieren sich entsprechend zu  $\mathbf{\Omega}_{N \times N}^2$  und  $\mathbf{E}_{N \times N}$ . Für die Reduzierung der Lösung ist es wichtig zu wissen wie viele Eigenmoden berücksichtigt werden müssen. Bei der Berechnung erzwungener Schwingungen, die in den nächsten beiden Kapiteln betrachtet werden, haben sich dabei verschiedene Erfahrungswerte bewährt. Handelt es sich bei der erzwungenen Schwingung um eine harmonische Erregung im Frequenzband  $\Omega_{\min}$  bis  $\Omega_{\max}$ , sollten mindestens alle Eigenformen mit  $\omega_k < 1,5 \times \Omega_{\max}$  berücksichtigt werden [13].

Für eine transiente Anregung ergibt sich das Abbruchkriterium analog, jedoch ist hier zuvor die transiente Anregung mittels der Fourier-Transformation in den Frequenzbereich zu überführen. Anhand der Amplituden lässt sich feststellen, welche Erregerfrequenzen einen merklichen Anteil zur Lösung beitragen. Entsprechend kann die Abbruchfrequenz ermittelt werden. Siehe hierzu auch [9, Kap. 4.6].

### 2.2.5. Direkte Frequenzantwortanalyse

Die Frequenzantwortanalyse löst die Bewegungsgleichung des diskreten linearen Schwingensystems für den Fall, dass eine harmonische Anregung vorliegt. Hierzu wird angenommen, dass die Erregung in der Form  $\mathbf{f}(t) = \hat{\mathbf{f}}e^{i\Omega t}$  vorliegt. In den meisten Fällen ist nur der eingeschwungene Zustand eines Systems von Interesse, weshalb sich die Verschiebungen ebenfalls durch einen harmonischen Ansatz ausdrücken lassen. Wird  $\mathbf{u}(t) = \hat{\mathbf{x}}e^{i\Omega t}$  als Ansatz für die Verschiebungen gewählt, lässt sich Gleichung 2.14 folgendermaßen umformen:

$$[-\Omega^2 \mathbf{M} + i\Omega \mathbf{D} + \mathbf{K}] \hat{\mathbf{x}} = \hat{\mathbf{f}} \quad (2.41)$$

Die Vektoren  $\hat{\mathbf{f}}$  und  $\hat{\mathbf{x}}$  repräsentieren die komplexwertigen Amplituden der Erregung und der Verschiebung. Die Erregung ist dabei komplexwertig anzunehmen, um die Phasenverschiebung der Einzelkomponenten zu berücksichtigen. Die Matrix innerhalb der rechteckigen Klammern wird als dynamische Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}_{\text{dyn}}$  bezeichnet [13]:

$$\mathbf{K}_{\text{dyn}}(\Omega) = [-\Omega^2 \mathbf{M} + i\Omega \mathbf{D} + \mathbf{K}] \quad (2.42)$$

Durch Invertieren der dynamischen Steifigkeitsmatrix lässt sich Gleichung 2.41 direkt lösen, wobei die Inverse der dynamischen Steifigkeitsmatrix auch als Frequenzgangmatrix  $\mathbf{H}(\Omega)$  bezeichnet wird [8]:

$$\hat{\mathbf{x}} = \mathbf{K}_{\text{dyn}}^{-1}(\Omega) \hat{\mathbf{f}} = \mathbf{H}(\Omega) \hat{\mathbf{f}} \quad (2.43)$$

Die direkte Frequenzantwortanalyse ist hinsichtlich des Berechnungsaufwandes sehr zeitintensiv, da für jede Frequenz die dynamische Steifigkeitsmatrix neu invertiert werden muss. Der Berechnungsaufwand steigt exponentiell mit der Zahl der Freiheitsgrade, wodurch bei Problemstellungen mit vielen Freiheitsgraden ein enormer Zeitaufwand und Ressourcenverbrauch hervorgerufen wird. Eine Reduzierung des Berechnungsaufwandes kann durch die in Kapitel 2.2.2 diskutierte modale Transformation erreicht werden.

### 2.2.6. Modale Frequenzantwortanalyse

Für die modale Frequenzantwortanalyse wird Gleichung 2.41, welche bereits in den Frequenzbereich überführt wurde, mit Hilfe von Gleichung 2.22 in den modalen Raum transformiert und anschließend von links mit  $\Phi^T$  multipliziert. Die Modalmatrix  $\Phi$  wird im Falle schwacher Dämpfung aus den Eigenmoden der ungedämpften Schwingung assembliert. Werden zusätzlich die Gleichungen 2.24 und 2.25 berücksichtigt, ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$[-\Omega^2 \mathbf{E} + i\Omega \Phi^T \mathbf{D} \Phi + \Omega^2] \hat{\mathbf{q}} = \tilde{\mathbf{f}} \quad (2.44)$$

Hierbei stellt  $\tilde{\mathbf{f}}$  eine Abkürzung für  $\Phi^T \hat{\mathbf{f}}$  dar. Um die modale Entkopplung vollständig durchzuführen, ist es zwingend notwendig, dass auch die Dämpfungsmatrix durch die Transformation diagonalisiert wird. Dies ist jedoch nur für spezielle Dämpfungsmodelle zutreffend, wie in Kapitel 2.2.3 bereits diskutiert wurde. Liegt proportionale oder modale Dämpfung vor, lassen sich die einzelnen entkoppelten Gleichungen schreiben als:

$$[-\Omega^2 + 2i\Omega D_k \omega_k + \omega_k^2] \hat{q}_k = \tilde{f}_k \quad (2.45)$$

Durch Umformen ergeben sich die modalen Amplituden zu:

$$\hat{q}_k = \frac{\tilde{f}_k}{-\Omega^2 + 2i\Omega D_k \omega_k + \omega_k^2} \quad (2.46)$$

Die Vektoren der komplexen Amplituden im physikalischen Raum ergeben sich anschließend durch Rücktransformation. Dabei wird Gleichung 2.22 in der Form  $\hat{\mathbf{x}} = \sum_{k=1}^n \varphi_k \hat{q}_k$  und der Zusammenhang  $\tilde{f}_k = \varphi_k^T \hat{\mathbf{f}}$  verwendet. Hierbei bezeichnen die Vektoren  $\varphi_k$  mit  $k = 1, \dots, n$  die  $n$  Eigenvektoren des Systems.

$$\hat{\mathbf{x}} = \sum_{k=1}^n \frac{\varphi_k \varphi_k^T}{-\Omega^2 + 2i\Omega D_k \omega_k + \omega_k^2} \hat{\mathbf{f}} \quad (2.47)$$

In Anlehnung an die direkte Frequenzantwortanalyse lässt sich auch für die modale Frequenzantwortanalyse eine Frequenzgangmatrix definieren. Diese beschreibt den Zusammenhang zwischen den komplexen Amplituden der Erregung und der Schwingungsantwort des Systems:

$$\mathbf{H}(\Omega) = \sum_{k=1}^n \frac{\varphi_k \varphi_k^T}{-\Omega^2 + 2i\Omega D_k \omega_k + \omega_k^2} \quad (2.48)$$

Ein weiterer Vorteil der modalen Frequenzganganalyse ist die Möglichkeit, die in Kapitel 2.2.4 diskutierte modale Reduktion zu nutzen. Hierdurch reduziert sich der Berechnungsaufwand erheblich. Entsprechend besitzt die reduzierte, modale Frequenzantwortanalyse eine hohe Bedeutung in der Berechnung von erzwungenen Schwingungen.

## 2.3. Diskrete nichtlineare Schwingsysteme

Die im vorangegangenen Kapitel ausführlich diskutierten Lösungsvarianten der diskreten linearen Schwingsysteme werden in diesem Kapitel um den Aspekt der Nichtlinearität erweitert. Hierbei sind die inneren Kräfte  $\mathbf{f}_i(\mathbf{u}) = \mathbf{K}\mathbf{u}$  nicht mehr linear von den Verschiebungen  $\mathbf{u}$  abhängig. Gleichung 2.14 kann somit geschrieben werden als:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{D}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{f}_i(\mathbf{u}) = \mathbf{f}(t) \quad (2.49)$$

Hierbei stellt  $\mathbf{f}_i(\mathbf{u})$  eine nichtlineare Funktion des Verschiebungsvektors dar. Die Gestalt von  $\mathbf{f}_i(\mathbf{u})$  hängt stark von den zu Grunde liegenden Modellen ab, sodass an dieser Stelle keine allgemeine Form angegeben werden kann.

Im Folgenden sollen zuerst die verschiedenen Arten von Nichtlinearitäten erläutert und einige Beispiele genannt werden. Da die nichtlineare Differentialgleichung mit den bisherigen mathematischen Ansätzen nicht lösbar ist, werden neue Lösungsverfahren vorgestellt. Den Abschluss des Kapitels bildet eine Betrachtung von verschiedenen Eigenschaften nichtlinearer diskreter Schwingsysteme.

### 2.3.1. Arten von Nichtlinearitäten

In den bisherigen linearen Berechnungen wurden zwei wesentliche Vereinfachungen vorausgesetzt. Zum einen wurde ein lineares Materialverhalten angenommen, was die Gültigkeit des Hook'schen Gesetzes voraussetzt, und zum anderen wurden die auftretenden Verformungen als klein angenommen. Diese Vereinfachungen sind jedoch nicht immer zulässig, wodurch entsprechende Nichtlinearitäten in den Berechnungsmodellen berücksichtigt werden müssen. Hierbei können folgende Arten von Nichtlinearitäten unterschieden werden.

- Physikalische Nichtlinearitäten
- Geometrische Nichtlinearitäten
- Nichtlinearitäten infolge von Randbedingungen

Dieses Kapitel behandelt im Speziellen die physikalischen und geometrischen Nichtlinearitäten, eine Behandlung in vollem Umfang ist in dieser Arbeit jedoch nicht möglich. Für eine ausführliche Betrachtung sei an dieser Stelle auf [5],[15] und [22] verwiesen.

#### Physikalische Nichtlinearität

Als physikalische Nichtlinearität wird ein nichtlineares Materialgesetz und somit ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen der Spannung und der Dehnung bezeichnet. Aus diesem Grund wird die physikalische Nichtlinearität auch als materielle Nichtlinearität bezeichnet. Hier sollen exemplarisch zwei wichtige nichtlineare Materialverhalten vorgestellt werden. Dabei handelt es sich um das nichtlinear elastische und das elasto-plastische Materialmodell. Beim nichtlinear elastischen Materialmodell erfolgt sowohl die

Be- als auch die Entlastung entlang des selben Pfades und nach der Entlastung bleibt keine Dehnung im Material zurück. Im Gegensatz dazu bleibt beim elasto-plastischen Modell nach der Belastung eine plastische Verzerrung erhalten. Die erneute Belastung erfolgt jeweils parallel zur Anfangssteigung. Abbildung 2.2 verdeutlicht die Eigenschaften der einzelnen Modelle.

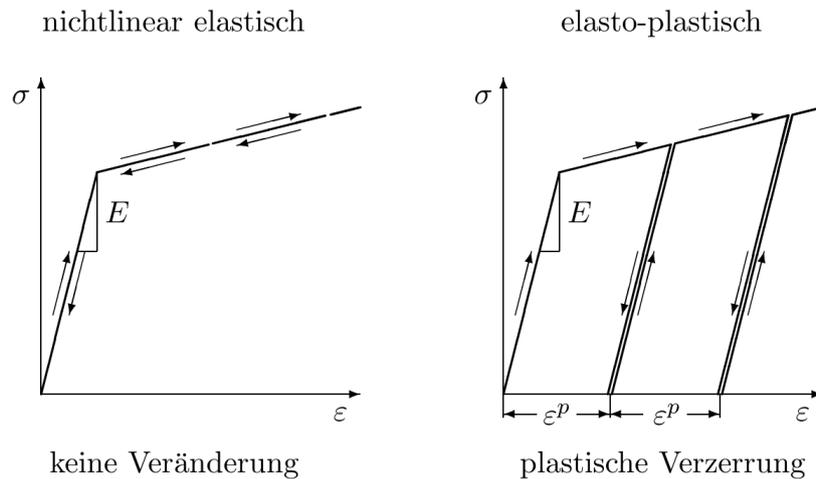


Abbildung 2.2.: Zyklische Be- und Entlastung nichtlinear elastischer und elasto-plastischer Materialmodelle [15]

Das nichtlinear elastische Verhalten ist eine einfache Möglichkeit, um das Verhalten einiger Kunststoffe abzubilden und das elasto-plastische Verhalten wird oft für Metalle eingesetzt. Neben den vorgestellten zeitunabhängigen Materialmodellen gibt es auch zeitabhängige Materialmodelle, wie z.B. viskoelastische und viskoplastische Modelle. Diese sollen in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet werden. Eine Übersicht verschiedener zeitabhängiger Materialmodelle findet sich in [19, Kap. 5].

Für die nichtlinearen Materialmodelle lässt sich der Zusammenhang zwischen  $\sigma$  und  $\epsilon$  nicht mehr über die Elastizitätsmatrix  $\mathbf{C}$ , wie in Gleichung 2.6 darstellen. Stattdessen handelt es sich bei  $\sigma$  um eine beliebige Funktion des Verzerrungsvektors  $\epsilon$ , welche zusätzlich von weiteren inneren Variablen  $\alpha_i$  abhängen kann.

$$\sigma = \sigma(\epsilon, \alpha_i) \quad (2.50)$$

Im Sonderfall des nichtlinear elastischen Materialmodells entfällt die Abhängigkeit des Spannungszustandes von den inneren Variablen, sodass sich der Spannungszustand als Funktion des Verzerrungszustandes formulieren lässt [15].

### Geometrische Nichtlinearität

Bei der Berechnung linearer diskreter Schwingssysteme werden die vorhandenen Verformungen und Verzerrungen als klein angenommen. Des Weiteren werden alle Betrachtungen am unverformten System durchgeführt. Dies ist jedoch nicht in jeder Problemstellung

möglich, wodurch geometrische Nichtlinearitäten berücksichtigt werden müssen. Hierbei handelt es sich im Allgemeinen um einen nichtlinearen Zusammenhang  $\boldsymbol{\varepsilon}(\mathbf{u})$  zwischen den Dehnungen und Verschiebungen. Als Beispiele lassen sich hier große Verformungen am Balken, Verzweigungsprobleme (Stabilitätsprobleme) und Durchschlagsprobleme nennen. Auf eine ausführliche Betrachtung wird an dieser Stelle verzichtet, da die geometrische Nichtlinearität in dieser Arbeit keine Anwendung findet. Für ein Studium der geometrischen Nichtlinearitäten sei auf [5], [19] und [22] verwiesen.

### 2.3.2. Integration der Bewegungsgleichung

Um die nichtlineare diskrete Bewegungsgleichung 2.49 zu lösen, ist ein Integrationsverfahren notwendig. Hierfür stehen zwei verschiedene Arten zur Verfügung:

**Explizite Verfahren** beschreiben die Lösung zum Zeitpunkt  $t_{k+1}$  nur mit den Zustandsgrößen zum Zeitpunkt  $t_k$ . Die Verfahren sind daher einfach zu implementieren, besitzen jedoch den Nachteil, dass sie nicht in jedem Fall stabil sind. Ein häufig genutztes Integrationsschema ist das zentrale Differenzenverfahren. Besonders bei Berechnungen mit hochfrequentem Lösungsanteil, wie z.B. bei Stoßvorgängen und Crashesimulationen wird das explizite Verfahren häufig eingesetzt.

**Implizite Verfahren** verwenden zur Lösung sowohl Größen zur Zeit  $t_k$ , als auch unbekannte Größen zum Zeitpunkt  $t_{k+1}$ . Bei jedem Zeitschritt muss ein nichtlineares Gleichungssystem gelöst werden, wodurch sich implizite Verfahren aufwendig gestalten. Diese Verfahren erlauben jedoch die Wahl einer größeren Zeitschrittweite  $\Delta t$  und können unbedingt stabil konstruiert werden. Typische Anwendungen sind Maschinenschwingungen und Erdbebenanalysen, da hier oft die niederfrequenten Anteile in der Lösung überwiegen und ein großes  $\Delta t$  physikalisch gerechtfertigt ist. Das am weitesten verbreitete Verfahren ist das Newmark-Verfahren, das in Kombination mit dem Newton-Raphson-Verfahren eingesetzt wird.

Bei dem in dieser Arbeit eingesetzten Verfahren handelt es sich um das Newmark-Verfahren, welches auf den folgenden Annahmen für die Geschwindigkeit und Beschleunigung zum Zeitpunkt  $t_{k+1}$  beruht:

$$\dot{\mathbf{u}}_{k+1}(\mathbf{u}_{k+1}) = \alpha_1(\mathbf{u}_{k+1} - \mathbf{u}_k) - \alpha_2\dot{\mathbf{u}}_k - \alpha_3\ddot{\mathbf{u}}_k \quad (2.51)$$

$$\ddot{\mathbf{u}}_{k+1}(\mathbf{u}_{k+1}) = \alpha_4(\mathbf{u}_{k+1} - \mathbf{u}_k) + \alpha_5\dot{\mathbf{u}}_k + \alpha_6\ddot{\mathbf{u}}_k \quad (2.52)$$

Hierbei ergeben sich die Konstanten mit den Newmark-Parametern  $\zeta$  und  $\gamma$  zu:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{1}{\zeta(\Delta t)^2} & \alpha_2 &= \frac{1}{\zeta\Delta t} & \alpha_3 &= \frac{1-2\zeta}{2\zeta} \\ \alpha_4 &= \frac{\gamma}{\zeta\Delta t} & \alpha_5 &= \left(1 - \frac{\gamma}{\zeta}\right) & \alpha_6 &= \left(1 - \frac{\gamma}{2\zeta}\right)\Delta t \end{aligned} \quad (2.53)$$

Gilt für die Newmark-Parameter  $\zeta \geq 0,25(0,5\gamma)^2$  und  $\gamma \geq 0,5$ , ist das Verfahren uneingeschränkt stabil [20]. Das Einsetzen der Gleichungen 2.51 und 2.52 in Gleichung 2.49

liefert den Zusammenhang

$$[\alpha_1 \mathbf{M} + \alpha_4 \mathbf{D}] \mathbf{u}_{k+1} + \mathbf{f}_i(\mathbf{u}_{k+1}) = \mathbf{f}_{k+1} + \mathbf{M} [\alpha_1 \mathbf{u}_k + \alpha_2 \dot{\mathbf{u}}_k + \alpha_3 \ddot{\mathbf{u}}_k] + \mathbf{D} [\alpha_4 \mathbf{u}_k + \alpha_5 \dot{\mathbf{u}}_k + \alpha_6 \ddot{\mathbf{u}}_k] \quad (2.54)$$

wobei die linke und rechte Seite zum effektiven inneren und äußeren Kraftvektor zusammengefasst werden können:

$$\mathbf{f}_{i,\text{eff}}(\mathbf{u}_{k+1}) = \mathbf{f}_{\text{eff}} \quad (2.55)$$

Durch Umformen ergibt sich eine Gleichung, welche nur noch von  $\mathbf{u}_{k+1}$  abhängt und mittels des Newton-Raphson-Verfahrens gelöst werden kann. Das Newton-Raphson-Verfahren ermittelt dabei die Nullstelle der Funktion  $\mathbf{g}(\mathbf{u}_{k+1})$ , welche auch als Residuum bezeichnet wird:

$$\mathbf{g}(\mathbf{u}_{k+1}) = \mathbf{f}_{i,\text{eff}}(\mathbf{u}_{k+1}) - \mathbf{f}_{\text{eff}} = 0 \quad (2.56)$$

Für die Herleitung des Newton-Raphson-Verfahrens sei an dieser Stelle auf [5] verwiesen. Nach der Anwendung des Verfahrens, mit dem neuen Zählparameter  $j$  für die Iterationen des Newmark-Verfahrens, ergibt sich:

$$\mathbf{u}_{k+1}^{j+1} - \mathbf{u}_{k+1}^j = \Delta \mathbf{u} = - \underbrace{\left[ \frac{\partial \mathbf{f}_{i,\text{eff}}(\mathbf{u}_{k+1}^j)}{\partial \mathbf{u}_{k+1}^j} \right]^{-1}}_{\mathbf{K}_T^{-1}(\mathbf{u}_{k+1}^j)} [\mathbf{f}_{i,\text{eff}}(\mathbf{u}_{k+1}^j) - \mathbf{f}_{\text{eff}}] \quad (2.57)$$

Mittels der Tangentensteifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}_T$  lässt sich das zu lösende Gleichungssystem schreiben als:

$$\mathbf{K}_T(\mathbf{u}_{k+1}^j) \Delta \mathbf{u} = -\mathbf{g}(\mathbf{u}_{k+1}^j) \quad (2.58)$$

Für jeden Iterationsschritt müssen  $\mathbf{g}$  und  $\mathbf{K}_T$  neu gebildet und das Gleichungssystem 2.58 erneut gelöst werden. Das Verfahren endet, wenn ein bestimmtes Konvergenzkriterium erreicht wird. Hierbei kann das Residuum, die Verschiebung oder auch andere Berechnungsparameter als Konvergenzkriterium gewählt werden.

### 2.3.3. Eigenschaften nichtlinearer Schwingsysteme

Nichtlineare Schwingsysteme unterscheiden sich stark von linearen Schwingsystemen. Jede Nichtlinearität besitzt spezielle Merkmale, wodurch eine allgemeingültige Aussage über die Eigenschaften nichtlinearer Systeme nur schwer möglich ist. Im Folgenden werden jedoch einige Charakteristiken nichtlinearer Systeme beschrieben, die einen Überblick über die möglichen Einflüsse auf das Systemverhalten geben [14].

- Ein nichtlineares Schwingsystem kann mehrere Gleichgewichtszustände besitzen, wobei jeder einzelne stabil oder instabil sein kann.

- Ein eingeschwungener Zustand muss nicht existieren und der eingeschwungene Zustand selbst ist stark von den Anfangsbedingungen abhängig.
- Resonanzen können bei Erregerfrequenzen auftreten, die nicht den Eigenfrequenzen des Systems entsprechen.
- Eine harmonische Anregung erzeugt nicht unbedingt eine harmonische Systemantwort, sondern kann gegebenenfalls zu einem chaotischen Verhalten führen.

Die genannten Eigenschaften geben einen ersten Überblick über das Verhalten nichtlinearer Schwingsysteme. Ein Beispiel für die oben beschriebenen Eigenschaften zeigt Magnus et al. [17] an einem nichtlinearem Einmassenschwinger mit einer progressiven Federkennlinie, der folgende Resonanzkurve aufweist:

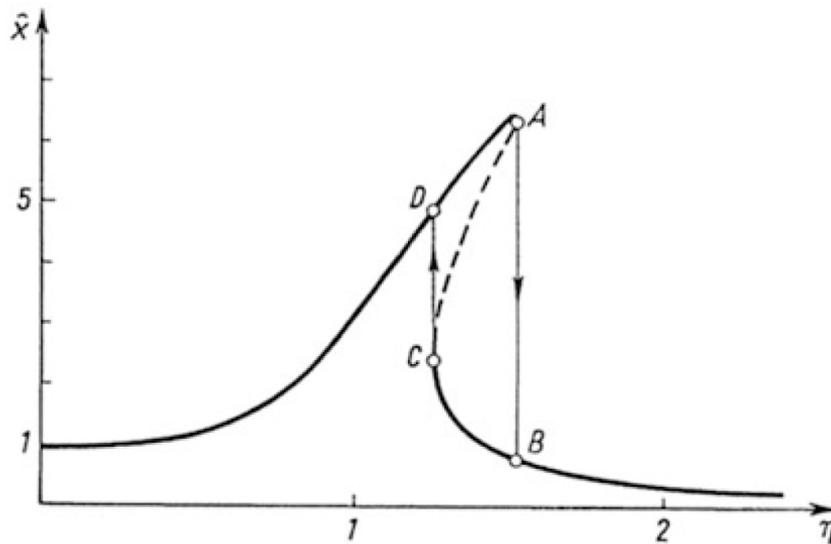


Abbildung 2.3.: Beispielhafte Resonanzkurve eines nichtlinearen Einmassenschwingers [17]

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Resonanzkurve nach rechts verbogen ist, wodurch die eigentliche Resonanz nicht bei  $\eta = 1$  sondern bei Werten  $\eta \geq 1$  auftritt. Hierbei bezeichnet  $\eta$  das Verhältnis zwischen Erreger- und Eigenfrequenz. Außerdem gibt es bei bestimmten Erregerfrequenzen mehrere Gleichgewichtszustände, wobei die gestrichelte Linie einen instabilen Zustand beschreibt. Wird die Resonanzkurve ermittelt, indem die Erregerfrequenz quasistatisch erhöht oder erniedrigt und die Resonanzkurve somit von links oder rechts aus durchfahren wird, kommt es zu den durch AB und CD gekennzeichneten Sprungeffekten. Der instabile Bereich wird dabei nicht durchlaufen. Wird eine Erregerfrequenz zwischen AB und CD diskret angeregt, ist der eingeschwungene Zustand maßgeblich von den gewählten Anfangsbedingungen abhängig. Das Erreichen eines stabilen Zustandes ist dabei nicht gewährleistet. Wie dieses Beispiel zeigt, sind die nichtlinearen Effekte schon bei einfachen Schwingsystemen vielfältig und nicht immer

eindeutig zu bestimmen. Bei der Untersuchung komplexer Systeme sollten daher zuerst immer vereinfachte Prinzipmodelle untersucht werden, um ein Verständnis für die vorliegende Nichtlinearität zu entwickeln.

### 2.3.4. Nichtlineare Schwingungserregung

Im Falle nichtlinearer Schwingungen kann neben den äußeren Erregungen auch die Nichtlinearität selbst Schwingungen anregen. Welche Schwingungen dabei angeregt werden, ist stark von der jeweiligen Nichtlinearität abhängig. Als Beispiel soll an dieser Stelle ein Einmassenschwinger mit einer nichtlinearen Federkennlinie betrachtet werden, der nur Druckkräfte aufnehmen kann. Im Druckbereich ist der Verlauf der Federkennlinie linear. Wird dieses System von einer harmonischen Erregerkraft mit der Frequenz  $f = 2$  Hz angeregt, ergibt sich im eingeschwungenen Zustand der in Abbildung 2.4 dargestellte Verlauf für die Federkraft:

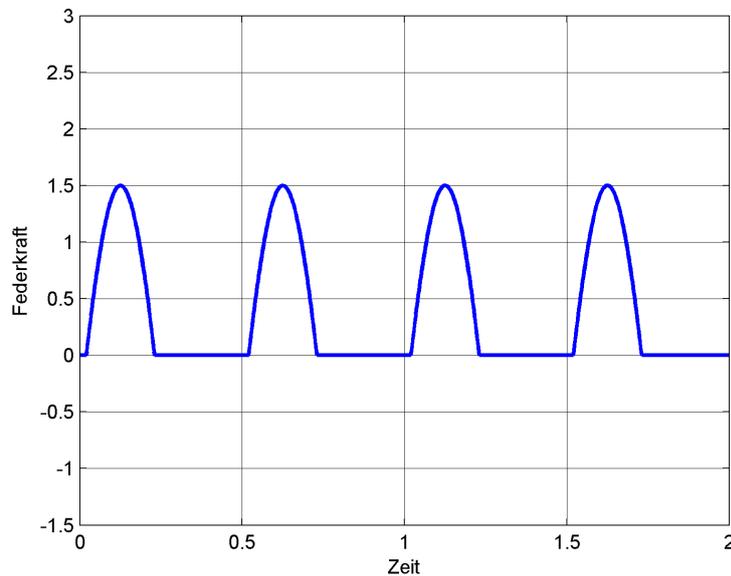


Abbildung 2.4.: Verlauf der nichtlinearen Federkraft

Es ist zu erkennen, dass im Zugbereich keine Kräfte aufgenommen werden. Die aufgenommenen Druckkräfte hingegen haben einen sinusartigen Verlauf, wobei die Druckkraft als positiv angenommen wird. Um die harmonischen Anteile des Federkraftverlaufes zu ermitteln, wird im Folgenden die Fouriertransformation angewendet.

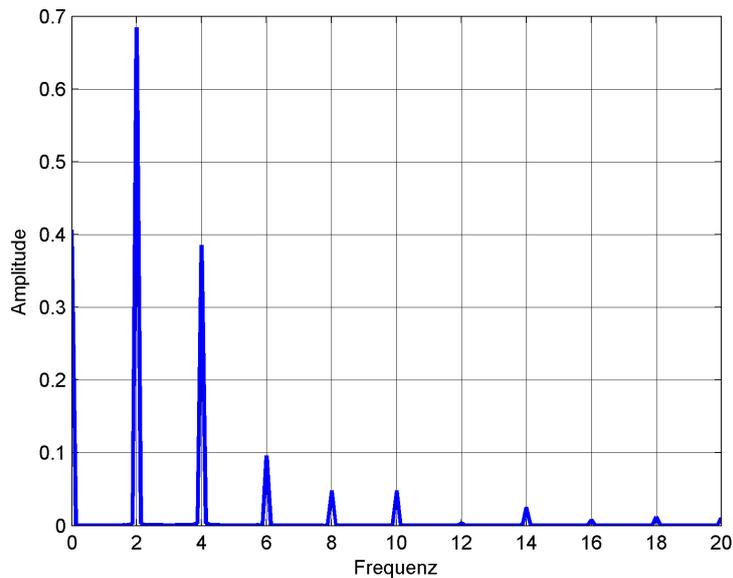


Abbildung 2.5.: Fouriertransformation des nichtlinearen Federkraftverlaufs

Neben der ursprünglichen Erregerfrequenz sind auch Vielfache dieser im Frequenzspektrum enthalten. Diese zusätzlichen harmonischen Anteile wirken wiederum als Erregerkräfte, die entsprechende Schwingungen in der jeweiligen Struktur anregen können.

## 2.4. Schwingungstheorie des Motors

Der Schwerpunkt dieses Kapitels liegt auf den verschiedenen Schwingformen eines Zweitakt-Dieselmotors und den dazugehörigen Erregerkräften. Diese stellen neben den Erregerkräften der Schiffsschraube die Hauptursache für Schwingungen von Schiffen dar. Hierbei werden zuerst die relevanten Eigenmoden des Schiffsmotors betrachtet und anschließend die entsprechenden Erregerkräfte allgemein diskutiert. Für die folgende Untersuchung des H-Moments wird zuerst der einfache Kurbeltrieb und anschließend der gesamte Motor betrachtet.

### 2.4.1. Schwingformen und Erregerkräfte

Bei der Untersuchung von Zweitakt-Dieselmotoren mittels der Modalanalyse aus Kapitel 2.2.1 lassen sich die in Abbildung 2.6 dargestellten grundlegende Schwingformen ermitteln. Dabei handelt es sich um die L-, H- und X-Moden.

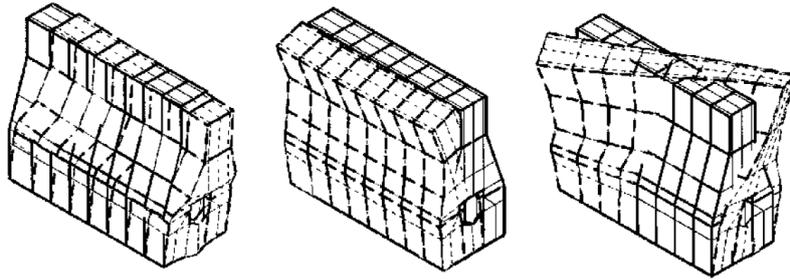


Abbildung 2.6.: Die drei wichtigsten Moden des Zweitakt-Dieselmotors. Von links: L-Mode, H-Mode und X-Mode [4]

Für diese Arbeit von besonderem Interesse sind die H- und X-Moden des Motors, da nur in diesen Schwingformen eine Interaktion mit den zu untersuchenden hydraulischen Querabstützungen stattfindet. Aus diesem Grund konzentriert sich die folgende Betrachtung der Erregerkräfte auf die zum H- und X-Mode gehörenden Kräfte. Abbildung 2.7 zeigt die unterschiedlichen Erregerkräfte, welche am Motor auftreten.

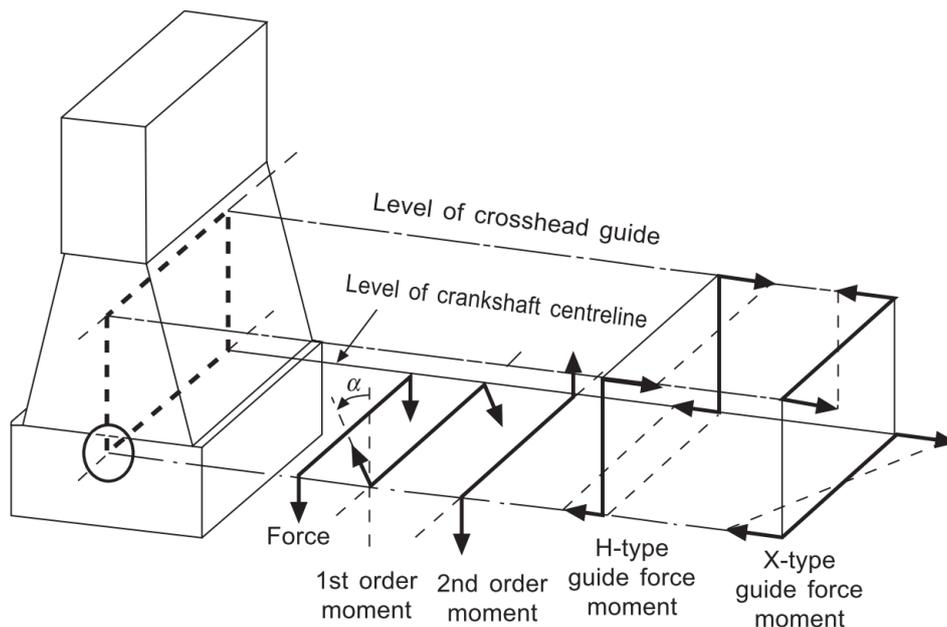


Abbildung 2.7.: Kräfte und Momente des Zweitakt-Dieselmotors [21]

Die äußeren Momente erster und zweiter Ordnung, die durch die rotierenden und oszillierenden Massen des Motors erzeugt werden und direkt an der Kurbelwelle wirken, müssen nur für Motoren mit geringer Zylinderanzahl berücksichtigt werden, da ihr Einfluss mit steigender Zylinderzahl abnimmt [2, 21].

Zusätzlich treten zwei weitere Arten von Momenten auf, das H-Moment und die X-Momente. Da das X-Moment ein inneres Moment darstellt, wirkt dieses überwiegend auf den Motor selbst und kaum auf die umgebende Struktur. Wäre der Motor ideal



Dabei bezeichnet  $p$  den Gasdruck,  $A_K$  die Kolbenfläche,  $F_P$  die Pleuelstangenkraft,  $M$  das Motordrehmoment und  $\alpha$  den Kurbelwinkel. Aus dem Gasdruck  $p$  lässt sich über folgende Beziehung die Kolbenkraft  $F_K$  ermitteln:

$$F_K = pA_K = p \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.59)$$

Die Kolbenseitenkraft  $F_N$ , die sowohl am Kolbenbolzen als auch an der Kurbelwelle angreift, ergibt sich mit der Kolbenkraft und dem Kurbelwinkel  $\alpha$  über entsprechende geometrische Beziehungen zu:

$$F_N = F_K \frac{\lambda \sin(\alpha)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)}} \quad (2.60)$$

Hierbei bezeichnet  $\lambda$  das Pleuelstangenverhältnis, das eine wichtige geometrische Kenngröße des Kurbeltriebes darstellt und folgendermaßen definiert ist:

$$\lambda = \frac{r}{l} \quad (2.61)$$

Das H-Moment ergibt sich mit dem Abstand  $a$ , wobei der mittlere Wert für  $a$  zwischen oberem und unterem Totpunkt gewählt wird, zu:

$$M_H = aF_N \quad (2.62)$$

Wird der Gasdruck als Funktion des Kurbelwinkels aufgetragen und der Kurbelwinkel  $\alpha = 0^\circ$  als oberer Totpunkt festgelegt, ergibt sich für eine Umdrehung des Kurbeltriebes folgender typischer Gasdruckkurvenverlauf:

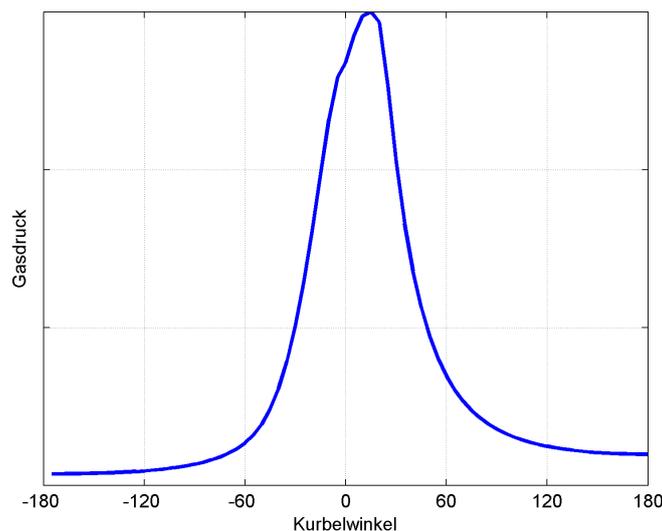


Abbildung 2.9.: Qualitativer Verlauf des Gasdrucks in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel

Die Gasdruckkurve ist dabei charakteristisch für jeden Motor. Wird die Kolbenseitenkraft aus Gleichung 2.60 mit Hilfe der Gasdruckkurve ausgedrückt, ergibt sich:

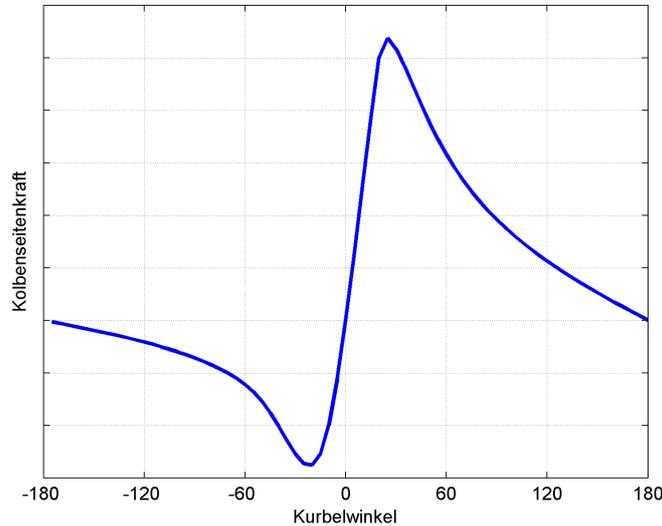


Abbildung 2.10.: Qualitativer Verlauf der Kolbenseitenkraft in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel

Ist die Kolbenseitenkraft eines einzelnen Kurbeltriebes bekannt, lassen sich durch das in Reihenschalten von mehreren Kurbeltrieben, entsprechend der Zylinderzahl des jeweiligen Motors, die resultierenden Kolbenseitenkräfte des gesamten Motors bestimmen. Die Phasenlage der einzelnen Kolbenseitenkräfte wird dabei durch die Zündfolge der Zylinder bestimmt. Das H-Moment ergibt sich aus den harmonischen Anteilen der Kolbenseitenkräfte, die in der Zündfrequenz oder einem Vielfachen dieser schwingen. Die Zündfrequenz ergibt sich dabei zu:

$$f_z = f_0 n \quad (2.63)$$

Hierbei beschreibt  $f_0$  die Umdrehungsfrequenz<sup>2</sup> und  $n$  die Anzahl der Zylinder des Motors. Um diesen Zusammenhang zu verdeutlichen, wird die in Abbildung 2.10 dargestellte Funktion der Kolbenseitenkraft mit Hilfe der Fourier-Transformation in ihre harmonischen Anteile zerlegt.

<sup>2</sup>Oftmals wird anstelle der Umdrehungsfrequenz die Drehzahl  $U$  des Motors angegeben, wobei ohne weitere Angabe die Einheit  $\frac{1}{min}$  genutzt wird.

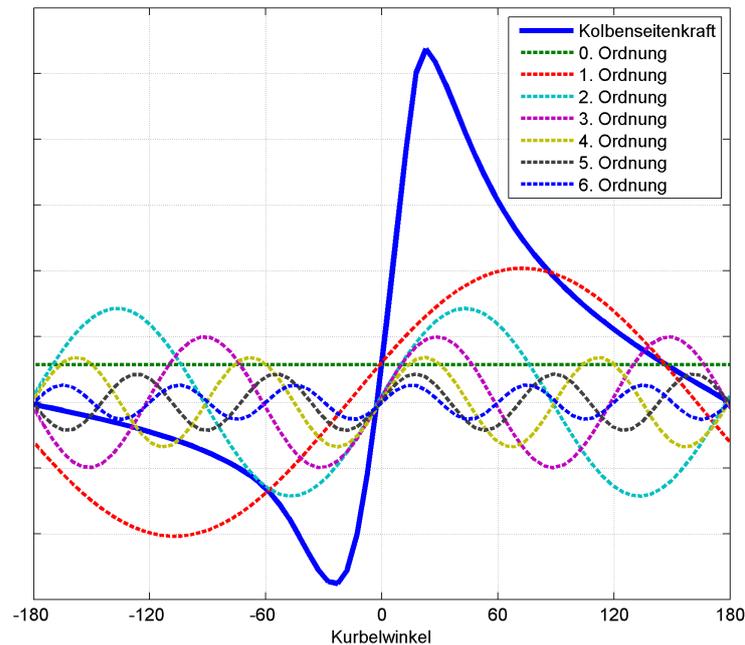


Abbildung 2.11.: 0. bis 6. Ordnung der fouriertransformierten Kolbenseitenkraft

Für einen Motor mit  $n$  Zylindern und einer regelmäßigen Zündfolge, die in dieser Betrachtung als gegeben angenommen werden soll, entspricht der Versatz zwischen den Zündungen der einzelnen Zylinder bezogen auf den Kurbelwinkel:

$$\Delta\alpha = \frac{360^\circ}{n} \quad (2.64)$$

Die Zündfolge der einzelnen Zylinder ist dabei vom jeweiligen Motor abhängig. Wird als Beispiel ein Motor mit zwei Zylindern betrachtet, so beträgt der Versatz zwischen den Zündungen  $180^\circ$ . Abbildung 2.12 zeigt den Verlauf der harmonischen Anteile der Kolbenseitenkraft, welche in der Zündfrequenz, also in der 2. Ordnung, schwingen.

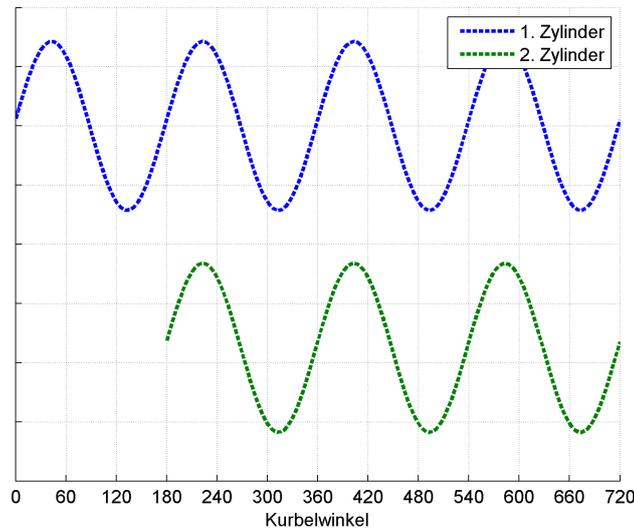


Abbildung 2.12.: Verlauf der harmonischen Anteile 2. Ordnung der Kolbenseitenkräfte unter Berücksichtigung des Zündversatzes

Die harmonischen Anteile beider Zylinder schwingen in Phase, wodurch an jedem Zylinder das gleiche H-Moment hervorgerufen wird. Hierdurch ergibt sich ein konstanter Verlauf des H-Moments über die gesamte Länge des Motors, wie in Abbildung 2.7 dargestellt ist.

Die durch die Fouriertransformation ermittelten Erregerkräfte sind nur für die zur Gasdruckkurve gehörenden Motordrehzahl gültig. Nach Angaben des Motorenherstellers kann jedoch eine quadratische Abhängigkeit der Erregerkräfte über die Drehzahl angenommen werden, sodass gilt [2]:

$$F_{N_1} = \left( \frac{N_1}{N} \right)^2 F_N \quad (2.65)$$

Durch diese Abhängigkeit ist es möglich die Erregerkräfte im gesamten Drehzahlbereich des Motors zu bestimmen.

Das H-Moment selber ist für den Motor als unkritisch einzustufen, kommt es jedoch zu Resonanzeffekten, können die Schwingungen kritisch werden [21]. Aus diesem Grund werden in Kapitel 2.5 Möglichkeiten aufgezeigt, die vorhandenen Schwingungen von Motor und Schiffskörper zu reduzieren.

### 2.4.3. Darstellung von Motorschwingungen

Bei der Darstellung von Motorschwingungen haben sich verschiedene Diagrammformen bewährt. Hierzu zählen das sogenannte Campbell-Diagramm sowie das Wasserfalldiagramm. Das Campbell-Diagramm stellt die harmonischen Anteile der Erregerkräfte des Motors, welche auch als Ordnungen bezeichnet werden, in Abhängigkeit der Motordreh-

zahl dar. Hierdurch ist es möglich einen Überblick über die durch den Motor angeregten Schwingungen zu erhalten.

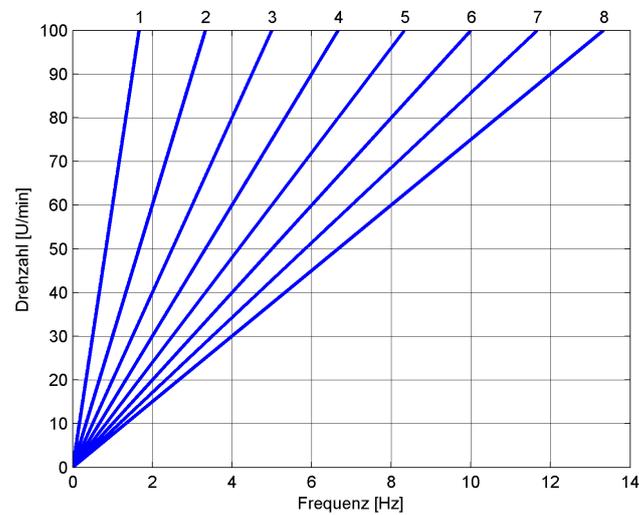


Abbildung 2.13.: Campbell-Diagramm

Für die Visualisierung von Berechnungs- und Messergebnissen, die durch Motorschwingungen angeregt werden, wird die Amplitude der erzwungenen Schwingungen, welche in ihre harmonischen Anteile aufgeteilt wurden, zusätzlich aufgetragen. Im Campbell-Diagramm wird die Amplitude farblich codiert dargestellt oder das Campbell-Diagramm um die dritte Dimension erweitert. Im Fall der Erweiterung in die dritte Dimension wird das Diagramm als Wasserfalldiagramm bezeichnet. Abbildung 2.14 zeigt ein Beispiel für ein solches Wasserfalldiagramm.

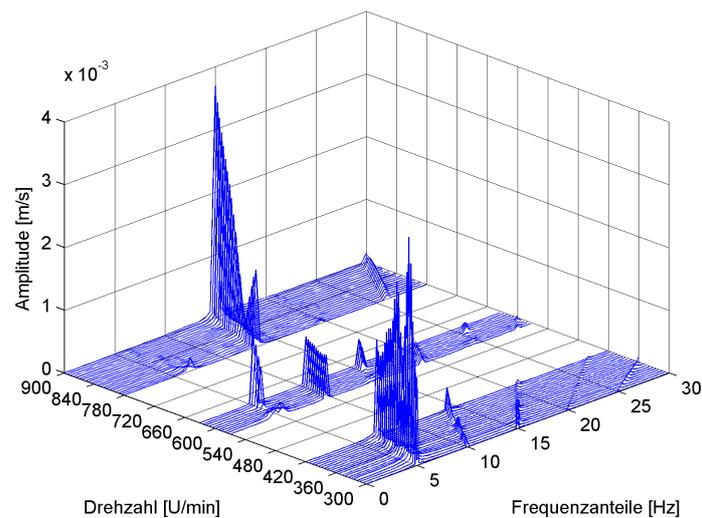


Abbildung 2.14.: Wasserfalldiagramm

Wie stark die einzelnen Ordnungen des ursprünglichen Campbell-Diagramms dabei ausgeprägt sind, hängt stark vom betrachteten Problem ab.

## 2.5. Reduktion von Motorschwingungen

Bei der Diskussion von Motorschwingungen ist auch deren Reduktion ein wichtiger Aspekt. Da eine vollständige Betrachtung im Umfang dieser Arbeit nicht möglich ist, wird der Fokus auf die Querabstützungen des Motors gelegt, die einen maßgeblichen Einfluss auf den H-Mode haben. Für die Kompensation der Momente erster und zweiter Ordnung, sowie der Reduktion von Schwingungen, die in Verbindung mit dem Antriebsstrang entstehen, siehe [2], [3] und [21].

Querabstützungen werden zwischen dem Motor und der seitlichen Struktur des Schiffes installiert. Abbildung 2.15 zeigt eine typische Einbausituation einer Querabstützung.

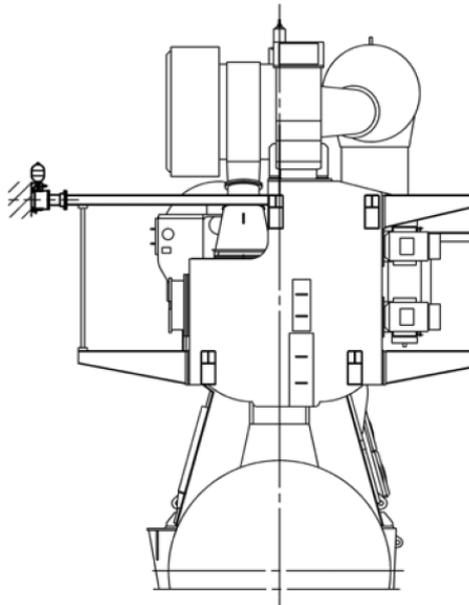


Abbildung 2.15.: Einbauposition einer Querabstützung in Bezug zum Motor [1]

Durch die zusätzliche Steifigkeit der Querabstützungen kann das schwingfähige System aus Motor und Doppelboden so beeinflusst werden, dass Resonanzeffekte nur außerhalb der Betriebsdrehzahl auftreten. In ungünstigen Fällen können die Querabstützungen jedoch auch eine Resonanz in der Betriebsdrehzahl bewirken. Des Weiteren ist bei einigen Modellen ein zusätzlicher Dämpfungseffekt möglich. In den folgenden beiden Unterkapiteln sollen die wichtigsten Eigenschaften der zwei typischen Varianten von Querabstützungen betrachtet werden. Hierbei handelt es sich zum einen um mechanische und zum anderen um hydraulische Querabstützungen.

### 2.5.1. Mechanische Querabstützung

Mechanische Querabstützungen bestehen im Wesentlichen aus steifen Verbindungselementen und einem Reibmaterial. Abbildung 2.16 verdeutlicht die Bauweise einer mechanischen Querabstützung.

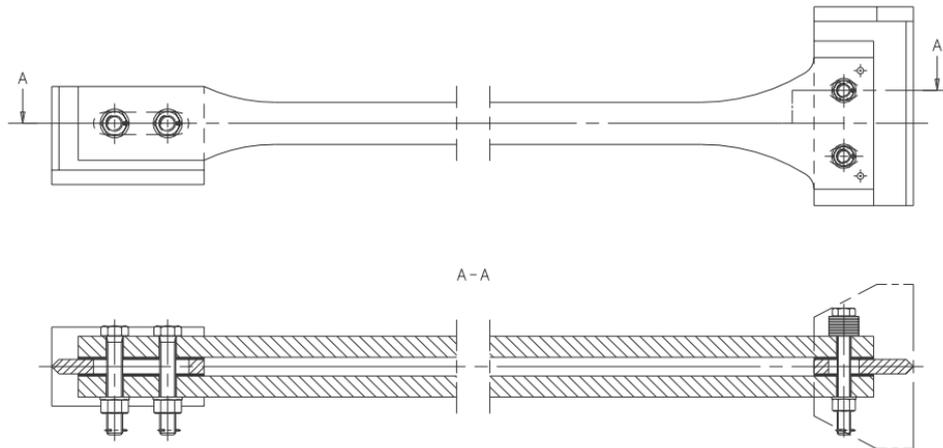


Abbildung 2.16.: Prinzipieller Aufbau mechanischer Querabstützungen [2]

Durch die Schraubverbindung wird das Reibmaterial zwischen den sogenannten Links eingeklemmt, wodurch eine Reibkraft hervorgerufen wird. Hierdurch wird eine zusätzliche Steifigkeit in das System eingebracht. Die mechanischen Querabstützungen wirken sowohl im Zug- als auch im Druckbereich und stellen eine einfache Möglichkeit dar, eine vorhandene Resonanz so zu beeinflussen, dass die im Betrieb des Motors hervorgerufenen Schwingungsniveaus vorgegebene Grenzwerte nicht überschreiten.

### 2.5.2. Hydraulische Querabstützung

Hydraulische Querabstützungen sind im Aufbau und Betrieb deutlich komplexer und aufwendiger als mechanische Querabstützungen. Sie bieten jedoch den Vorteil, dass die Steifigkeit der Querabstützung den verschiedenen Betriebszuständen des Schiffes angepasst werden kann. Abbildung 2.17 zeigt den prinzipiellen Aufbau hydraulische Querabstützungen am Beispiel eines Einkammer- und eines Mehrkammersystems.

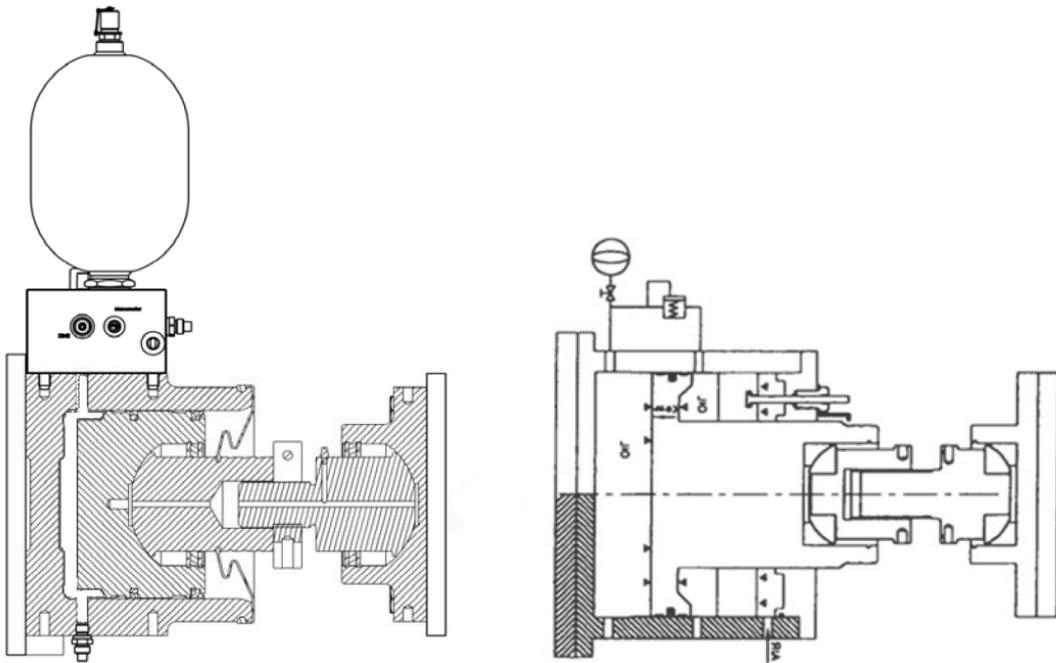


Abbildung 2.17.: Verschiedene Ausführungen hydraulischer Querabstützungen als Einkammersystem (links) und als Mehrkammersystem (rechts) [1, 6]

Bei den beiden dargestellten Systemen handelt es sich um sogenannte unabhängige hydraulische Querabstützungen, da jede Querabstützung über eine eigenständige Hydraulik verfügt und nicht über eine zentrale Pumpenstation gespeist wird. Außerdem besitzen die Querabstützungen je nach Ausführung eine oder mehrere Druckkammern und eine Kontrolleinheit, welche für die Steuerung des Drucks verantwortlich ist. In dieser Arbeit wird eine Querabstützung von MAN B&W mit einem Einkammersystem betrachtet, deren wesentliche Eigenschaften im Folgenden beschrieben werden.

Die untersuchte hydraulische Querabstützung besitzt einen aktiven und einen passiven Modus, der sich entsprechend der Drehzahl des Motors einstellen lässt. Im aktiven Zustand besitzt die betrachtete Querabstützung nach Angaben von MAN B&W eine konstante Steifigkeit, wobei jedoch nur Druckkräfte übertragen werden können. Hierdurch ergibt sich ein nichtlineares Systemverhalten. Im passiven Zustand wirkt die Querabstützung MAN B&W zufolge als Dämpfer mit einer konstanten Dämpfungskonstante. In der Praxis wird das Verhalten von Querabstützungen in der Regel als lineare Feder abgebildet. Das nichtlineare Systemverhalten hydraulischer Querabstützungen wurde dabei bisher kaum berücksichtigt. Erste Anhaltspunkte zum nichtlinearen Systemverhalten liefert J. Choung [6], in dessen Veröffentlichung der Einfluss von verschiedenen Anordnungen hydraulischer Querabstützung auf den Motor unter Berücksichtigung des nichtlinearen Systemverhaltens untersucht wurde. Die Nichtlinearität wurde dabei durch eine nichtlineare Federkennlinie berücksichtigt. Da es sich bei der Untersuchung um ein Mehrkammersystem handelte, wurde eine abschnittsweise lineare Federkennlinie verwendet, wie sie in Abbildung 2.18 dargestellt ist.

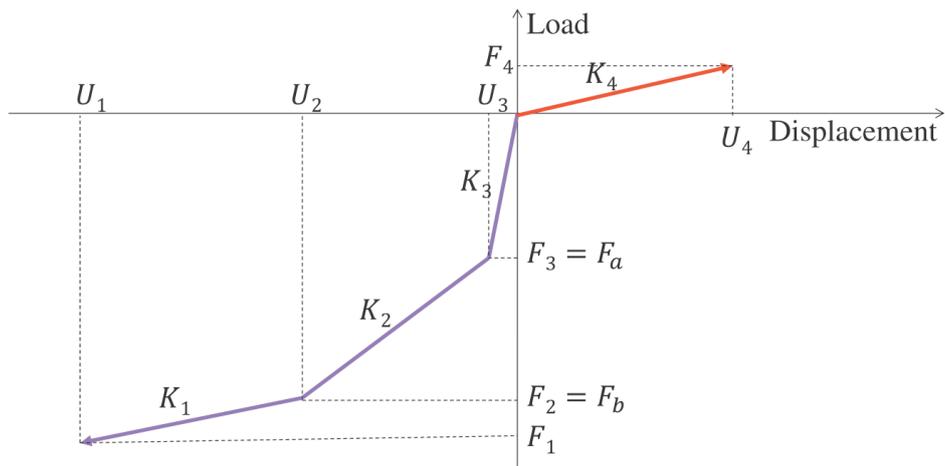


Abbildung 2.18.: Nichtlineare Federkennlinie einer hydraulischen Querabstützung nach J. Choung [6]

# 3. Modellaufbau und Berechnungsgrundlagen

In den folgenden Kapiteln werden die in dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen erläutert. Hierbei werden zuerst die allgemeinen Berechnungs- und Modellparameter beschrieben und anschließend die einzelnen Modelle vorgestellt. Den Abschluss bildet eine Übersicht über die eingesetzten Berechnungstechniken.

## 3.1. Systemkennwerte

Bei dem betrachteten Schiff handelt es sich um ein 3400 TEU Containerschiff, das für eine Betriebsgeschwindigkeit von 24 kn ausgelegt ist. In den anschließenden Abschnitten werden die wichtigsten Eigenschaften einiger technischer Komponenten des Schiffes und die allgemeinen Berechnungsparameter beschrieben.

### Einheitensystem

Für alle durchgeführten Berechnungen wurde ein konsistentes Einheitensystem verwendet: Länge in [m], Gewicht in [t], Kraft in [kN] und Zeit in [s].

### Motordaten

Bei dem betrachteten Motor handelt es sich um einen Zweitakt-Achtzylindermotor der Firma MAN B&W des Typs 8K80MC-C. Der Motor gehört zu den sogenannten Langsamläufern und besitzt eine Nennleistung von 26 000 kW und eine Nenndrehzahl von 105 U/min. Aus der Nenndrehzahl ergibt sich in Kombination mit der Zylinderzahl eine Zündfrequenz von 14 Hz. Zusätzlich ist der Motor einseitig mit vier hydraulischen Querabstützungen ausgestattet, deren Einfluss in dieser Arbeit näher untersucht wird.

### Hydraulische Querabstützungen (HQA)

Für die Modellierung der hydraulischen Querabstützungen wird sowohl der aktive als auch der passive Zustand berücksichtigt. Für den aktiven Zustand ergibt sich dabei nach Vorgabe von MAN B&W für jede hydraulische Querabstützung eine Steifigkeit von 344 000 kN/m. Es können jedoch nur Druckkräfte aufgenommen werden. Für den passiven Zustand ergibt sich ein Verhalten als reiner Dämpfer mit einer Dämpfungskonstante von 1400 kNs/m.

## 3.2. Modellbildung

Für die in ANSYS durchgeführten linearen und nichtlinearen Rechnungen stand ein FE-Modell des oben beschriebenen Containerschiffs zur Verfügung. Im Folgenden werden die Eigenschaften des Modells und die daran durchgeführten Anpassungen beschrieben.

### 3.2.1. Gesamtmodell

Das untersuchte Gesamtmodell besitzt insgesamt 50 000 Freiheitsgrade und setzt sich aus Scheiben-, Stab- und Balkenelementen zusammen.

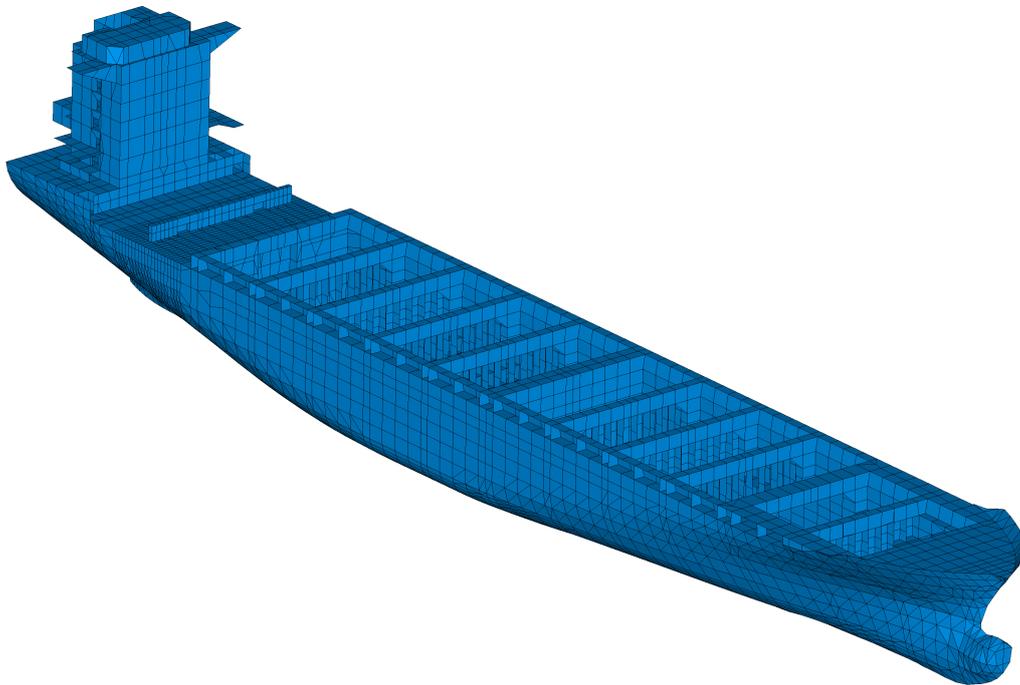


Abbildung 3.1.: Modellierung des Gesamtmodells in ANSYS

Für die Untersuchung der hydraulischen Querabstützungen war es nötig, im Bereich des Motors einige Anpassungen vorzunehmen. Am Plattformdeck des Maschinenraums wurden nach entsprechende Konstruktionszeichnungen Unterbauten ergänzt, an denen die Querabstützungen des Motors montiert werden. Des Weiteren wurden für die verschiedenen Berechnungsvarianten die hydraulischen Querabstützungen als lineare bzw. nichtlineare Feder oder als Dämpfer ergänzt. Hierfür kamen lineare Feder-Dämpfer Elemente des Typs Combin14 oder nichtlineare Federelemente des Typs Combin39 aus der ANSYS Bibliothek zur Anwendung. Abbildung 3.2, die den Maschinenraum zeigt, verdeutlicht diese Vorgehensweise.

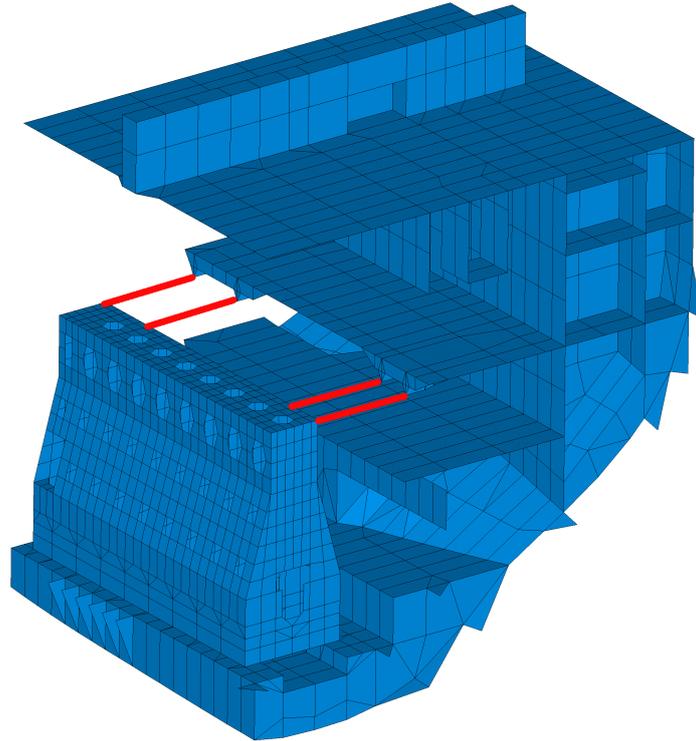


Abbildung 3.2.: Modellierung der hydraulischen Querabstützungen im Maschinenraum

Es ist anzumerken, dass die hydraulischen Querabstützungen nur einseitig am Motor angebracht sind.

### 3.2.2. Submodell

Da die durchgeführten Berechnungen sehr zeitintensiv sind, wurde zusätzlich zum Gesamtmodell das in Abbildung 3.3 veranschaulichte Submodell erstellt. Hierfür wurde aus dem angepassten Gesamtmodell der Maschinenraum isoliert und mit entsprechenden Randbedingungen an den Schotten versehen, sodass bei späteren Berechnungen eine qualitativer Übereinstimmung zwischen Gesamt- und Submodell sichergestellt ist.

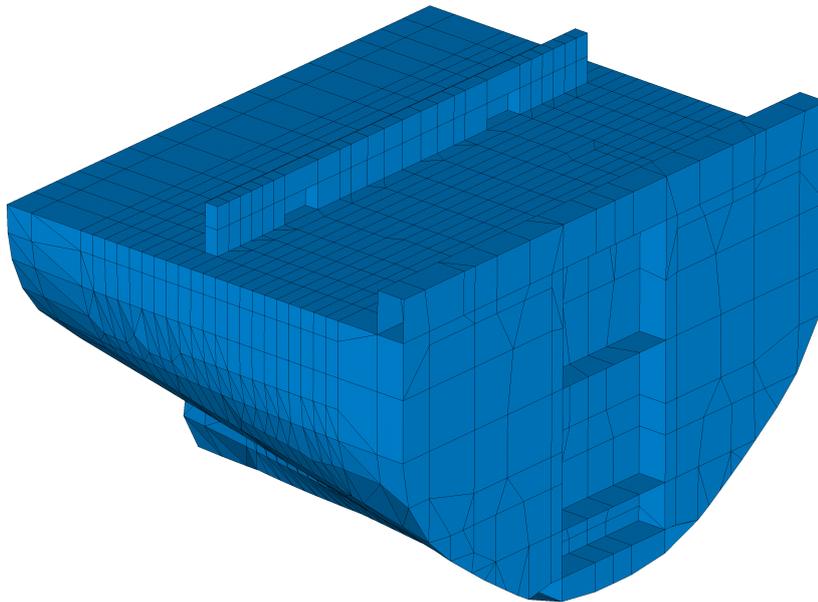


Abbildung 3.3.: Modellierung des Submodells in ANSYS

Die Komplexität des Modells verringert sich dabei von 50 000 Freiheitsgraden auf 22 000 Freiheitsgrade. Dies ermöglicht eine zügige Abfolge von Proberechnungen, die am Gesamtmodell aufgrund der Berechnungsdauer nicht möglich gewesen wäre.

### 3.3. Berechnungsstrategie

Im weiteren Verlauf werden die Berechnungsgrundlagen diskutiert, die für die Untersuchung des Einflusses der hydraulischen Querabstützung benötigt werden. Hierzu werden, wie bereits erläutert, sowohl lineare als auch nichtlineare Berechnungen durchgeführt.

#### 3.3.1. Lasten

Für die linearen und nichtlinearen Berechnungen werden die selben harmonischen Lasten genutzt, die sich in dieser Arbeit auf den Einfluss des H-Moments aus Kapitel 2.4.2 beschränken. Das am Motor angreifende H-Moment besitzt bei der Nenndrehzahl eine Gesamtgröße von 650 kNm. Es setzt sich dabei aus mehreren Kräftepaaren zusammen, die über die Motorlänge verteilt aufgebracht werden. Abbildung 3.4 stellt die Aufbringung der Einzelkräfte an den einzelnen Zylindern schematisch dar.

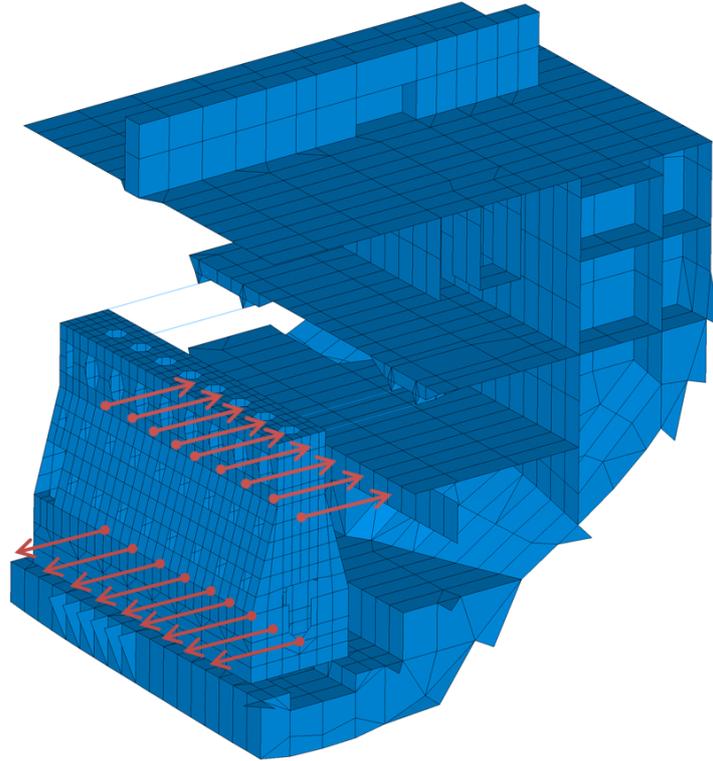


Abbildung 3.4.: Mit Einzelkräften aufgebrachtes H-Moment am Motor

Die Motorkräfte und somit auch das H-Moment sind, wie in Kapitel 2.4.2 beschrieben, quadratisch von der Motordrehzahl abhängig. Dieser Umstand wird in den linearen Berechnungen durch entsprechende Tabellen und in den nichtlinearen Rechnungen durch Funktionen in ANSYS berücksichtigt.

### 3.3.2. Dämpfungsmodelle

Als Dämpfungsmodell wurde sowohl für die linearen als auch die nichtlinearen Berechnungen das proportionale Dämpfungsmodell aus Kapitel 2.2.3 gewählt. Die Dämpfungswerte entsprechen dabei ungefähr denen, die von Asmussen et al. [4] für den Ballastzustand eines Schiffes beschrieben werden. Für die linearen Berechnungen wurde dabei eine reine steifigkeitsproportionale Dämpfung angenommen. Aufgrund von Konvergenzproblemen wurde für die nichtlinearen Berechnungen ein massenproportionaler Anteil ergänzt. Abbildung 3.5 stellt die einzelnen Dämpfungsmodelle abhängig von der Frequenz dar.

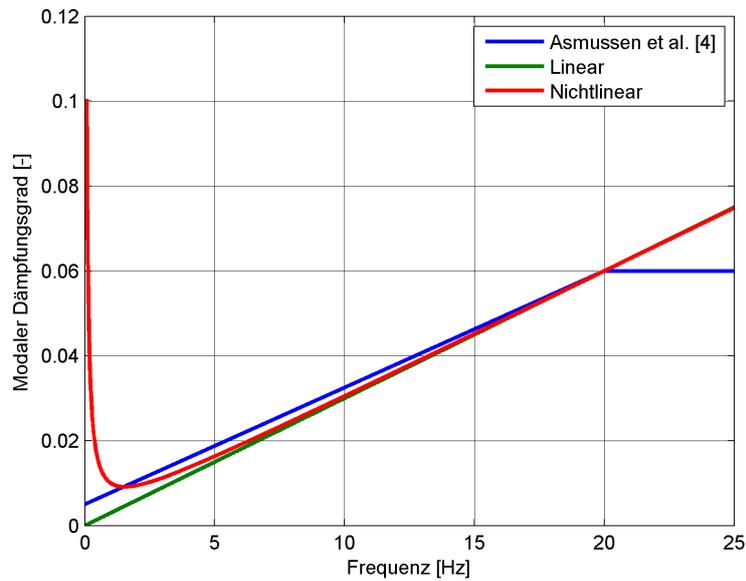


Abbildung 3.5.: Graphische Darstellung der verwendeten Dämpfungsmodelle

Ab einer Frequenz von 20 Hz ergeben sich große Unterschiede zwischen dem vorgegebenen und den verwendeten Dämpfungsmodellen. Diese Unterschiede können jedoch vernachlässigt werden, da in diesem Fall nur der Frequenzbereich bis 15 Hz betrachtet wird.

### 3.3.3. Messpunkte

Um einen Vergleich zwischen den einzelnen Rechnungen zu ermöglichen, wurden sowohl die linearen als auch die nichtlinearen Rechnungen an den selben drei Messpunkten ausgewertet. Die ersten beiden Messpunkte befinden sich hierbei auf dem Motor, wobei die späteren Ergebnisse in den in Abbildung 3.6 dargestellten Koordinatensystemen zu interpretieren sind.

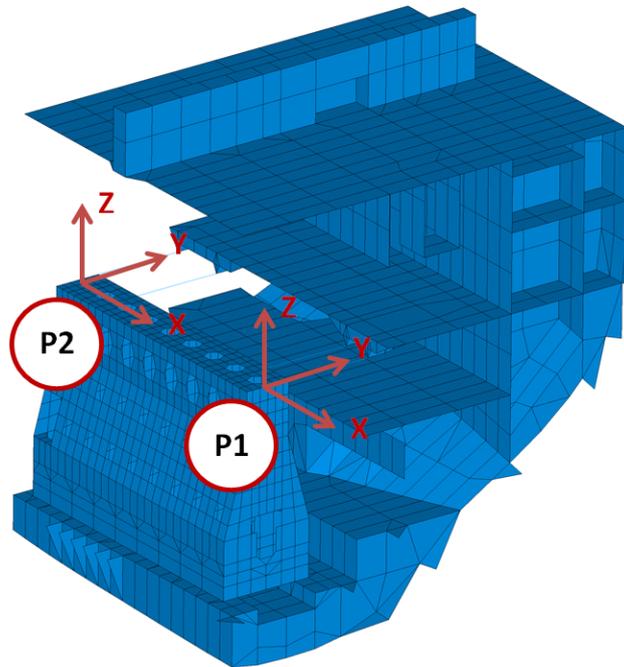


Abbildung 3.6.: Ausgewertete Messpunkte am Motor

Am Deckshaus wurde, wie in Abbildung 3.7 ersichtlich ist, ein weiterer Messpunkt an der Backbordseite auf Höhe des Brückendecks gesetzt.

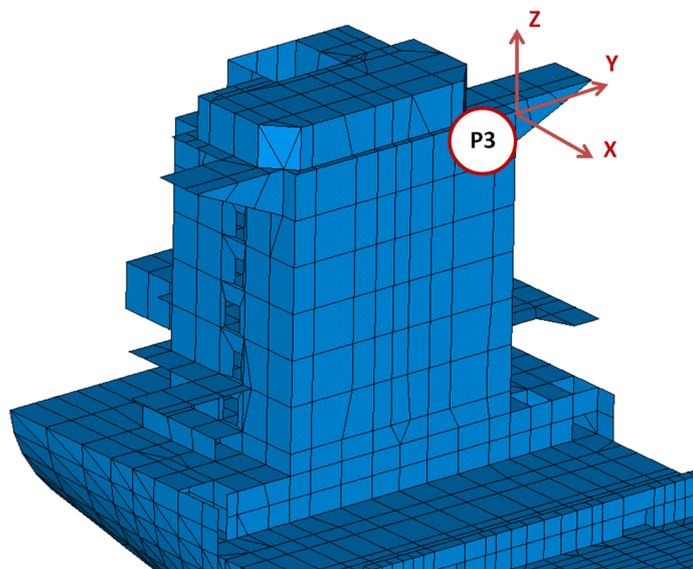


Abbildung 3.7.: Ausgewerteter Messpunkt am Deckshaus

Mit den in den nächsten Kapiteln vorgestellten Skripten lassen sich theoretisch mehr Messpunkte erfassen, diese werden jedoch in der Auswertung nicht berücksichtigt.

### 3.3.4. Lineare Berechnungen

Für den Vergleich der nichtlinearen mit den linearen Ergebnissen und als Grundlage für die nichtlinearen Berechnungen wurden verschiedene lineare Berechnungen durchgeführt. Hierbei handelt es sich um die folgenden Varianten:

- HQA aktiv → Modellierung als Lineare Feder (Combin14 /  $c = 344\,000$  kN/m)
- HQA passiv → Modellierung als Dämpfer (Combin14 /  $d = 1400$  kNs/m)
- Ohne HQA → Elemente der HQA gelöscht

Für alle aufgeführten Varianten wurde in ANSYS eine modale Frequenzantwortanalyse im Bereich von 0 bis 15 Hz durchgeführt. Hierzu wurde das in Anhang D.1 aufgeführte APDL-Skript verwendet, das nach dem EVA-Prinzip (Eingabe-Verarbeitung-Ausgabe) arbeitet. Im Eingabebereich werden die entsprechenden Daten des Gesamt- bzw. Submodells hinterlegt, mit denen im Verarbeitungsteil die entsprechende Modalanalyse und die anschließende modale Frequenzantwortanalyse durchgeführt werden. Die modale Frequenzantwortanalyse macht dabei Gebrauch von der in Kapitel 2.2.4 eingeführten modalen Reduktion, wodurch der Berechnungsaufwand deutlich verringert wird. Im Auswertungsteil werden zusätzliche Skripte aufgerufen, die die Berechnungsergebnisse an den in Kapitel 3.3.3 beschriebenen Messpunkten in das CSV-Dateiformat exportieren. Ein Beispiel eines solchen Exportskriptes findet sich in Anhang D.2. Die erzeugten CSV-Dateien können anschließend mittels Matlab eingelesen und mit dem in Anhang D.3 dargestellten Skript graphisch ausgewertet werden. Die beschriebenen Vorgehensweisen werden in Abbildung 3.8 noch einmal schematisch dargestellt.

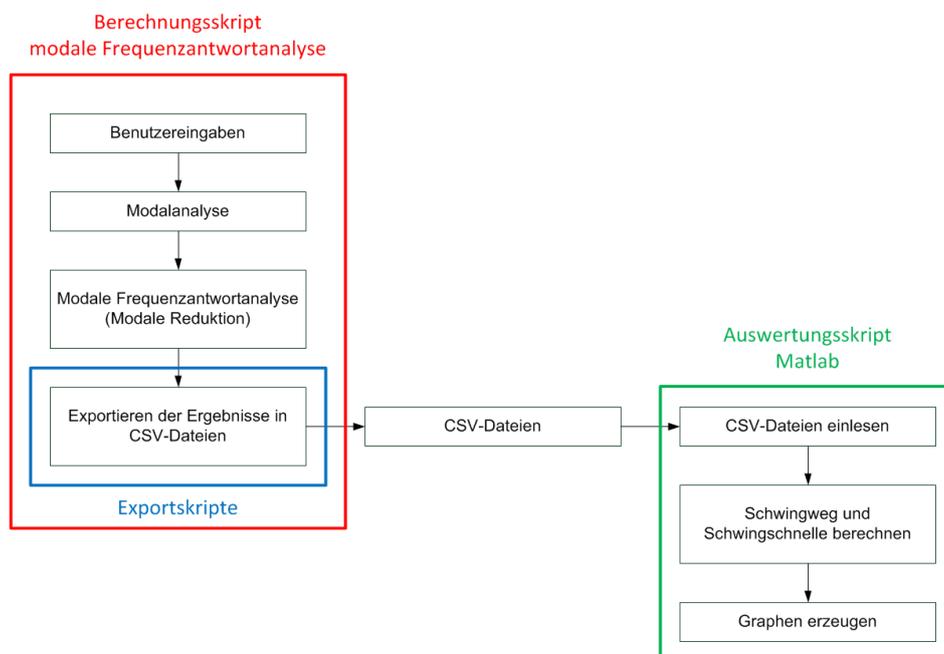


Abbildung 3.8.: Schematische Darstellung der linearen Berechnungen

### 3.3.5. Nichtlineare Berechnungen

Mit den Erkenntnissen aus den linearen Berechnungen wurden die wichtigsten Frequenzbereiche festgelegt, in denen die nichtlinearen Berechnungen durchgeführt wurden. In den ausgewählten Bereichen wurden anschließend transiente Berechnungen für diskrete Erregerfrequenzen des H-Moments durchgeführt. Hierbei wurde eine Schrittweite von 0,1 Hz gewählt. Die Nichtlinearität der hydraulischen Querabstützungen wurde dabei in ANSYS als nichtlineares Federelement (Combin39) berücksichtigt. Abbildung 3.9 stellt die verwendete nichtlineare Federkennlinie im Vergleich zur linearen Modellierung dar.

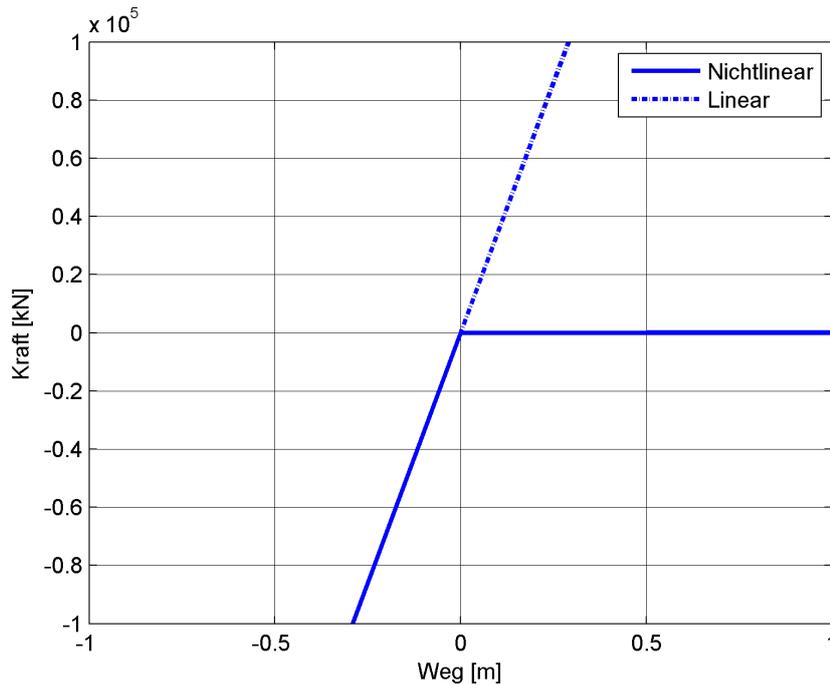


Abbildung 3.9.: Vergleich zwischen linearer und nichtlinearer Federkennlinie

Wie von MAN B&W vorgegeben, besitzen die hydraulischen Querabstützungen somit eine Steifigkeit von 344 000 kN/m, nehmen jedoch nur Druckkräfte auf.

Für die Berechnung der nichtlinearen Variante wurden ebenfalls ANSYS und Matlab Skripte verwendet. Abbildung 3.10 gibt einen Überblick über die verwendeten Skripte und die entsprechenden Schnittstellen.

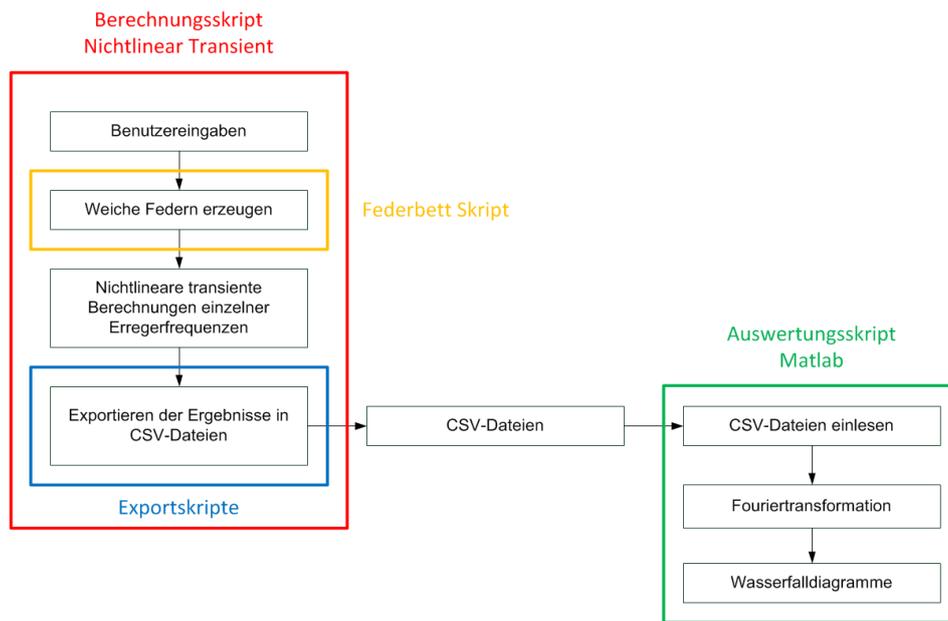


Abbildung 3.10.: Schematische Darstellung der Nichtlinearen Berechnungen

Der methodische Aufbau der Skripte entspricht dem der linearen Variante. Das nicht-lineare Berechnungsskript besitzt analog zur linearen Variante einen Abschnitt für Benutzereingaben, für die Verarbeitung und für den Export. Die Abschnitte der Benutzereingaben und des Exports wurden nur geringfügig an die nichtlineare Problemstellung angepasst. Für Details siehe Anhang E.1. Im Bereich der Verarbeitung und Berechnung ergeben sich jedoch neue Konzepte. Da das Gesamtmodell keine Lagerung besitzt, kann es bei transienten Berechnungen zu ungewollten Starrkörperbewegungen kommen. Um dies zu verhindern, wird mit dem in Anhang E.2 dargestellten Skript eine Lagerung mit weichen Federn an der Außenhaut des Schiffes realisiert. Anschließend folgt die nichtlineare transiente Berechnung. Die exportierten CSV-Dateien werden in Matlab mittels der Fouriertransformation untersucht und anschließend in der Form eines Wasserfalldiagramms ausgewertet. Die entsprechenden Exportskripte und das Auswertungsskript finden sich in Anhang E.3 und E.4.

# 4. Auswertung

Das folgende Kapitel stellt die Berechnungsergebnisse und die daraus gewonnenen Erkenntnisse vor. Hierbei werden zuerst die linearen und anschließend die nichtlinearen Berechnungen betrachtet. Die in der Auswertung dargestellten und erläuterten Berechnungsergebnisse stellen nur den wichtigsten Teil der ermittelten Ergebnisse dar. Eine geordnete Darstellung aller Daten für die in Kapitel 3.3.3 eingeführten Messpunkte finden sich in Anhang A und B.

## 4.1. Lineare Berechnungen

Für die linearen Berechnungen werden zuerst die Ergebnisse am Gesamtmodell und anschließend am Submodell betrachtet. Ein Schwerpunkt liegt dabei auf der Ermittlung von markanten Frequenzbereichen, welche die folgenden nichtlinearen Berechnungen vereinfachen oder auf bestimmte Frequenzbereiche beschränken. Dies ist nötig, da es aufgrund des Zeitaufwandes der nichtlinearen Berechnungen nicht möglich ist den gesamten Frequenzbereich von 0 bis 15 Hz zu berechnen.

### 4.1.1. Gesamtmodell

Bei der Auswertung des Gesamtmodells wird zuerst das Schwingungsverhalten am Motor und anschließend der Einfluss am Deckshaus betrachtet. Dabei werden nur die Schwingwege betrachtet. Für eine Darstellung der Schwingschnellen siehe Anhang A.4.

#### **Motor**

Abbildung 4.1 zeigt den Schwingweg in y-Richtung am Messpunkt P1. Hierbei werden die in Kapitel 3.3.4 diskutierten Berechnungsvarianten der hydraulischen Querabstützungen in einem Graphen zusammengefasst, um einen besseren Vergleich zu ermöglichen.

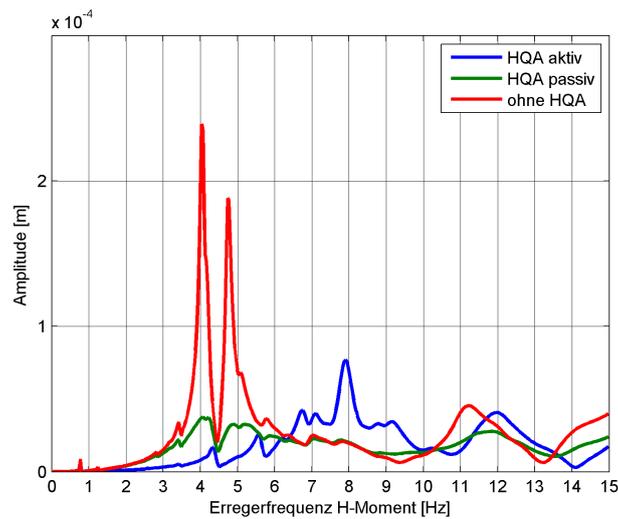


Abbildung 4.1.: Lineare Schwingwege am Motor in y-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P1

Die Variante ohne hydraulische Querabstützungen weist die höchste Amplitude auf. Die Resonanz der H-Mode liegt dabei im Bereich von 4 bis 5 Hz. Werden die hydraulischen Querabstützungen im passiven Modus, also als Dämpfer, betrachtet, zeigt sich ebenfalls eine Resonanz im Bereich von 4 bis 5 Hz. Diese fällt aufgrund der dämpfenden Wirkung der Querabstützung jedoch deutlich geringer aus. Im Falle aktiver Querabstützungen liegt die Resonanz der H-Mode bei 8 Hz und somit deutlich höher als bei den übrigen Varianten. Des Weiteren ergibt sich in der Resonanz der H-Mode eine niedrigere Amplitude als bei der Variante ohne HQA. Diese Unterschiede lassen sich dadurch erklären, dass aufgrund der Modellierung als lineare Feder der Motor versteift wird. Ein steiferes System weist dabei höhere Eigenfrequenzen und Eigenmoden auf, zusätzlich werden die Amplituden verringert.

In Abbildung 4.2 werden die gleichen Zusammenhänge für den zweiten Messpunkt am Motor (P2) dargestellt.

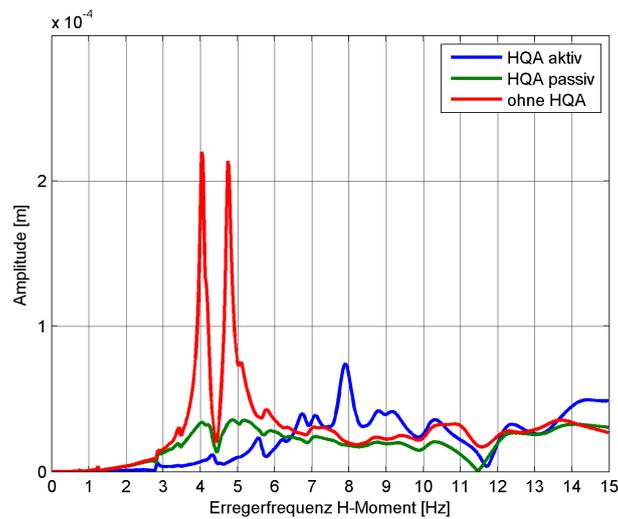


Abbildung 4.2.: Lineare Schwingwege am Motor in y-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P2

Wie zu erkennen ist, ergeben sich keine signifikanten Unterschiede zum ersten Messpunkt. Wird der nichtlineare Zustand, in dem die hydraulische Querabstützung nur Druckkräfte aufnehmen kann, als Mischung aus den Varianten mit und ohne Querabstützung betrachtet, ist zu vermuten, dass die Resonanz der H-Mode somit im Bereich zwischen 4 und 8 Hz auftritt.

### Deckshaus

Der Einfluss des H-Moments und der Motorschwingungen auf das Deckshaus wird in Abbildung 4.3 dargestellt.

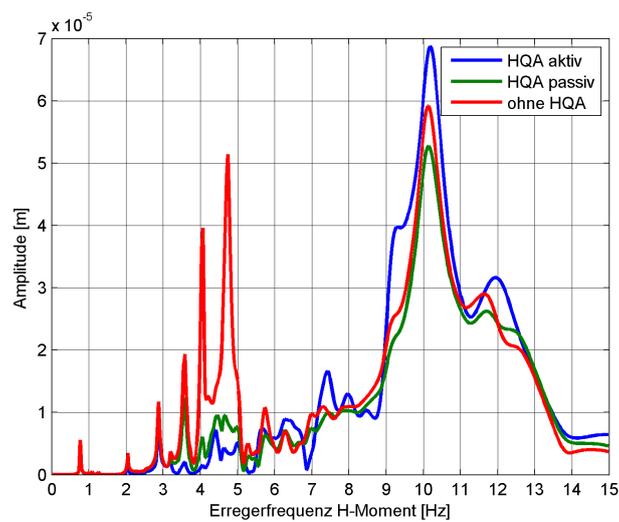


Abbildung 4.3.: Lineare Schwingwege am Brückendeck in x-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P3

Neben den von der Resonanz des Motors angeregten Schwingungen im Bereich von 4 bis 5 Hz für den Fall ohne Querabstützungen ergibt sich für alle drei Berechnungsvarianten eine ausgeprägte Resonanz bei 10,1 Hz. Bei dieser Resonanz handelt es sich um eine Torsionsmode des Deckshauses, wie in Abbildung 4.4 dargestellt ist.

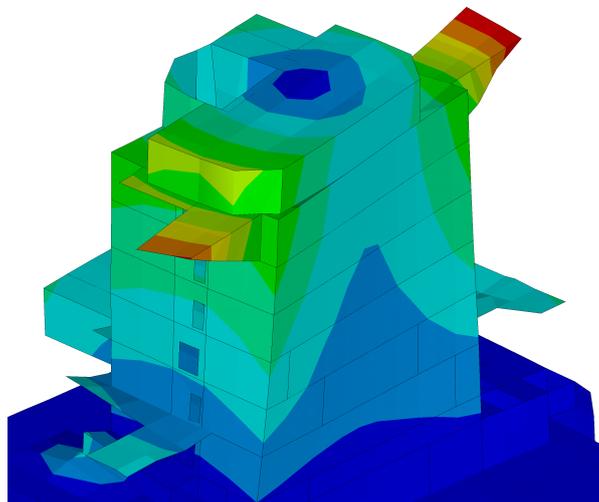


Abbildung 4.4.: Verschiebungen der Torsionsmode des Deckshauses bei 10 Hz in x-Richtung

Bei der Resonanz der Torsionsmode des Deckshauses handelt es sich um eine ausgeprägte Eigenschaft des Deckshauses, die voraussichtlich auch in den nichtlinearen Berechnungen auftreten wird. Die Steifigkeit der Querabstützung hat dabei keinen direkten Einfluss

auf die Resonanz des Deckshauses. Daher ist bei einer nichtlinearen Berechnung davon auszugehen, dass sich die Resonanz ebenfalls bei 10 Hz zeigt.

### 4.1.2. Submodell

Für ausführliche nichtlineare Testrechnungen und um die in den linearen Berechnungen gefundenen Frequenzbereiche im nichtlinearen Fall weiter einzuschränken, wird das in Kapitel 3.2.2 vorgestellte Submodell verwendet. Hierzu muss zuvor sichergestellt werden, dass das Submodell die gleichen qualitativen Eigenschaften wie das Gesamtmodell besitzt. Abbildung 4.5 zeigt daher eine Gegenüberstellung des Submodells mit dem Gesamtmodell für die Varianten mit und ohne hydraulische Querabstützungen.

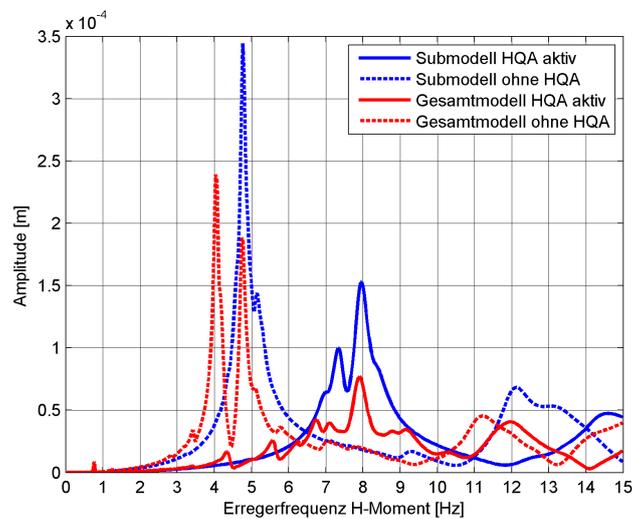


Abbildung 4.5.: Vergleich der Schwingwege am Motor in y-Richtung für Gesamt- und Submodell / Messpunkt: P1

Beide Modelle weisen im Falle aktiver hydraulischer Querabstützungen eine Resonanz im Bereich um 8 Hz auf. Ohne HQA verschiebt sich die Resonanz in beiden Fällen zu ungefähr 5 Hz. Beim Gesamtmodell zeigt sich im Vergleich zum Submodell eine Spaltung der H-Mode im Bereich 4 bis 5 Hz. Dabei handelt es sich um zwei eigenständige H-Moden, die sich nur geringfügig unterscheiden und beide gleichermaßen durch das H-Moment angeregt werden. Dies kann zum Beispiel durch den Einfluss des Doppelbodens hervorgerufen werden. Abbildung 4.6 zeigt diesen Effekt für das Gesamtmodell bei 4 bzw. 4,8 Hz

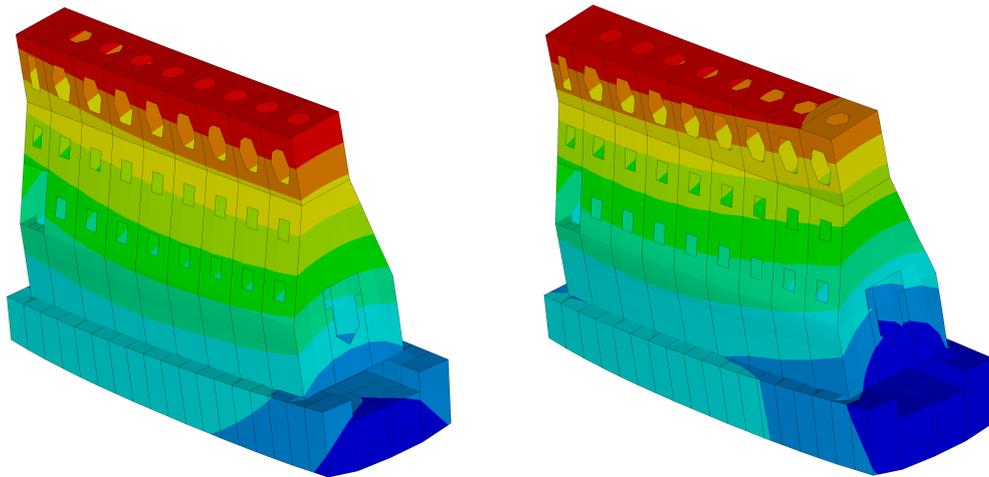


Abbildung 4.6.: Verschiebung der ähnlichen H-Moden bei 4 und 4,8 Hz in y-Richtung

Diese beiden H-Moden unterscheiden sich nur darin, dass bei 4 Hz der vordere Teil und bei 4,8 Hz der hintere Bereich des Motors stärker ausschlägt.

Am Submodell ergeben sich außerdem höhere Amplituden als am Gesamtmodell. Als mögliche Ursache für die höheren Amplituden kommen sowohl die fehlende Masse am Submodell, als auch die an den Schotten des Submodells gesetzten Randbedingungen in Frage. Da die Amplituden am Submodell im weiteren Verlauf der Berechnung jedoch nicht relevant sind, kann dieser Unterschied vernachlässigt werden. Eine qualitative Übereinstimmung zwischen Gesamt- und Submodell ist somit für die folgenden nichtlinearen Rechnungen gewährleistet.

## 4.2. Nichtlineare Berechnungen

Die nichtlinearen Berechnungen werden zuerst am Submodell und anschließend am Gesamtmodell betrachtet. Den Abschluss bildet ein Vergleich mit vorhandenen Messdaten. Bei der Analyse der Berechnungsergebnisse wird zum einen der Einfluss der Nichtlinearität auf das Schwingungsverhalten des Deckshauses und des Motors untersucht und zum anderen ein Vergleich mit den linearen Berechnungen durchgeführt.

### 4.2.1. Submodell

Um den Frequenzbereich der Resonanz der H-Mode weiter einzugrenzen, wird am Submodell der Bereich von 4 bis 9 Hz untersucht. Zusätzlich wurden die in Anhang E dargestellten Skripte in großen Teilen am Submodell entwickelt und getestet. Die für die einzelnen Erregerfrequenzen durchgeführten transienten Berechnungen liefern sowohl den Verlauf des Schwingwegs als auch der Schwingschnelle über die Zeit. In Abbildung 4.7 wird ein solcher Verlauf für den Schwingweg bei 5,3 Hz exemplarisch dargestellt.

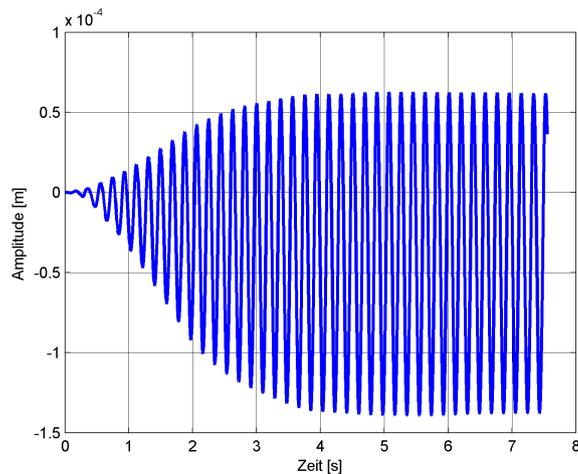


Abbildung 4.7.: Schwingweg am Motor in y-Richtung bei 5,3 Hz / Messpunkt: P1

Die Erregerkräfte werden dabei langsam über die ersten zehn Perioden auf ihren Sollwert skaliert. Nach ungefähr 4 s wird der eingeschwungene Zustand erreicht. Hierbei ist zu erkennen, dass die Amplituden im positiven Bereich deutlich geringer ausfallen als im negativen Bereich, die Schwingung ist somit aus der Nulllinie verschoben. Diese Nichtlinearität ist auf die im positiven Bereich angebrachten hydraulischen Querabstützungen, wie sie in Kapitel 3.3.3 dargestellt sind, zurückzuführen. Um den Frequenzgehalt der eingeschwungenen Zustände zu ermitteln, werden die entsprechenden Zeitabschnitte jeder Erregerfrequenz mittels der Fouriertransformation untersucht und in ein gemeinsames Diagramm eingetragen. Hierdurch ergibt sich ein Wasserfalldiagramm, wie es in Kapitel 2.4.3 eingeführt wurde. Abbildung 4.8 stellt die Ergebnisse für den Messpunkt P1 in y-Richtung dar.

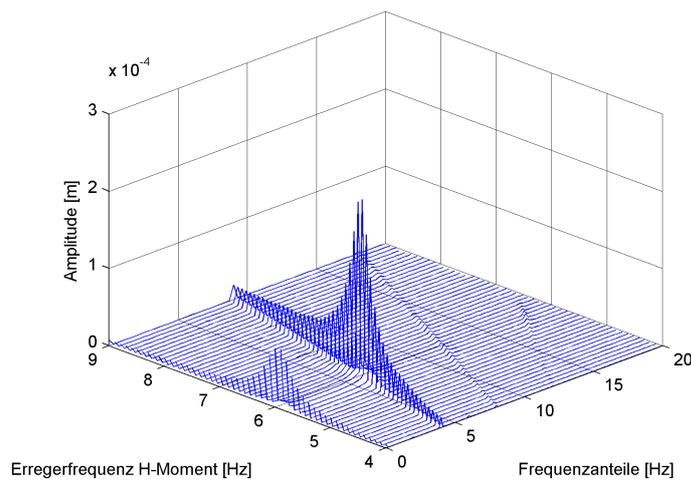


Abbildung 4.8.: Wasserfalldiagramm des Schwingweges am Motor in y-Richtung für das Submodell / Messpunkt: P1

Um die Übersichtlichkeit des Diagramms zu verbessern, wurde an der Achse des Wasserfalldiagramms anstelle der Motordrehzahl die Erregerfrequenz des H-Moments aufgetragen. Da es sich bei dem betrachteten Motor um einen Achtzylindermotor handelt, entspricht das H-Moment der 8. Ordnung der Zündfrequenz. Wie in Kapitel 2.3.4 erläutert, werden neben der Haupterregerordnung auch Vielfache dieser angeregt. In diesem Fall lässt sich neben der 8. Ordnung, welche die Haupterregerordnung darstellt, eine schwache 16. Ordnung und eine nur im Bereich der Resonanz zu erkennende 24. Ordnung feststellen. Die Amplituden der Vielfachen sind dabei jedoch so gering, dass sie für weitere Betrachtungen vernachlässigt werden können. Außerdem ist erkennbar, dass die Resonanz der H-Mode im nichtlinearen Fall bei 6 Hz und somit, wie erwartet, zwischen 4 und 8 Hz liegt. Die Berechnungen am Gesamtmodell zur Ermittlung des Einflusses der H-Mode können somit auf einen Frequenzbereich um 6 Hz beschränkt werden. Die bei 0 Hz zu erkennenden Amplituden stellen die Verschiebung der Schwingung aus der Nulllinie dar. Abbildung 4.9 zeigt die auf gleiche Weise ermittelten Schwingschnellen.

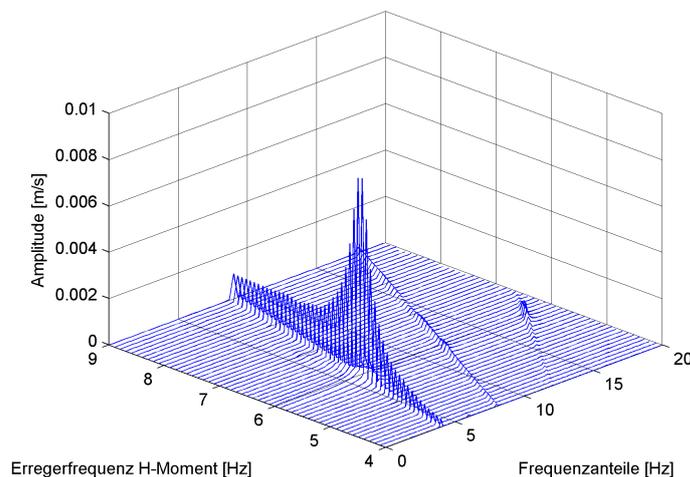


Abbildung 4.9.: Wasserfalldiagramm der Schwingschnelle am Motor in y-Richtung für das Submodell / Messpunkt: P1

Im Vergleich zu den Schwingwegen können keine wesentlichen Unterschiede festgestellt werden. Die einzige Abweichung zeigt sich in der fehlenden Verschiebung aus der Nulllinie. Dies lässt sich dadurch erklären, dass die Schwingschnelle als Ableitung des Schwingwegs zu verstehen ist und somit der konstante Anteil verschwindet.

Für den Messpunkt P2 ergeben sich, wie schon in den linearen Berechnungen, qualitativ ähnliche Verläufe. Aus diesem Grund sollen diese hier nicht weiter erläutert werden, können jedoch in Anhang B.1 und B.3 eingesehen werden.

### 4.2.2. Gesamtmodell

Mit den in den vorangegangenen Kapiteln ermittelten Erkenntnissen können die nichtlinearen Berechnungen am Gesamtmodell auf folgende drei Frequenzbereiche beschränkt werden:

- Resonanz der H-Mode → 5 bis 7 Hz
- Resonanz der Torsionsmode des Deckshauses → 9,5 bis 10,5 Hz
- Betriebsdrehzahl des Motors → 13 bis 15 Hz

Hierbei wird zuerst der Motor und anschließend das Deckshaus betrachtet. Wobei sowohl der Einfluss der Nichtlinearitäten betrachtet wird, als auch ein Vergleich zwischen den linearen und nichtlinearen Berechnungen stattfindet.

#### Motor

Wie schon beim Submodell ergeben die für jede Erregerfrequenz durchgeführten nichtlinearen transienten Rechnungen entsprechende Verläufe der Schwingwege und Schwinggeschwinden über die Zeit. Diese werden, wie bereits erläutert, in ein Wasserfalldiagramm überführt. Dabei werden nur die oben genannten Frequenzbereiche berücksichtigt. Da sich wiederum für beide Messpunkte am Motor ähnliche Verläufe ergeben, wird im Folgenden nur der Messpunkt P1 betrachtet. Die Diagramme für den Messpunkt P2 finden sich in Anhang B.2 und B.4. Abbildung 4.10 stellt den Schwingweg des Motors des Gesamtmodells dar.

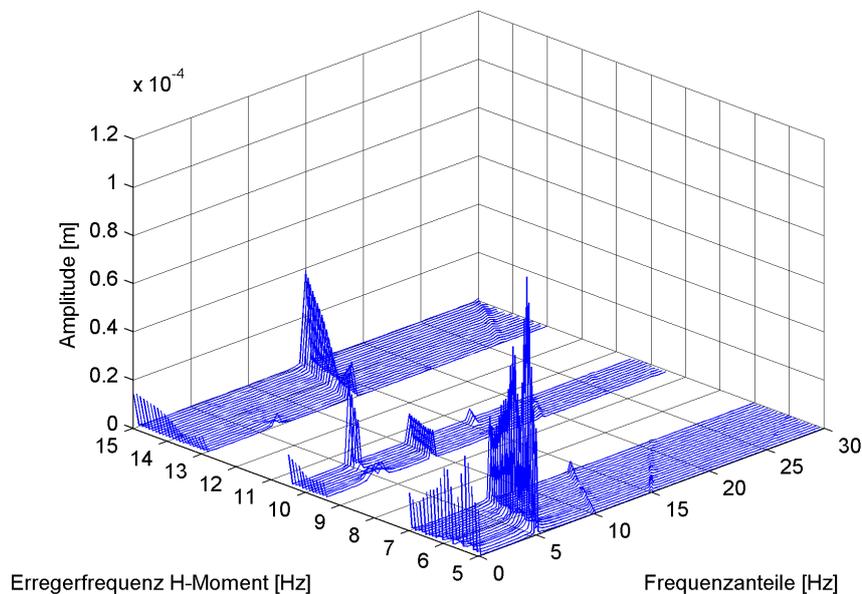


Abbildung 4.10.: Wasserfalldiagramm des Schwingweges am Motor in y-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P1

Im Vergleich zum Submodell ist der Einfluss der Nichtlinearität am Gesamtmodell deutlicher ausgeprägt. Im Allgemeinen lässt sich dabei sagen, dass auch am Gesamtmodell die Haupterregerordnung gegenüber den anderen Ordnungen dominant ist. Der bereits diskutierte Effekt, der eine Erregung der Vielfachen der Haupterregerordnung verursacht, ist auch in diesem Fall nur schwach ausgeprägt, sodass die zu erkennende 16. und 24. Ordnung jeweils vernachlässigt werden kann. Die Resonanz der H-Mode teilt sich, wie bereits in den linearen Berechnungen beobachtet wurde, auf zwei Resonanzen im Frequenzbereich von 5,5 bis 6,1 Hz auf. Ebenfalls deutlich ausgeprägt ist die Verschiebung der Schwingwege aus der Nulllinie, wie an den Ausschlägen bei 0 Hz zu erkennen ist. Im Frequenzbereich von 9,5 bis 10,5 Hz werden zusätzlich die halbe Haupterregerordnung und ihre Vielfachen angeregt. Die 4. Ordnung liegt dabei in der Resonanz der H-Mode. Es ist anzunehmen, dass die halbe Haupterregerordnung angeregt wird, da es sich um die Resonanz der H-Mode handelt und die Anregung durch die Dynamik des Systems begünstigt wird. Für eine genauere Aussage, sind jedoch noch weitere Berechnungen nötig. Um den Einfluss des H-Moments am Motor im nichtlinearen Fall zu verdeutlichen, werden in Abbildung 4.11 die Verformungen des Motors exemplarisch für 5,5 Hz bei maximaler Amplitude dargestellt.

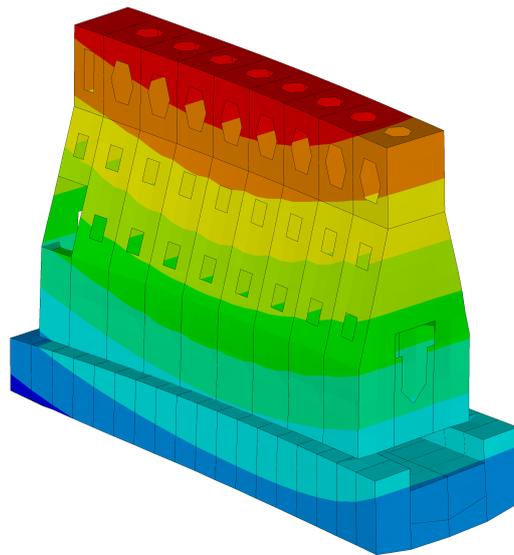


Abbildung 4.11.: Verschiebungen des Motors bei 5,5 Hz in y-Richtung

Wie zu erkennen ist, weist der Motor in den äußeren Bereichen, an denen die Querabstützungen angebracht sind, eine geringere Amplitude auf, als in der Mitte. Zusätzlich wird in Abbildung 4.12 die Schwingschnelle dargestellt. Auch beim Gesamtmodell zeigt sich hierbei die fehlende Verschiebung aus der Nulllinie. Des Weiteren ergeben sich in den höheren Frequenzbereichen im Vergleich zu den niedrigeren Frequenzbereichen höhere Amplituden, da die Schwingschnelle von der Frequenz abhängig ist.

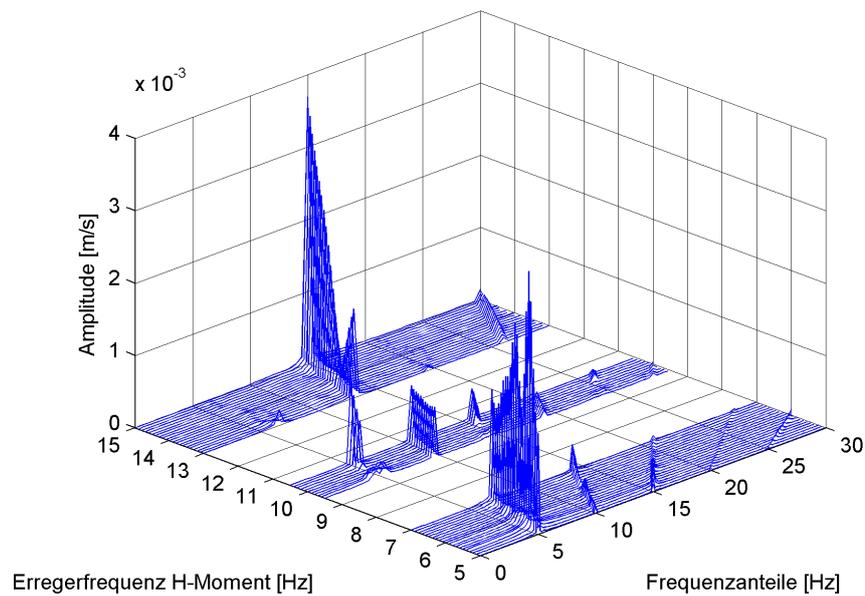


Abbildung 4.12.: Wasserfalldiagramm der Schwingschnelle am Motor in y-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P1

Wie in den bisherigen Ausführungen dargestellt wurde, ist die Haupterregerordnung gegenüber allen anderen Effekten dominant. Aus diesem Grund wird im Folgenden die Haupterregerordnung den linearen Ergebnissen aus Kapitel 4.1.1 gegenübergestellt. Abbildung 4.13 verdeutlicht die Ergebnisse für die Schwingwege.

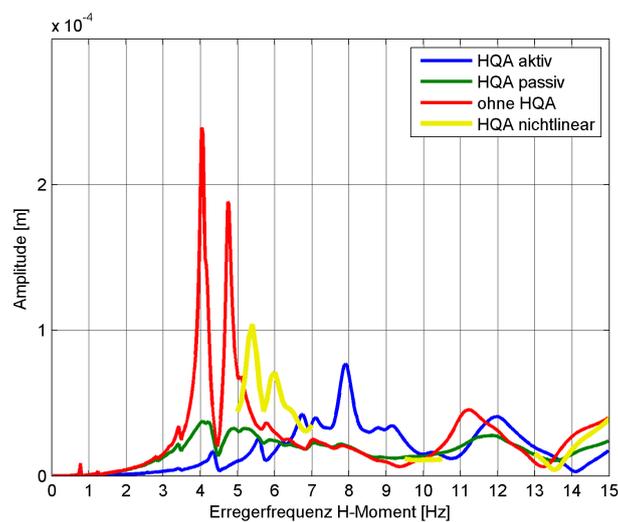


Abbildung 4.13.: Vergleich zwischen linearen und nichtlinearen Schwingwegen am Motor in y-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P1

Es ist zu erkennen, dass die nichtlinearen Ergebnisse im Bereich der Resonanz der H-Mode zwischen den linearen Ergebnissen mit aktiven und ohne HQA liegen. Die Größenordnung der Amplitude in diesem Bereich orientiert sich jedoch eher an der Variante mit Querabstützung. Im Bereich um 10 Hz können keine signifikanten Abweichungen zu den linearen Varianten festgestellt werden. Der betrachtete Frequenzabschnitt ist jedoch zu klein um weitere Aussagen zu treffen. Werden die Frequenzgänge im Bereich der Betriebsdrehzahl betrachtet, so ist zu vermuten, dass die nichtlineare Berechnung eine qualitative Ähnlichkeit mit der linearen Variante ohne hydraulische Querabstützungen besitzt. Um die getroffenen Aussagen weiter zu untersuchen, wird zusätzlich die Schwingschnelle betrachtet.

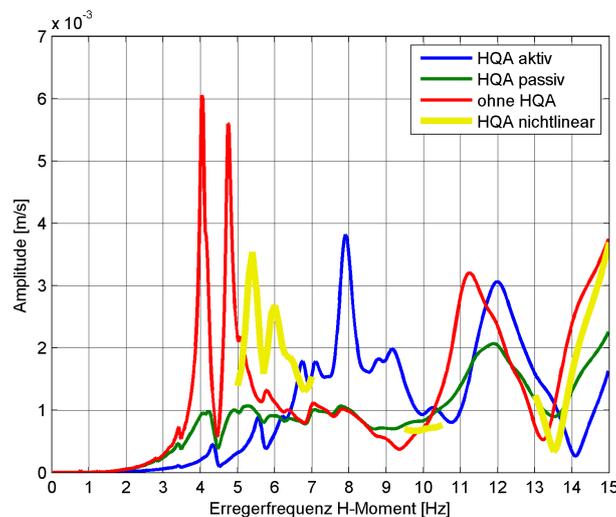


Abbildung 4.14.: Vergleich zwischen linearen und nichtlinearen Schwingschnellen am Motor in y-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P1

Für die Schwingschnelle ergeben sich in den beiden niedrigeren Frequenzbereichen keine neuen Erkenntnisse. Im Betriebsdrehzahlbereich ist jedoch deutlich zu erkennen, dass die nichtlineare Berechnung starke Ähnlichkeit mit der linearen Variante ohne HQA aufweist. Ähnliche Ergebnisse lassen sich für den Messpunkt P2 ermitteln und können Anhang C entnommen werden.

## Deckshaus

Für das Deckshaus werden die gleichen Frequenzbereiche wie für den Motor betrachtet. Hierbei werden wiederum Wasserfalldiagramme als Darstellungsform gewählt. Da die Torsionsmode die wichtigste Charakteristik des Deckshauses darstellt, wird für den Messpunkt P3 nur die x-Richtung betrachtet. Ergebnisse für die y- und z-Richtungen finden sich in Anhang B.2 und B.4. Abbildung 4.15 zeigt die Ergebnisse für den Schwingweg.

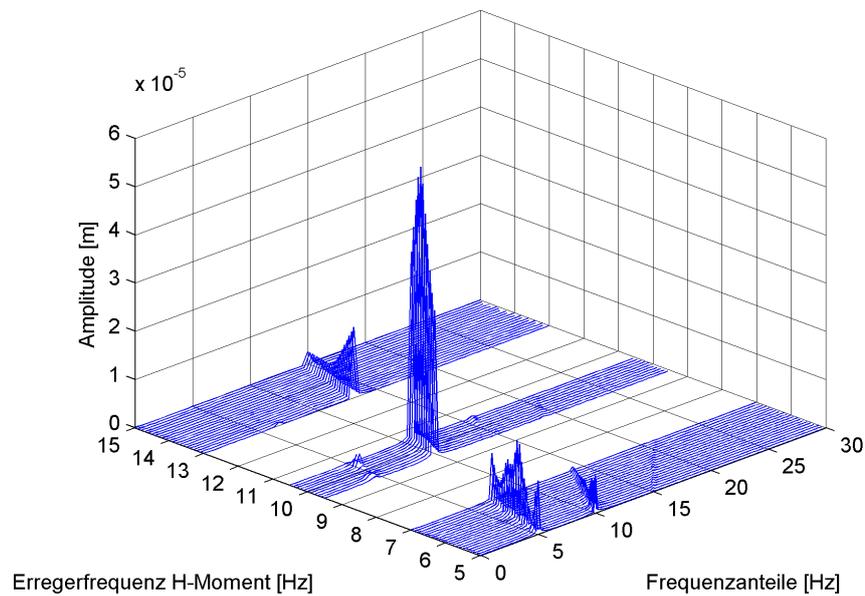


Abbildung 4.15.: Wasserfalldiagramm des Schwingweges am Brückendeck in x-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P3

Im Gegensatz zum Motor ist am Deckshaus keine Verschiebung des Schwingweges aus der Nulllinie zu erkennen. Auch eine Anregung höherer Ordnung ist bis auf einen minimalen Ausschlag in der 16. und 24. Ordnung im Bereich 5 bis 7 Hz nicht zu erkennen. Die Haupterregerordnung (8. Ordnung) ist in allen Frequenzbereichen dominant. Es ist daher naheliegend, dass es sich bei der betrachteten nichtlinearen Modellierung der Querabstützungen um eine lokal auf den Motor begrenzte Nichtlinearität handelt. In Abbildung 4.16 werden zusätzlich die Ergebnisse der Schwingschnelle betrachtet.

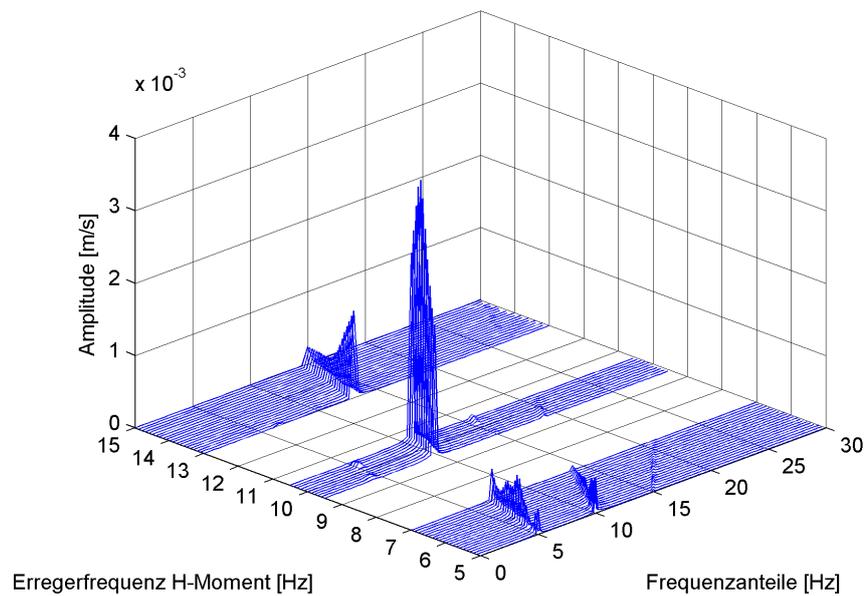


Abbildung 4.16.: Wasserfalldiagramm der Schwingschnelle am Brückendeck in x-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P3

Auch die Schwingschnelle zeigt kaum Einflüsse der Nichtlinearitäten neben denen, die beim Schwingweg festgestellt wurden. Werden die Ergebnisse den linearen Berechnungen gegenübergestellt, ergeben sich die in Abbildung 4.17 dargestellten Verläufe:

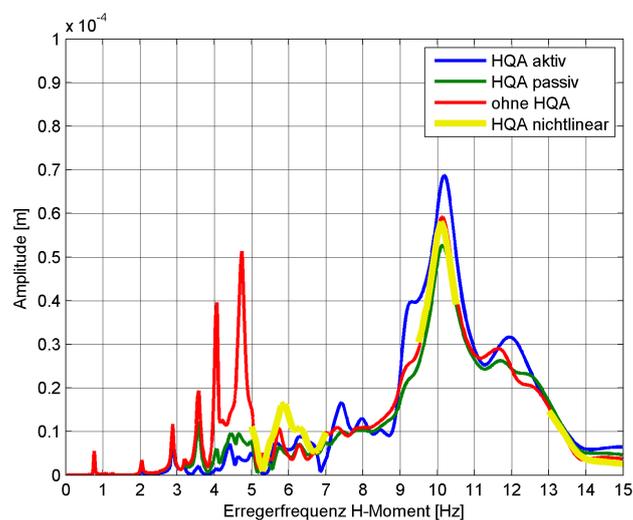


Abbildung 4.17.: Vergleich zwischen linearen und nichtlinearen Schwingwegen am Brückendeck in x-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P3

Wie bereits beim Motor verhält sich die nichtlineare Variante auch am Deckshaus ähnlich

der Modellierung ohne HQA. Im Falle des Deckshauses sind die Ergebnisse jedoch noch deutlicher, da in allen drei Frequenzbereichen eine Übereinstimmung erzielt wird. Die Betrachtung der Schwingschnellen in Abbildung 4.18 unterstreicht diese Erkenntnis.

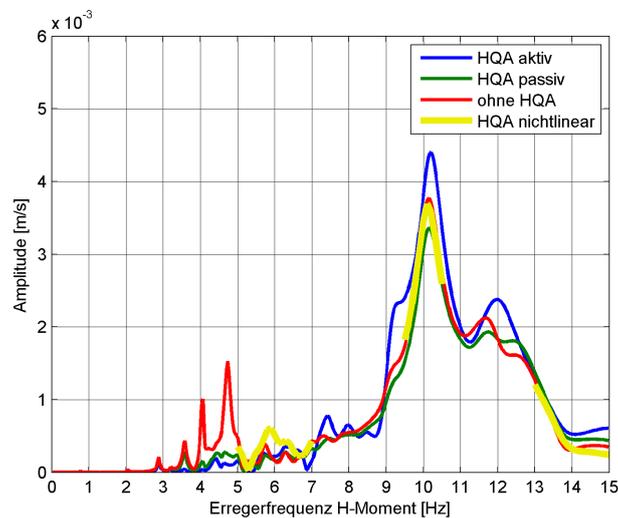


Abbildung 4.18.: Vergleich zwischen linearen und nichtlinearen Schwingschnellen am Brückendeck in x-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P3

Auch im Falle der Schwingschnellen verläuft die Haupterregerordnung deckungsgleich mit der linearen Modellierung ohne hydraulische Querabstützungen.

### 4.2.3. Vergleich mit Messdaten

Aus einem für das untersuchte Schiff vorliegenden Messbericht, in welchem die Schwingungen am Motor und Deckshaus mit und ohne hydraulische Querabstützung während der Probefahrt aufgenommen wurden, geht hervor, dass kein signifikanter Unterschied zwischen beiden Varianten festgestellt werden konnte („no major effect of the transverse stays is revealed“). Dies deckt sich mit den ermittelten Berechnungsergebnissen, die eine Übereinstimmung der nichtlinearen Modellierung mit der Variante ohne HQA zeigen.

Abbildung 4.19 zeigt exemplarisch das Ergebnis des Messberichts am Brückendeck in x-Richtung für die Schwingschnellen.

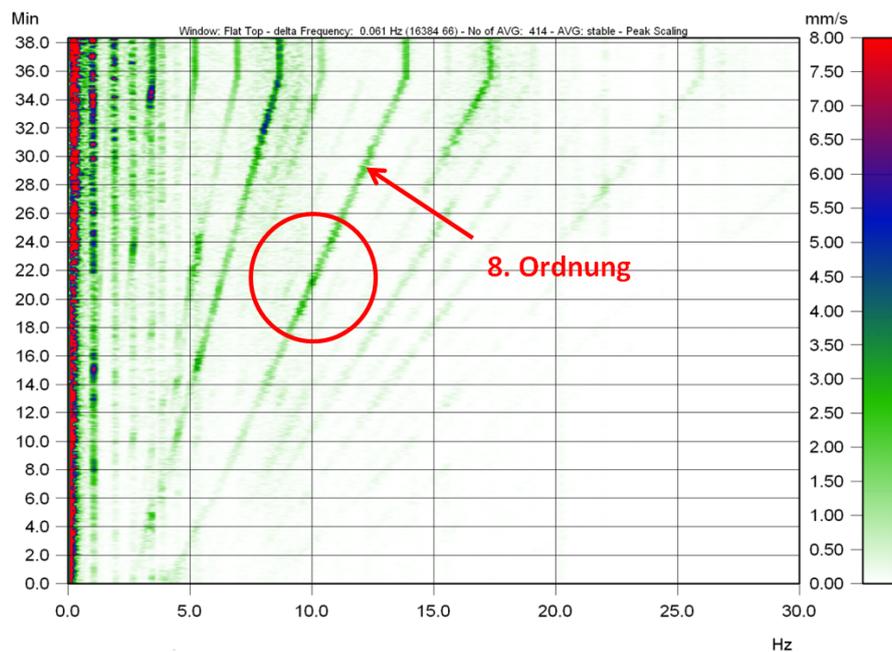


Abbildung 4.19.: Campbell Diagramm aus dem Messbericht am Brückendeck in x-Richtung / Messpunkt: P3

Es ist zu erkennen, dass die 8. Ordnung eine einer Resonanz ähnelnde Erscheinung im Bereich um 10 Hz aufweist. Dies entspricht den Ergebnissen der in dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen. Da in den Messungen jedoch alle Erregerquellen des Schiffes berücksichtigt werden, tritt der Effekt des H-Moments nicht deutlich genug hervor, um weitere vergleichbare Daten aus den Messwerten zu extrahieren. Vor allem lassen die Messwerte keinen Schluss auf die Anregung höherer Ordnungen zu, da diese aufgrund ihrer geringen Amplitude in den Messungen visuell nicht aufgelöst werden können. Für die Messergebnisse am Motor ergibt sich das in Abbildung 4.20 dargestellte Campbell-Diagramm.

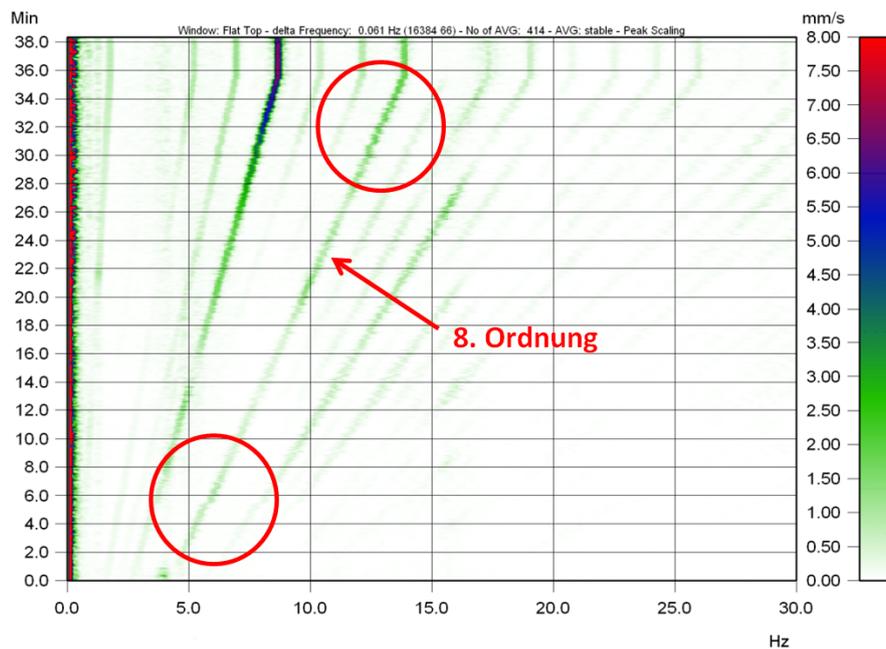


Abbildung 4.20.: Campbell Diagramm aus dem Messbericht am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P1

Auch am Motor lässt sich der zuvor in der 8. Ordnung ermittelte Frequenzgang qualitativ in den Messwerten wiederfinden. In diesem Fall können jedoch ebenfalls keine weiteren Aussagen bezüglich höherer Ordnungen getroffen werden, da ihre Größenordnung nicht dargestellt ist.

Für eine ausführliche Überprüfung der Berechnungsergebnisse mit Hilfe von Messdaten müssen daher speziell auf diese Problemstellung abgestimmte Messungen durchgeführt werden.

## 5. Fazit und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war die Ermittlung des Einflusses einer nichtlinearen Modellierung der am Motor angebrachten hydraulischen Querabstützungen auf die Schwingungen des Deckshauses und der Hauptmaschine. Hierbei wurden zum einen die nichtlinearen Einflüsse der Querabstützungen analysiert und zum anderen die nichtlinearen Ergebnisse den verschiedenen linearen Modellierungen gegenübergestellt.

In dem zur Verfügung gestellten Finite-Elemente-Modell wurden daher die dynamischen Systemeigenschaften der Querabstützungen durch nichtlineare Federkennlinien abgebildet. Für die Berechnungen selber wurden verschiedene modulare Matlab und ANSYS Skripte eingesetzt, die sowohl als Einzelskripte aber auch als einheitliches Berechnungsschema auf weitere Problemstellungen anwendbar sind.

Dabei ergaben sich für die Schwingwege des Motors deutliche Verschiebungen aus der Nulllinie und eine Resonanz der H-Mode, die zwischen der Resonanz der linearen Modellierung mit und ohne HQA liegt. Eine Anregung höherer Ordnung durch die Nichtlinearität ist vorhanden, jedoch wenig ausgeprägt. In Berechnungen an weiteren Schiffen und Motoren ist zu klären, ob die niedrigeren und höheren Ordnungen im Falle einer Resonanz signifikante Werte erreichen. Ein Anhaltspunkt, der dies vermuten lässt, ist die in der Haupterregerordnung um 10 Hz auftretende Anregung der halben Ordnung bei 5 Hz, welche sich mit der Resonanz der H-Mode überschneidet und hierdurch signifikante Werte erreicht. Warum die halbe Ordnung angeregt wird, konnte in dieser Arbeit nicht eindeutig geklärt werden und sollte Gegenstand weiterer Untersuchungen sein. Es ist jedoch zu vermuten, dass die Dynamik des Systems die Anregung der halben Ordnung im Falle einer Resonanz begünstigt. Die Berechnungsergebnisse am Deckshaus zeigen hingegen keine markanten nichtlinearen Einflüsse. Die in den linearen Vergleichsrechnungen festgestellte Resonanz bleibt durch die nichtlineare Modellierung der hydraulischen Querabstützungen unbeeinflusst. Es ist somit davon auszugehen, dass sich die aus der nichtlinearen Modellierung der hydraulischen Querabstützungen ergebende Nichtlinearität auf den Motor und die umgebende Struktur beschränkt.

Für den Vergleich der nichtlinearen mit der linearen Modellierung ergibt sich im Bereich des Motors eine Ähnlichkeit der nichtlinearen Ergebnisse mit der linearen Modellierung ohne HQA. Hierbei wird die Ähnlichkeit mit steigender Erregerfrequenz immer größer. Die Resonanz der H-Mode wird durch die Variante ohne hydraulische Querabstützung jedoch nicht korrekt abgebildet, sondern stellt eine Mischung aus der linearen Modellierung mit und ohne HQA dar. Am Deckshaus ergibt sich eine vollständige Übereinstimmung der nichtlinearen Ergebnisse mit der linearen Modellierung ohne hydraulische Querabstützung. Für den laufenden Betrieb des Schiffes sind die Schwingungsniveaus im Bereich der Betriebsdrehzahl maßgebend. Für das Deckshaus ist somit eine Annäherung

der nichtlinearen Ergebnisse durch eine lineare Berechnung ohne HQA möglich. Für den Motor sollten für einen konservativen Ansatz lineare Berechnungen sowohl mit als auch ohne Querabstützung durchgeführt werden, wobei der ungünstigere Wert berücksichtigt wird.

Der durchgeführte Vergleich mit Messergebnissen kann nur eine unzureichende Validierung der Berechnungsergebnisse liefern. Für eine Prüfung der Ergebnisse ist es nötig, speziell auf die Problemstellung angepasste Messungen durchzuführen. Zum Beispiel können Messungen an beiden Enden der hydraulischen Querabstützungen Aufschluss über deren Charakteristik und innere Kräfte liefern. Des Weiteren betrachten die in dieser Arbeit gewonnenen Ergebnisse nur einen Schiffs- und Motortyp. Auch die Erregerkräfte wurden vereinfacht, indem nur das H-Momente berücksichtigt wurde. Zusätzliche Unsicherheiten ergeben sich insbesondere aus den Dämpfungs- und Steifigkeitskennwerten. Zur Validierung der Ergebnisse sollten weitere Schiffstypen und vor allem Motoren mit anderen Zylinderzahlen betrachtet werden. Zur Durchführung dieser Untersuchungen können die in dieser Arbeit bereitgestellten Skripte genutzt werden.

# Literatur

- [1] MAN B&W Diesel A/S: *Hydraulic Top Bracing*, URL: [http://www.mandieselturbo.com/files/news/files\\_of11543/1510-0081-00ppr.pdf](http://www.mandieselturbo.com/files/news/files_of11543/1510-0081-00ppr.pdf) (besucht am 30.06.2013).
- [2] MAN B&W Diesel A/S: *K80MC-C Project Guide*, 2005.
- [3] MAN B&W Diesel A/S: *Vibration Characteristics of Two-stroke Low Speed Diesel Engines*, URL: [http://www.mandieselturbo.com/files/news/files\\_of1408/p9301-268.pdf](http://www.mandieselturbo.com/files/news/files_of1408/p9301-268.pdf) (besucht am 27.06.2013).
- [4] I. Asmussen/W. Menzel/H. Mumm: *Ship Vibration*, Hamburg: Germanische Lloyd, 2001.
- [5] K.-J. Bathe: *Finite-Elemente-Methoden*, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin, 2002.
- [6] J. Choung: „Effective arrangement of hydraulic top bracing based on idealized load carrying mechanism“, in: *Ocean Engineering* (2013).
- [7] *DIN 1311-2: Schwingungen und schwingungsfähige Systeme, Teil 2: Lineare, zeitinvariante schwingungsfähige Systeme mit einem Freiheitsgrad*, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2002.
- [8] *DIN 1311-3: Schwingungen und schwingungsfähige Systeme, Teil 3: Lineare, zeitinvariante schwingungsfähige Systeme mit endlich vielen Freiheitsgraden*, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2000.
- [9] R. Gasch/K. Knothe/R. Liebich: *Strukturdynamik*, 2. Aufl., Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012.
- [10] K.-H. Grote/J. Feldhusen: *Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau*, 23. Aufl., Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011.
- [11] T. Grätsch: *Finite Elemente Methode*, Vorlesungsskript, HAW Hamburg, 2012.
- [12] F. Ihlenburg: *Finite Elemente Methode*, Vorlesungsskript, HAW Hamburg, 2013.
- [13] F. Ihlenburg: *Schwingungslehre*, Vorlesungsskript, HAW Hamburg, 2013.

- 
- [14] D. J. Inman: *Engineering Vibration*, New Jersey: Prentice-Hall, 2001.
- [15] D. Kuhl/G. Meschke: *Finite Elemente Methoden I & II*, 4. Aufl., Vorlesungsskript, Ruhr-Universität Bochum, 2002.
- [16] H. Maass/H. Klier: *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*, Wien / New York: Springer-Verlag, 1981.
- [17] K. Magnus/K. Popp/W. Sextro: *Schwingungen*, 9. Aufl., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [18] M. Petyt: *Introduction to Finite Element Vibration Analysis*, New York: Cambridge University Press, 2010.
- [19] W. Rust: *Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnungen*, 2. Aufl., Vieweg+Teubner, 2011.
- [20] U. Stelzmann/C. Groth/G. Müller: *FEM für Praktiker - Band 2: Strukturdynamik*, 3. Aufl., Renningen: expert Verlag, 2002.
- [21] D. Woodyard: *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*, Oxford: Elsevier, 2004.
- [22] P. Wriggers: *Nichtlineare Finite-Elemente-Methoden*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2001.

# Abbildungsverzeichnis

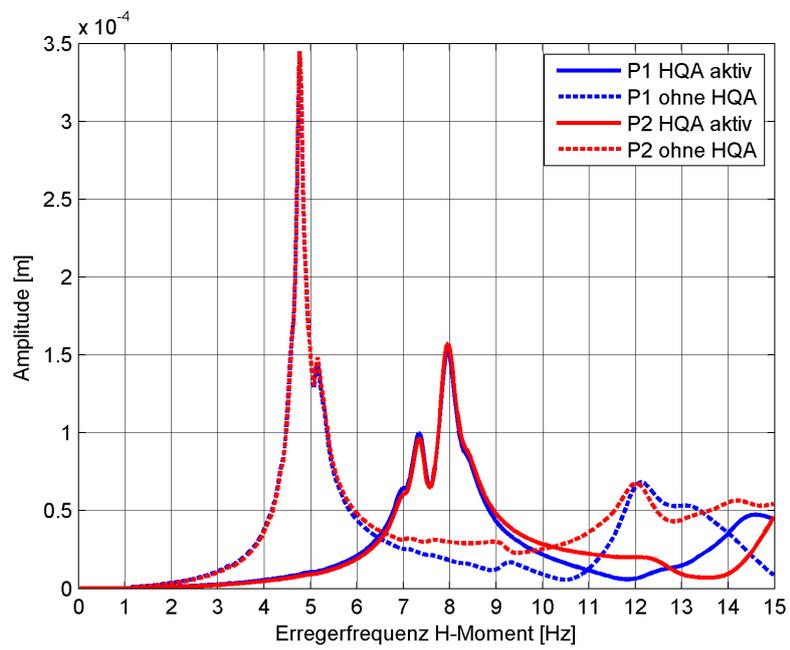
2.1. Modaler Dämpfungsgrad bei proportionaler Dämpfung . . . . .	10
2.2. Zyklische Be- und Entlastung nichtlinearer Materialmodelle . . . . .	14
2.3. Beispielhafte Resonanzkurve eines nichtlinearen Einmassenschwingers . .	17
2.4. Verlauf der nichtlinearen Federkraft . . . . .	18
2.5. Fouriertransformation des nichtlinearen Federkraftverlaufs . . . . .	19
2.6. Die drei wichtigsten Moden des Zweitakt-Dieselmotors. Von links: L- Mode, H-Mode und X-Mode . . . . .	20
2.7. Kräfte und Momente des Zweitakt-Dieselmotors . . . . .	20
2.8. Schematische Darstellung eines Kurbeltriebes . . . . .	21
2.9. Qualitativer Verlauf des Gasdrucks . . . . .	22
2.10. Qualitativer Verlauf der Kolbenseitenkraft . . . . .	23
2.11. 0. bis 6. Ordnung der fouriertransformierten Kolbenseitenkraft . . . . .	24
2.12. Verlauf der harmonischen Anteile 2. Ordnung der Kolbenseitenkräfte un- ter Berücksichtigung des Zündversatzes . . . . .	25
2.13. Campbell-Diagramm . . . . .	26
2.14. Wasserfalldiagramm . . . . .	26
2.15. Einbauposition einer Querabstützung in Bezug zum Motor . . . . .	27
2.16. Prinzipieller Aufbau mechanischer Querabstützungen . . . . .	28
2.17. Verschiedene Ausführungen hydraulischer Querabstützungen . . . . .	29
2.18. Nichtlineare Federkennlinie einer hydraulischen Querabstützung . . . . .	30
3.1. Modellierung des Gesamtmodells in ANSYS . . . . .	32
3.2. Modellierung der hydraulischen Querabstützungen im Maschinenraum . .	33
3.3. Modellierung des Submodells in ANSYS . . . . .	34
3.4. Mit Einzelkräften aufgebrachtes H-Moment am Motor . . . . .	35
3.5. Graphische Darstellung der verwendeten Dämpfungsmodelle . . . . .	36
3.6. Ausgewertete Messpunkte am Motor . . . . .	37
3.7. Ausgewerteter Messpunkt am Deckshaus . . . . .	37
3.8. Schematische Darstellung der linearen Berechnungen . . . . .	38
3.9. Vergleich zwischen linearer und nichtlinearer Federkennlinie . . . . .	39
3.10. Schematische Darstellung der Nichtlinearen Berechnungen . . . . .	40
4.1. Lineare Schwingwege am Motor in y-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P1 . . . . .	42
4.2. Lineare Schwingwege am Motor in y-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P2 . . . . .	43

---

4.3. Lineare Schwingwege am Brückendeck in x-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P3 . . . . .	44
4.4. Verschiebungen der Torsionsmode des Deckshauses bei 10 Hz in x-Richtung	44
4.5. Vergleich der Schwingwege am Motor in y-Richtung für Gesamt- und Submodell / Messpunkt: P1 . . . . .	45
4.6. Verschiebung der ähnlichen H-Moden bei 4 und 4,8 Hz in y-Richtung . . .	46
4.7. Schwingweg am Motor in y-Richtung bei 5,3 Hz / Messpunkt: P1 . . . . .	47
4.8. Wasserfalldiagramm des Schwingweges am Motor in y-Richtung für das Submodell / Messpunkt: P1 . . . . .	47
4.9. Wasserfalldiagramm der Schwingschnelle am Motor in y-Richtung für das Submodell / Messpunkt: P1 . . . . .	48
4.10. Wasserfalldiagramm des Schwingweges am Motor in y-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P1 . . . . .	49
4.11. Verschiebungen des Motors bei 5,5 Hz in y-Richtung . . . . .	50
4.12. Wasserfalldiagramm der Schwingschnelle am Motor in y-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P1 . . . . .	51
4.13. Vergleich zwischen linearen und nichtlinearen Schwingwegen am Motor in y-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P1 . . . . .	51
4.14. Vergleich zwischen linearen und nichtlinearen Schwingschnellen am Motor in y-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P1 . . . . .	52
4.15. Wasserfalldiagramm des Schwingweges am Brückendeck in x-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P3 . . . . .	53
4.16. Wasserfalldiagramm der Schwingschnelle am Brückendeck in x-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P3 . . . . .	54
4.17. Vergleich zwischen linearen und nichtlinearen Schwingwegen am Brückendeck in x-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P3 . . . . .	54
4.18. Vergleich zwischen linearen und nichtlinearen Schwingschnellen am Brückendeck in x-Richtung für das Gesamtmodell / Messpunkt: P3 . . . . .	55
4.19. Campbell-Diagramm am Brückendeck aus dem Messbericht . . . . .	56
4.20. Campbell-Diagramm am Motor aus dem Messbericht . . . . .	57

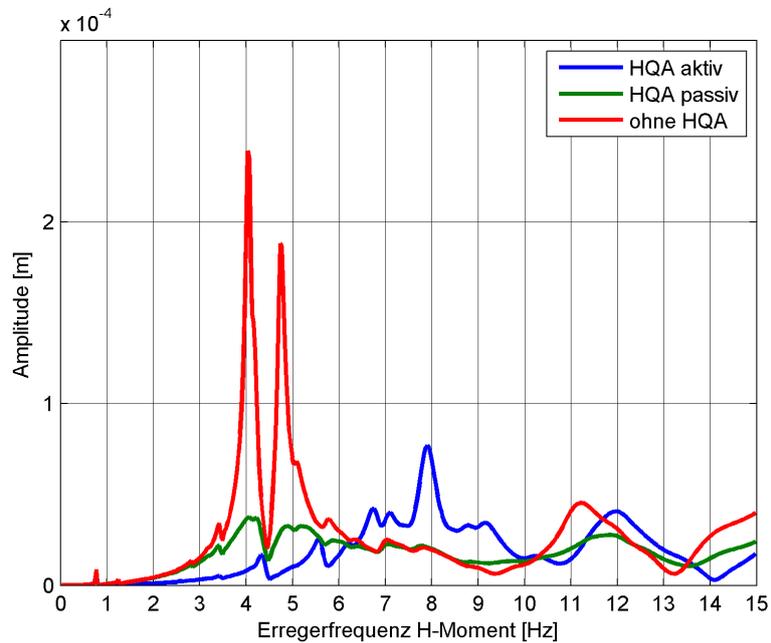
# A. Lineare Berechnungen

## A.1. Submodell – Schwingweg

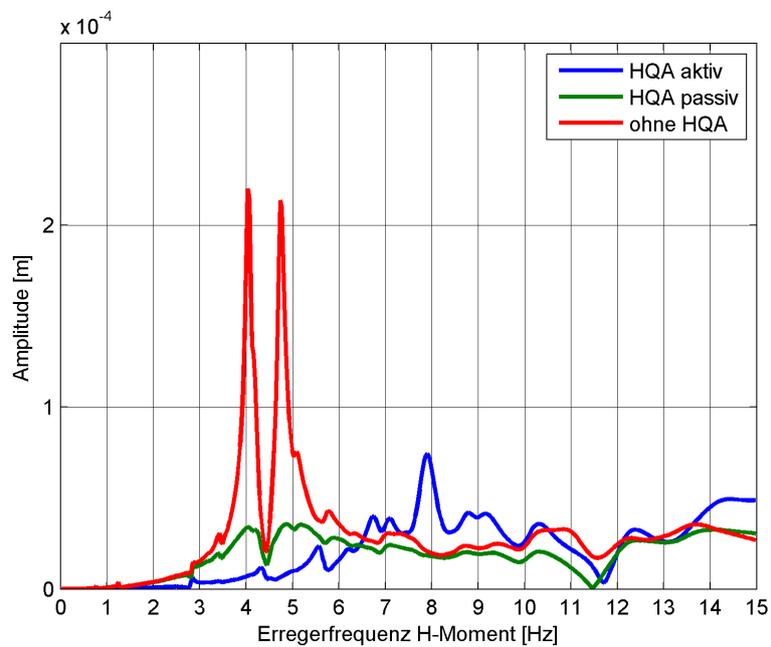


Frequenzgänge am Motor in y-Richtung

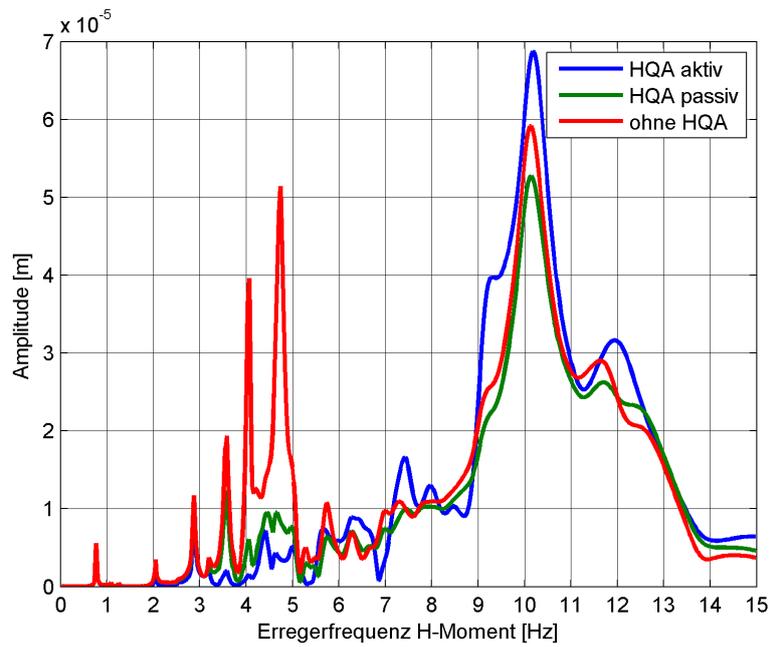
## A.2. Gesamtmodell – Schwingweg



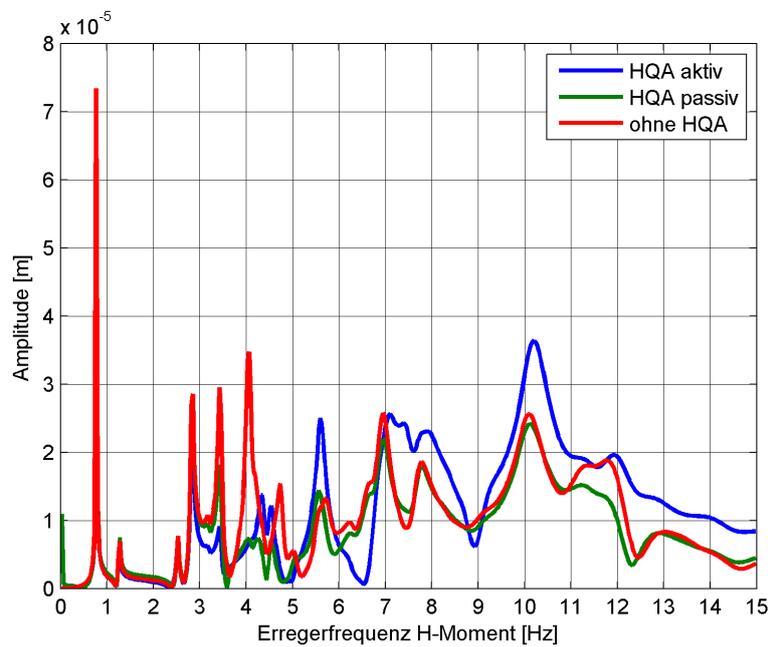
Frequenzgänge am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P1



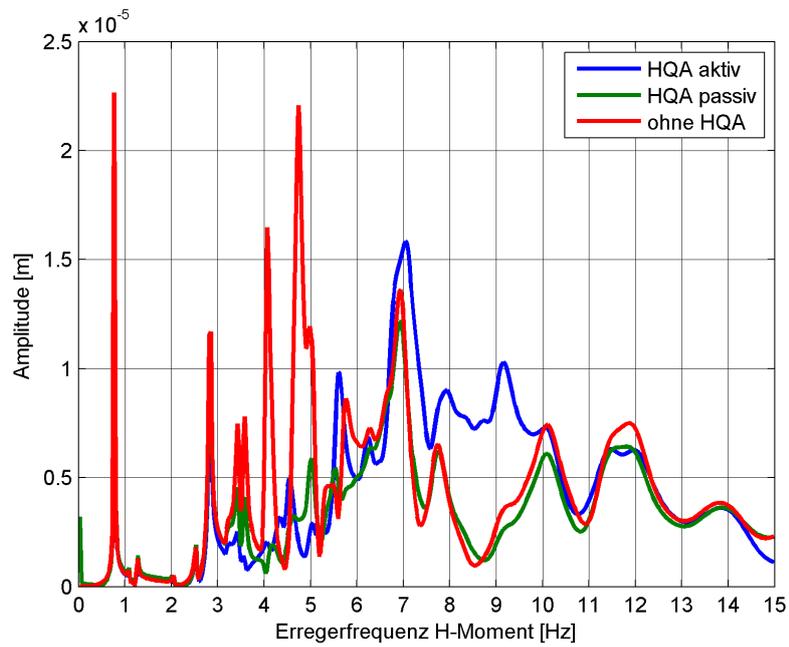
Frequenzgänge am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P2



Frequenzgänge am Brückendeck in x-Richtung / Messpunkt: P3

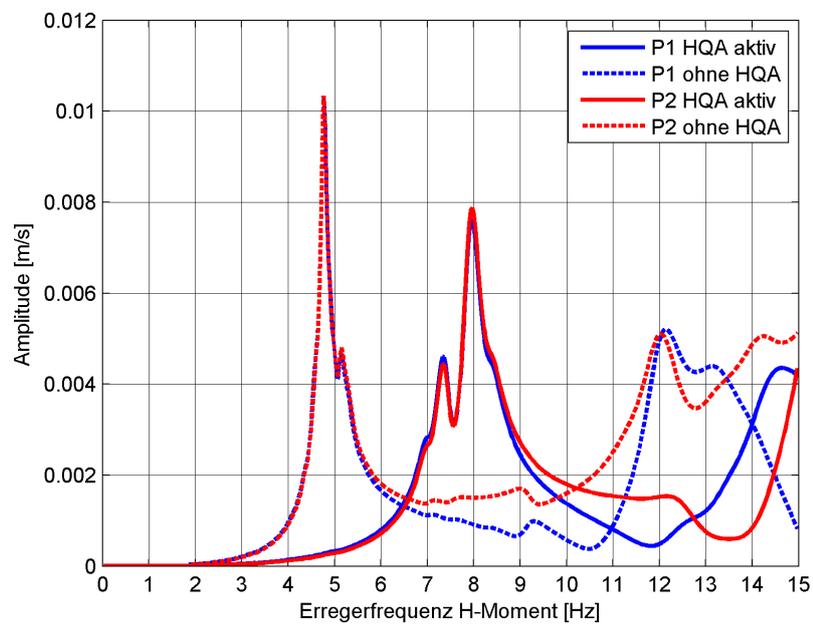


Frequenzgänge am Brückendeck in y-Richtung / Messpunkt: P3



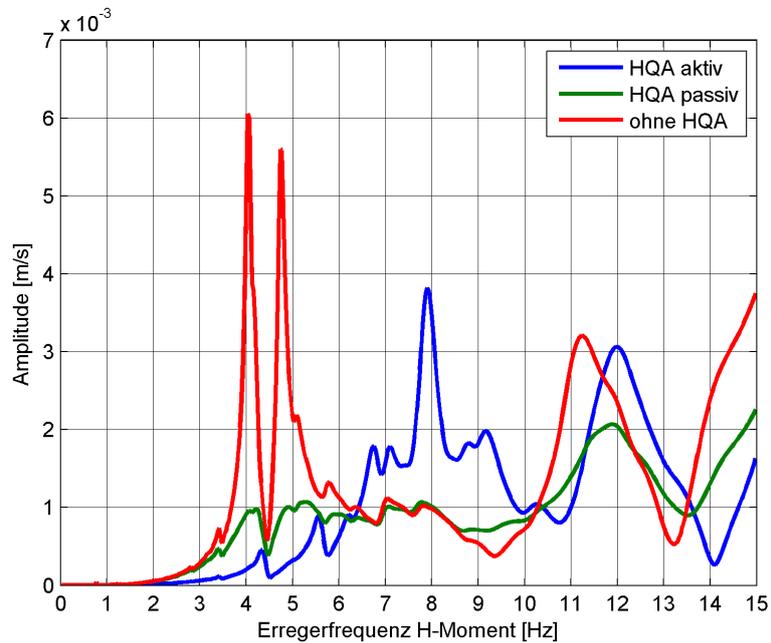
Frequenzgänge am Brückendeck in z-Richtung / Messpunkt: P3

### A.3. Submodell – Schwingschnelle

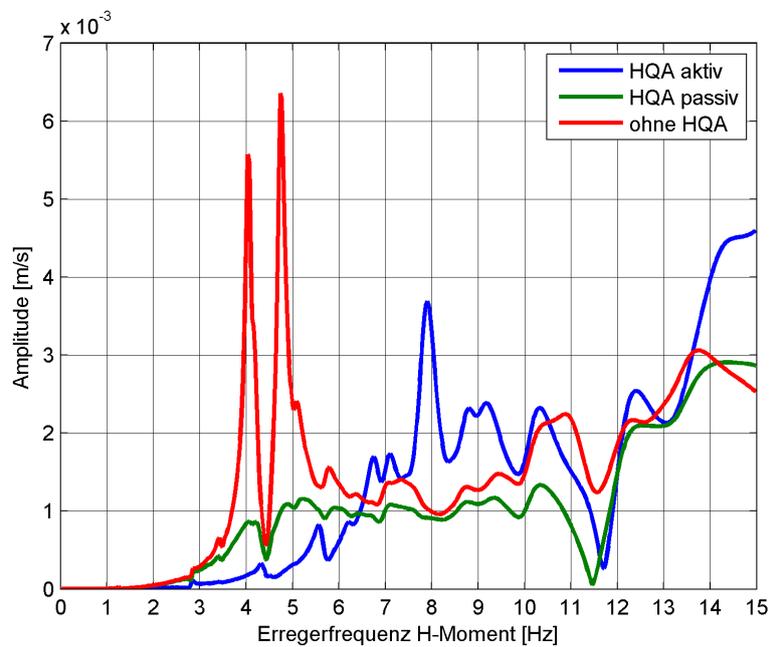


Frequenzgänge am Motor in y-Richtung

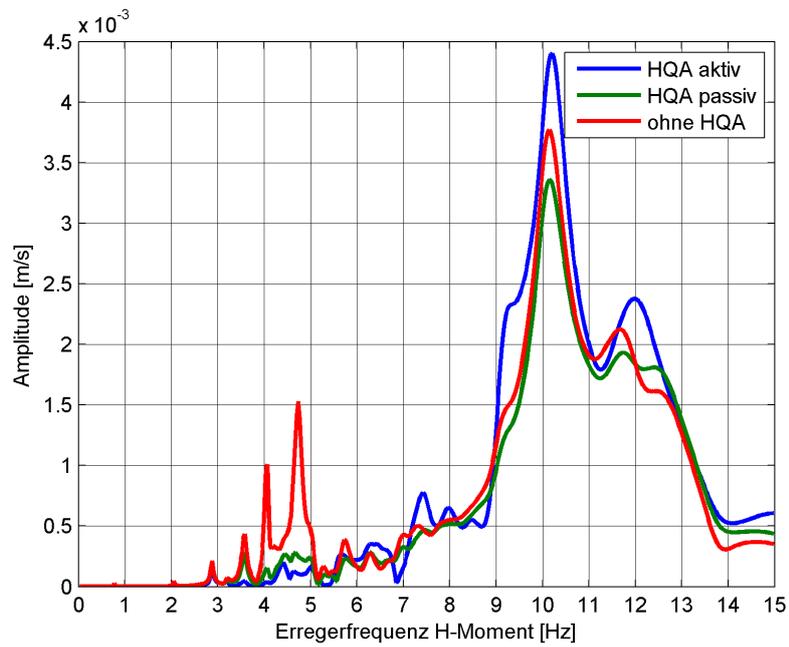
## A.4. Gesamtmodell – Schwingschnelle



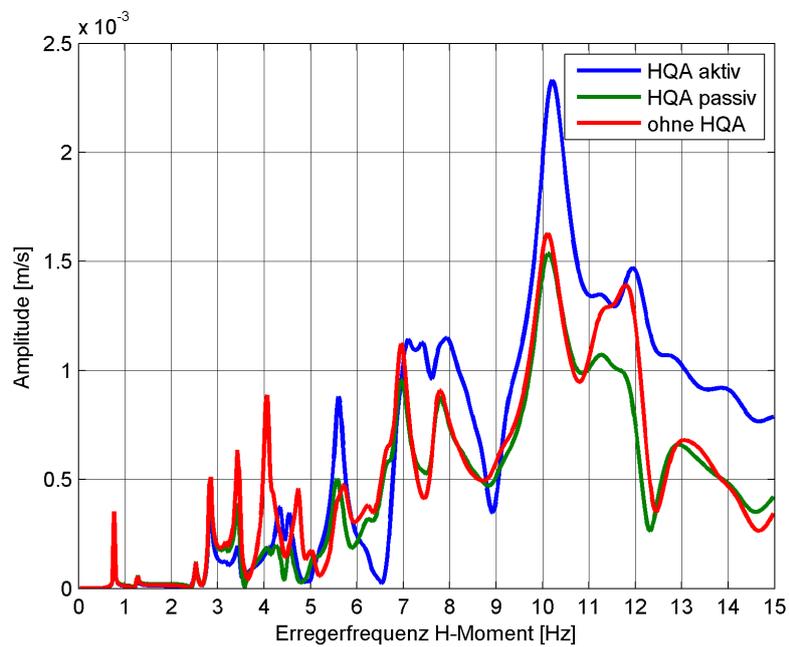
Frequenzgänge am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P1



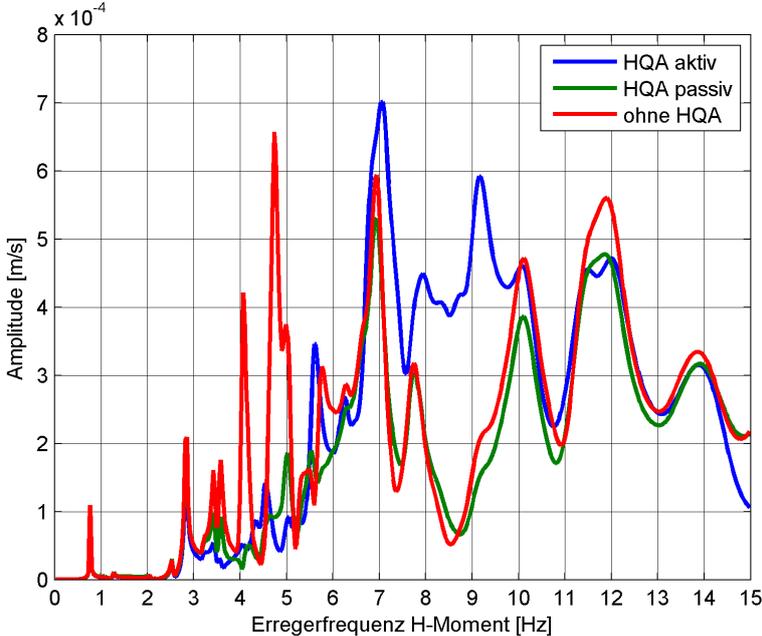
Frequenzgänge am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P2



Frequenzgänge am Brückendeck in x-Richtung / Messpunkt: P3



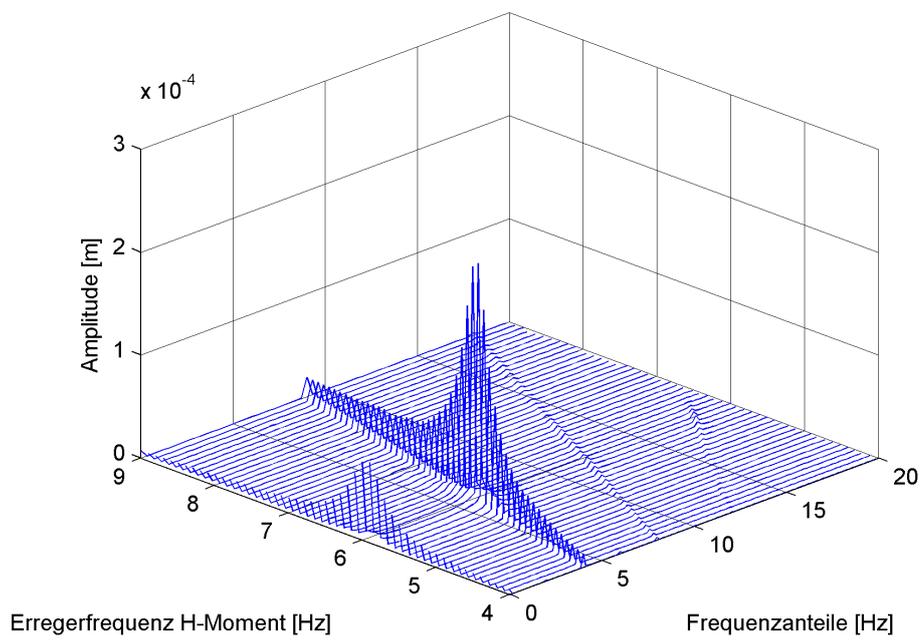
Frequenzgänge am Brückendeck in y-Richtung / Messpunkt: P3



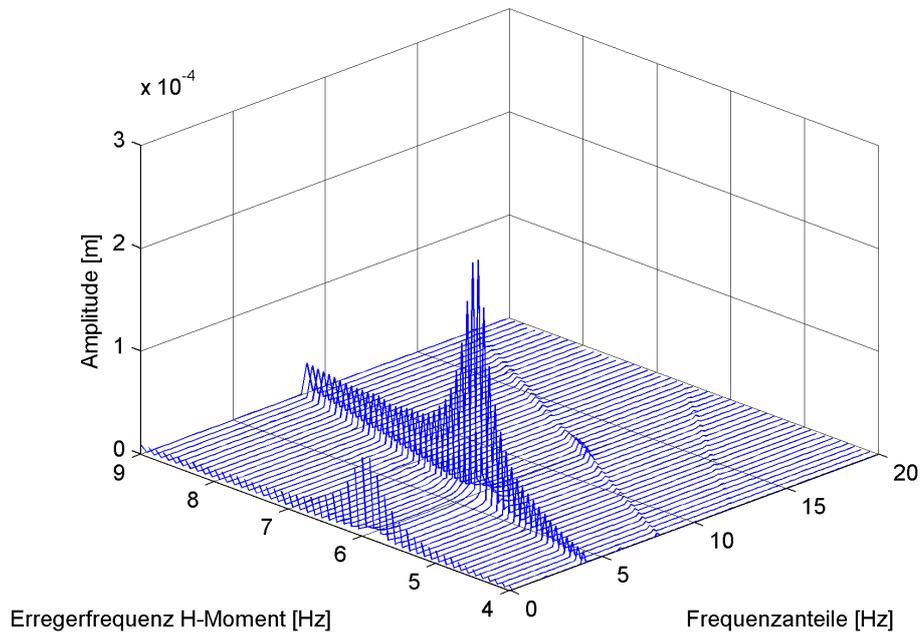
Frequenzgänge am Brückendeck in z-Richtung / Messpunkt: P3

# B. Nichtlineare Berechnungen

## B.1. Submodell – Schwingweg

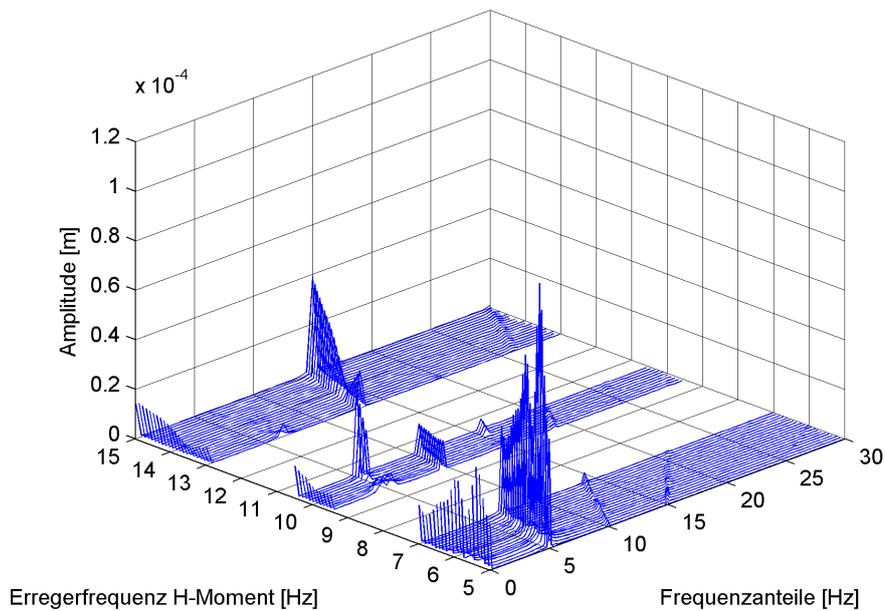


Wasserfalldiagramm am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P1

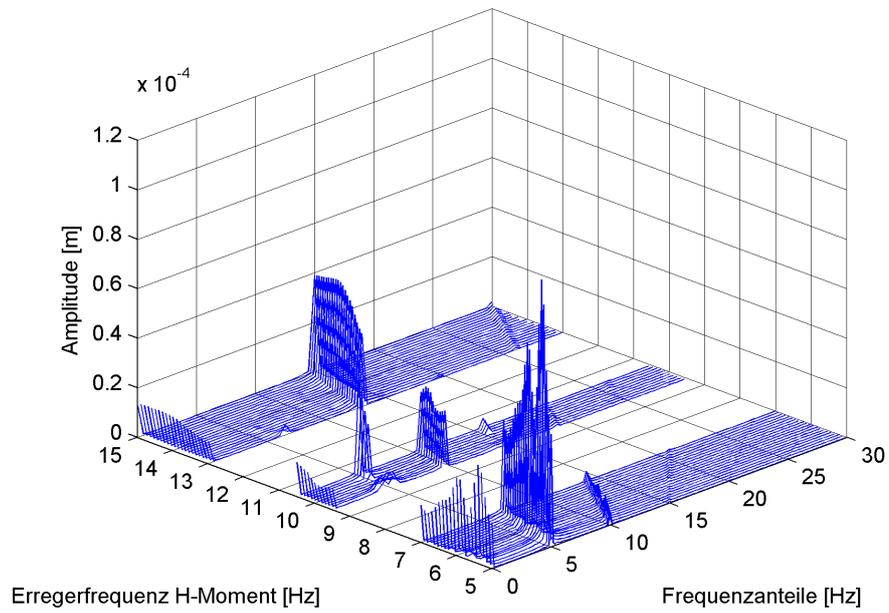


Wasserfalldiagramm am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P2

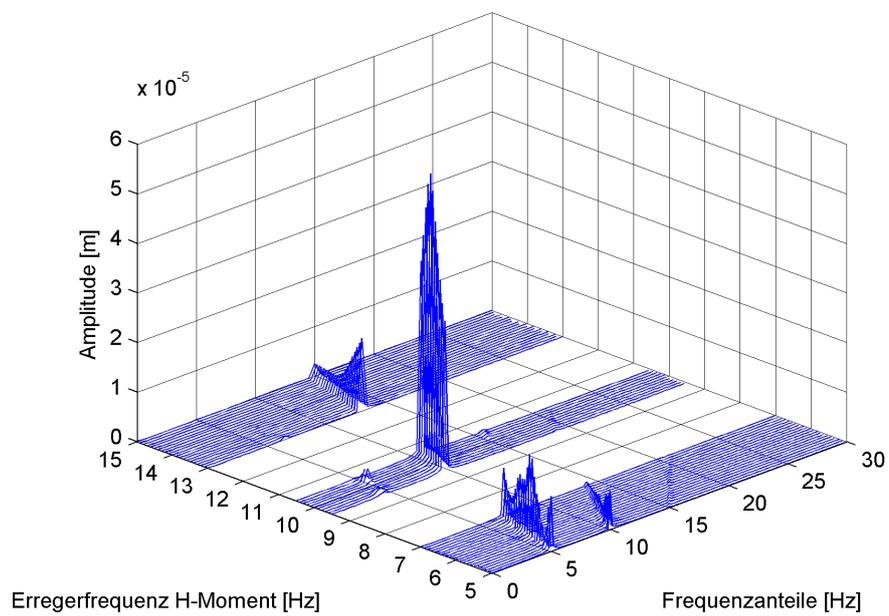
## B.2. Gesamtmodell – Schwingweg



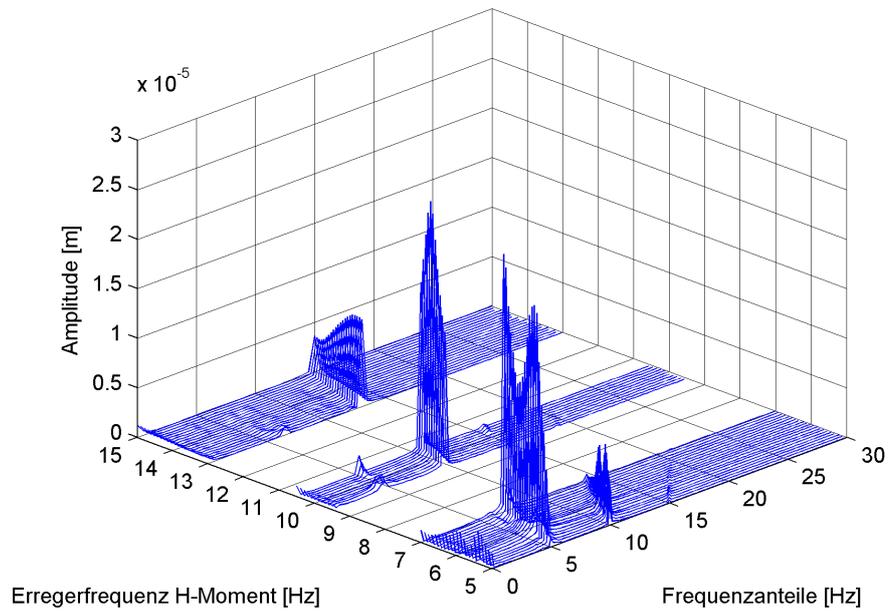
Wasserfalldiagramm am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P1



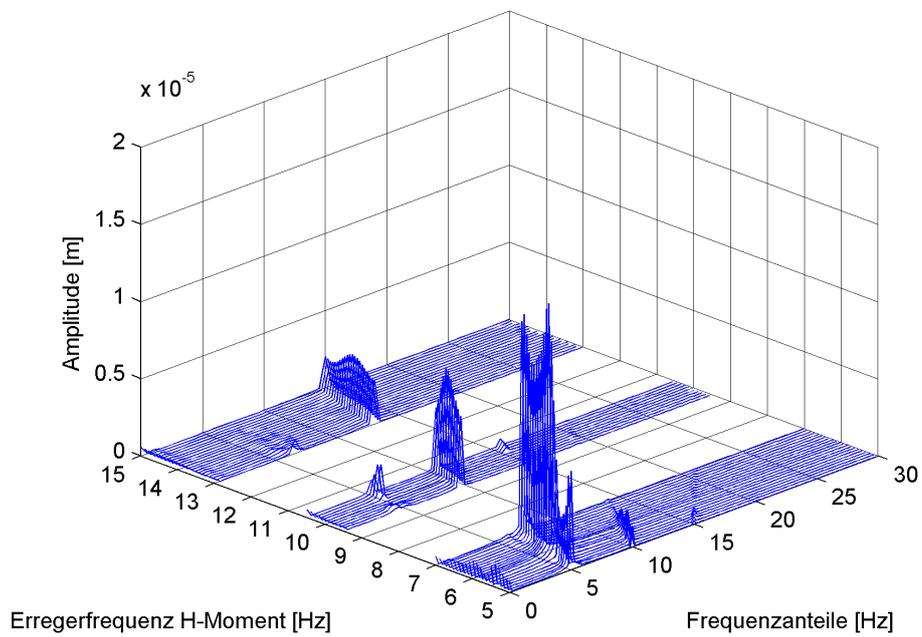
Wasserfalldiagramm am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P2



Wasserfalldiagramm am Brückendeck in x-Richtung / Messpunkt: P3

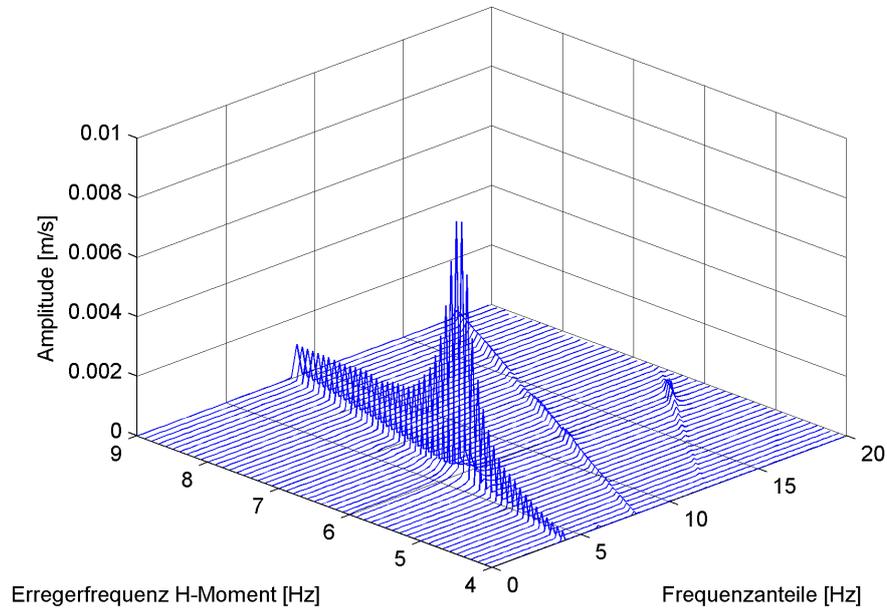


Wasserfalldiagramm am Brückendeck in y-Richtung / Messpunkt: P3

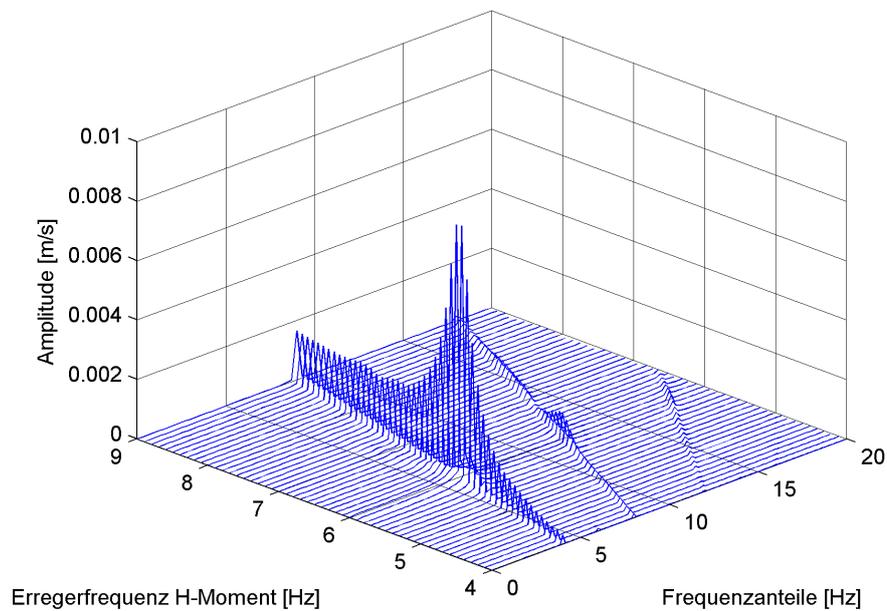


Wasserfalldiagramm am Brückendeck in z-Richtung / Messpunkt: P3

### B.3. Submodell – Schwingschnelle

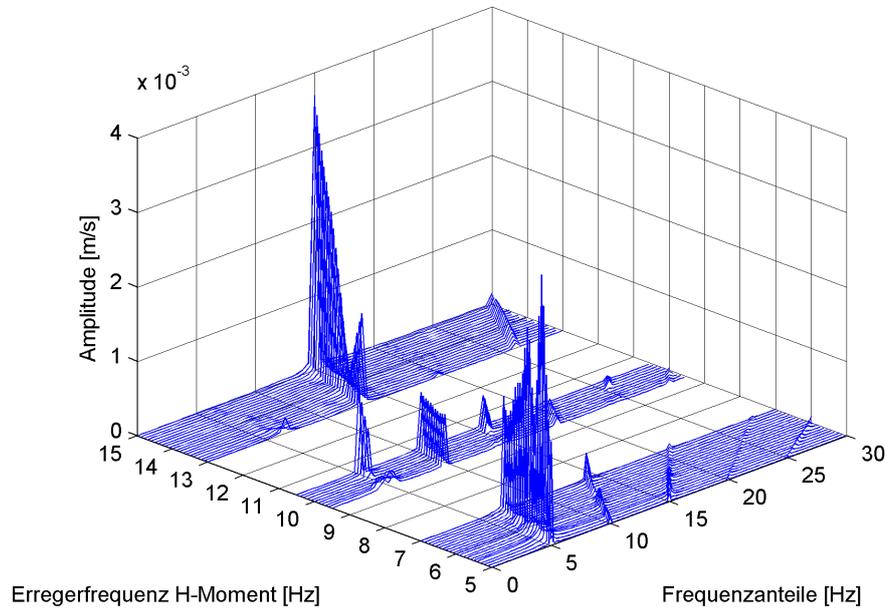


Wasserfalldiagramm am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P1

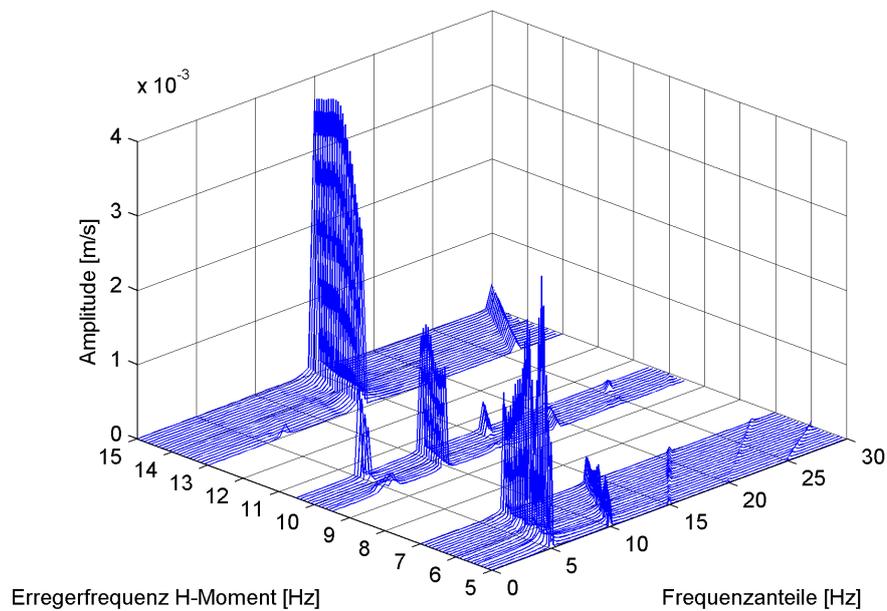


Wasserfalldiagramm am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P2

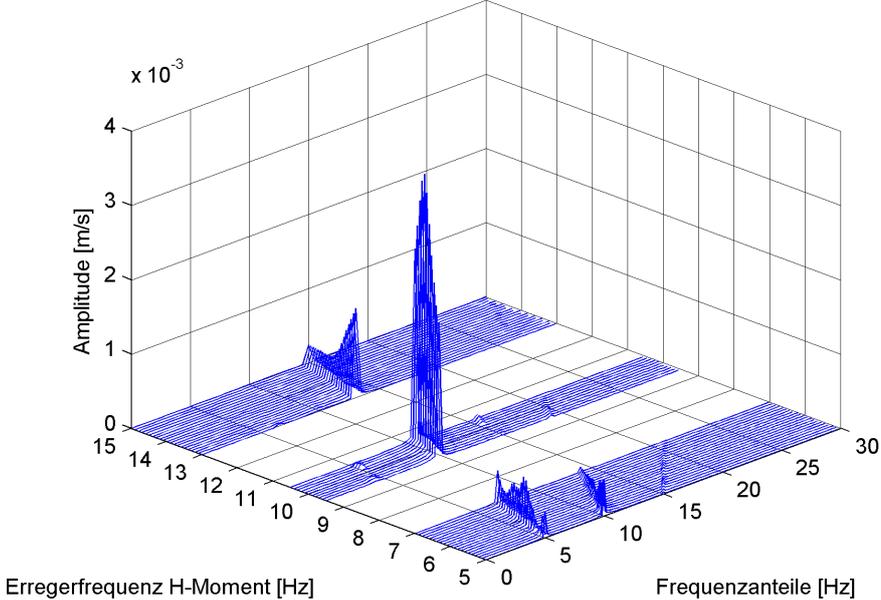
## B.4. Gesamtmodell – Schwingschnelle



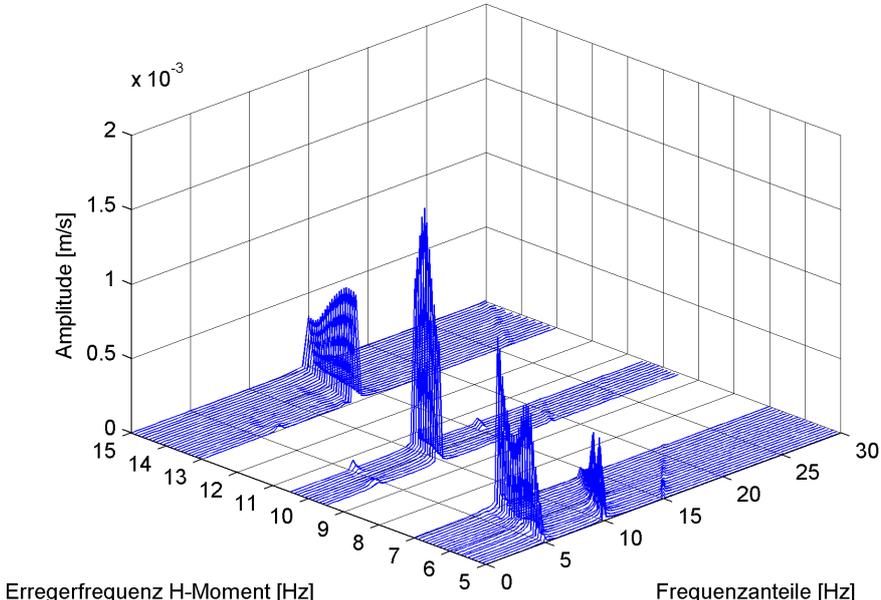
Wasserfalldiagramm am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P1



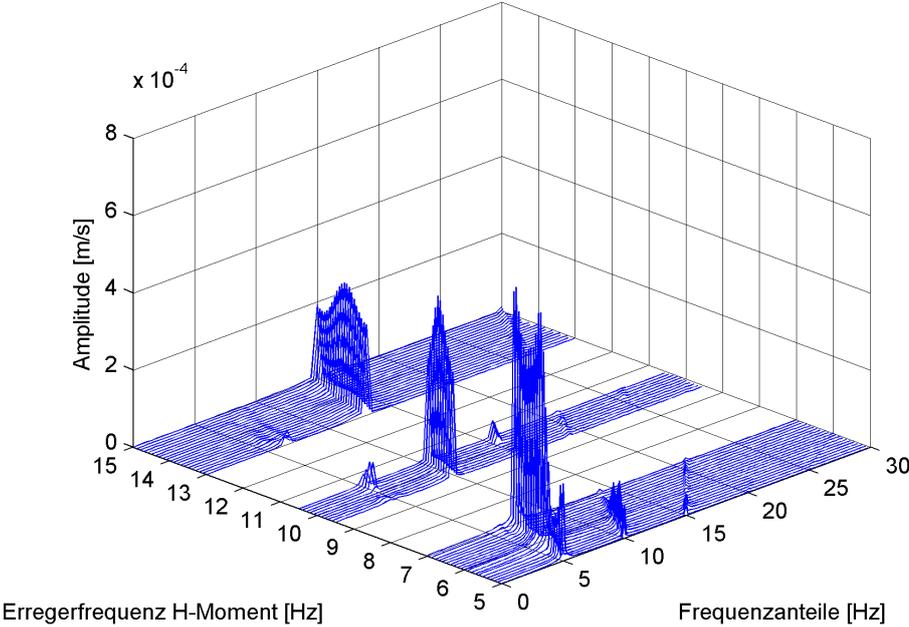
Wasserfalldiagramm am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P2



Wasserfalldiagramm am Brückendeck in x-Richtung / Messpunkt: P3



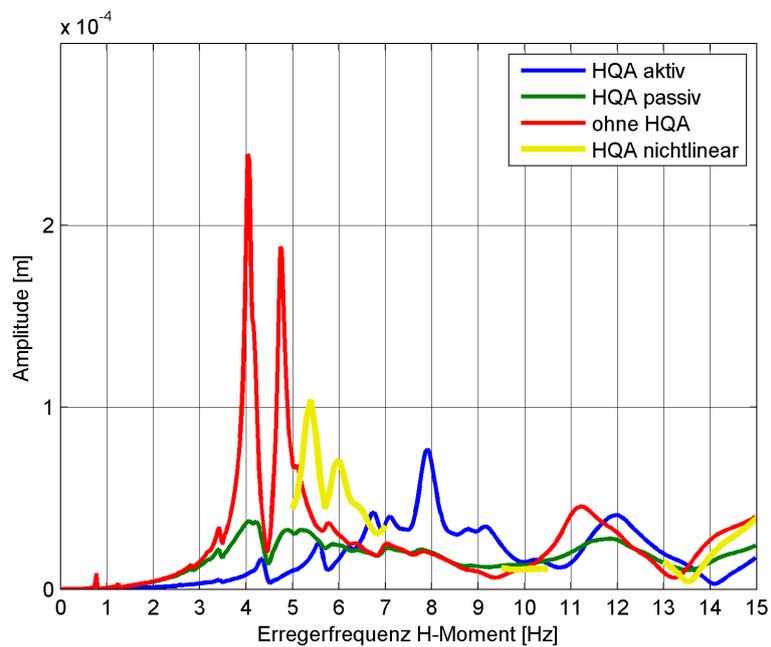
Wasserfalldiagramm am Brückendeck in y-Richtung / Messpunkt: P3



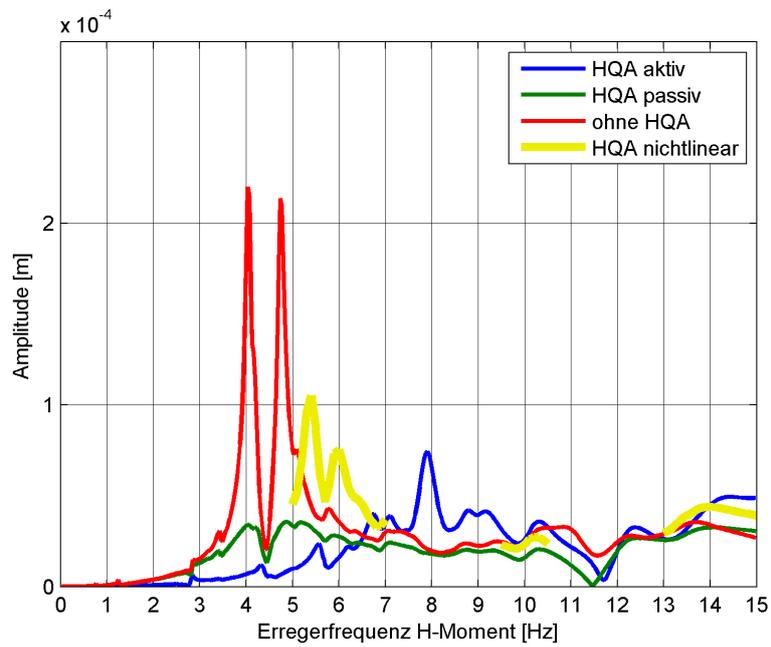
Wasserfalldiagramm am Brückendeck in z-Richtung / Messpunkt: P3

# C. Vergleich Lineare – Nichtlineare Berechnungen

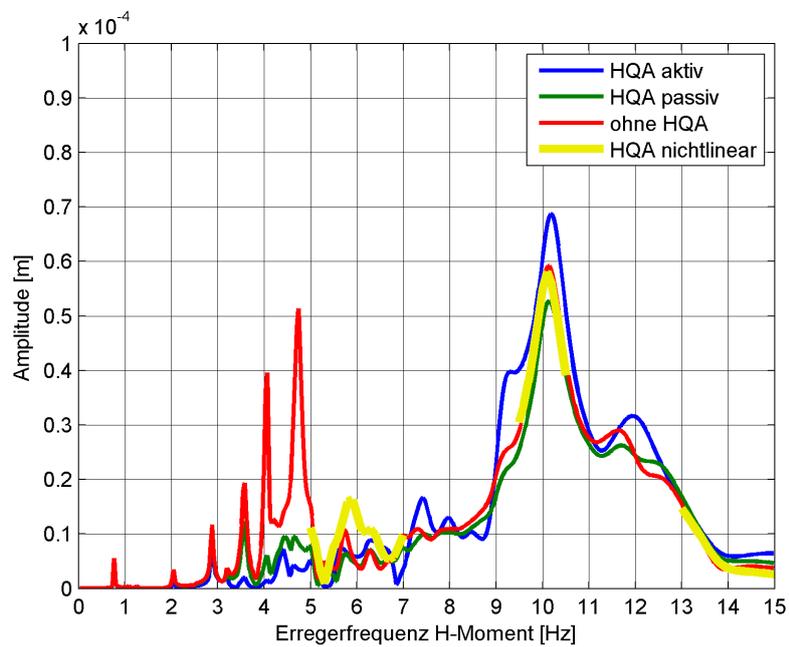
## C.1. Gesamtmodell – Schwingweg



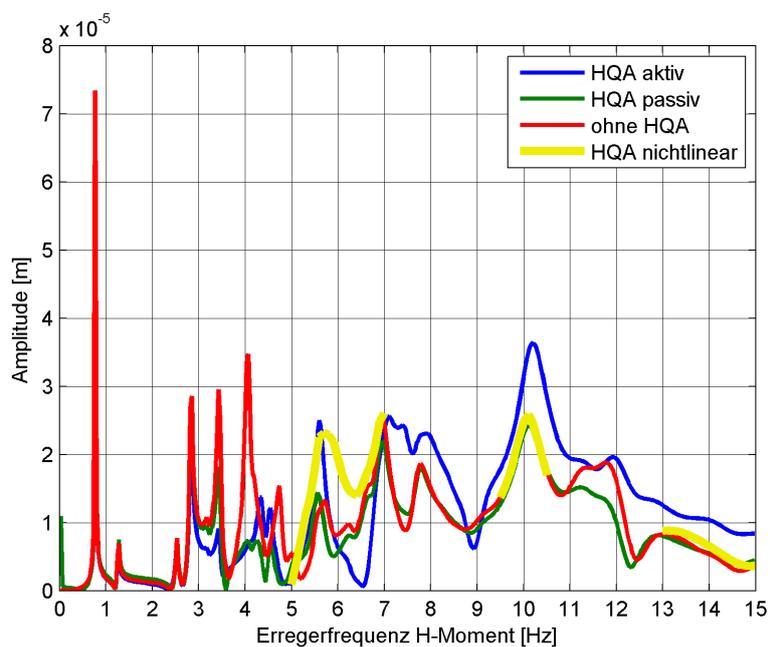
Frequenzgänge am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P1



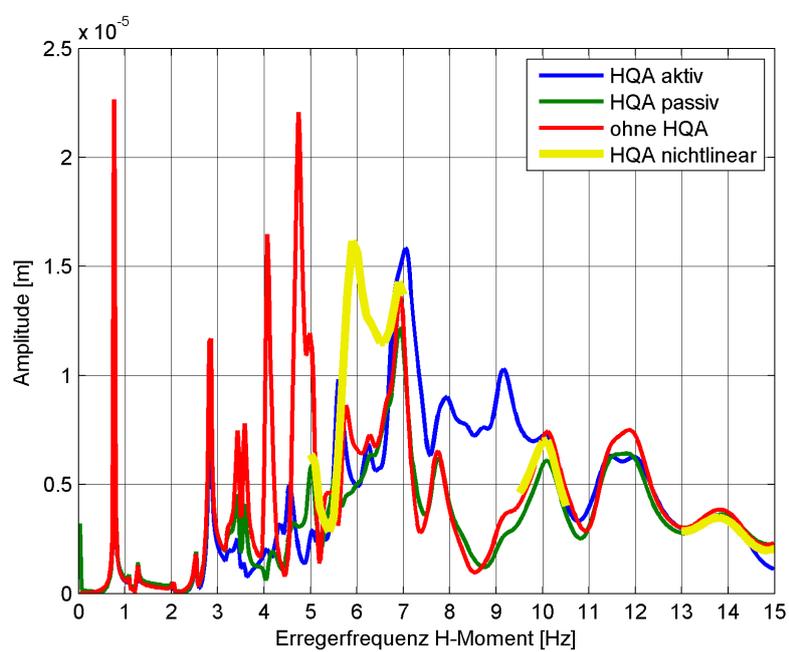
Frequenzgänge am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P2



Frequenzgänge am Brückendeck in x-Richtung / Messpunkt: P3

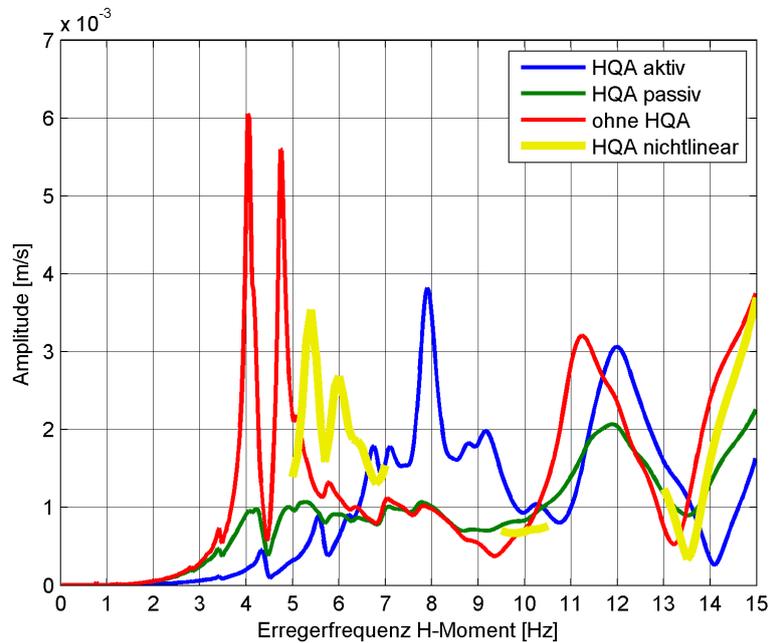


Frequenzgänge am Brückendeck in y-Richtung / Messpunkt: P3

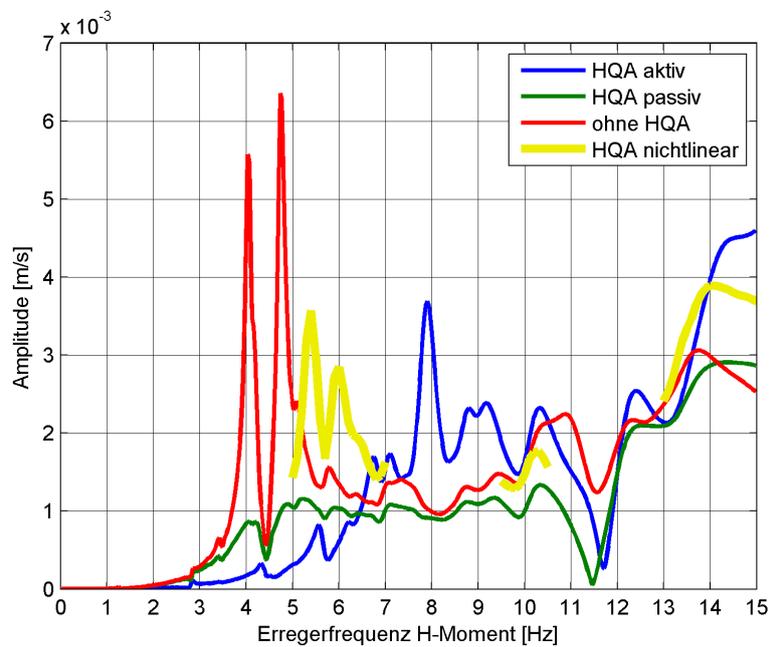


Frequenzgänge am Brückendeck in z-Richtung / Messpunkt: P3

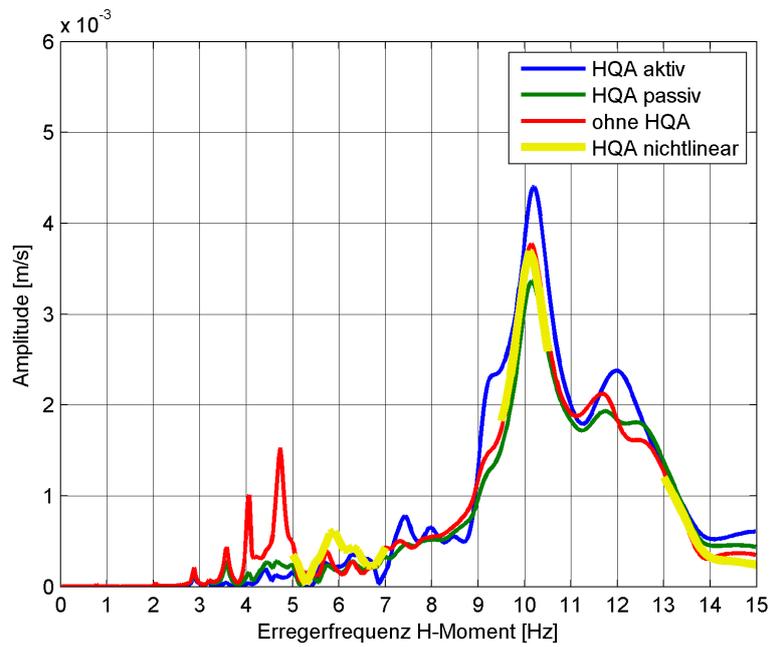
## C.2. Gesamtmodell – Schwingschnelle



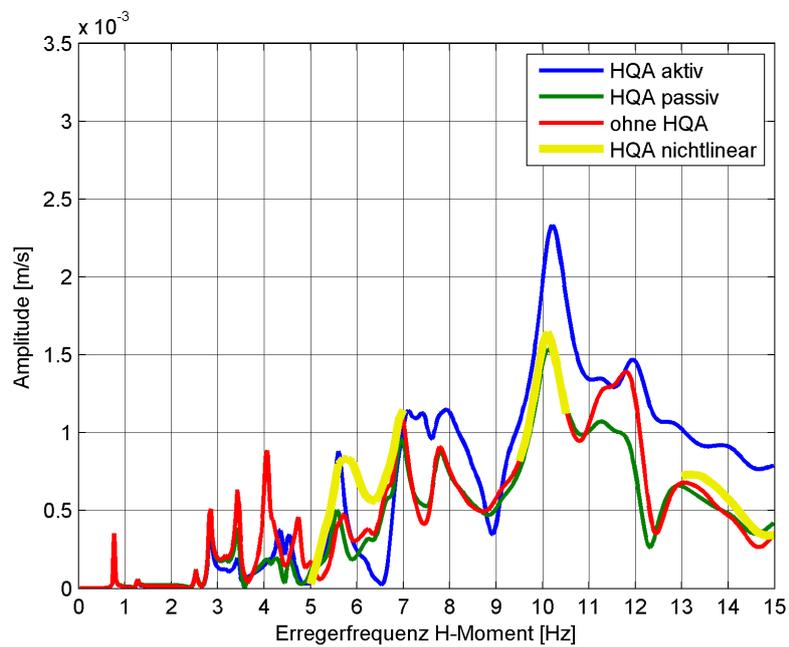
Frequenzgänge am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P1



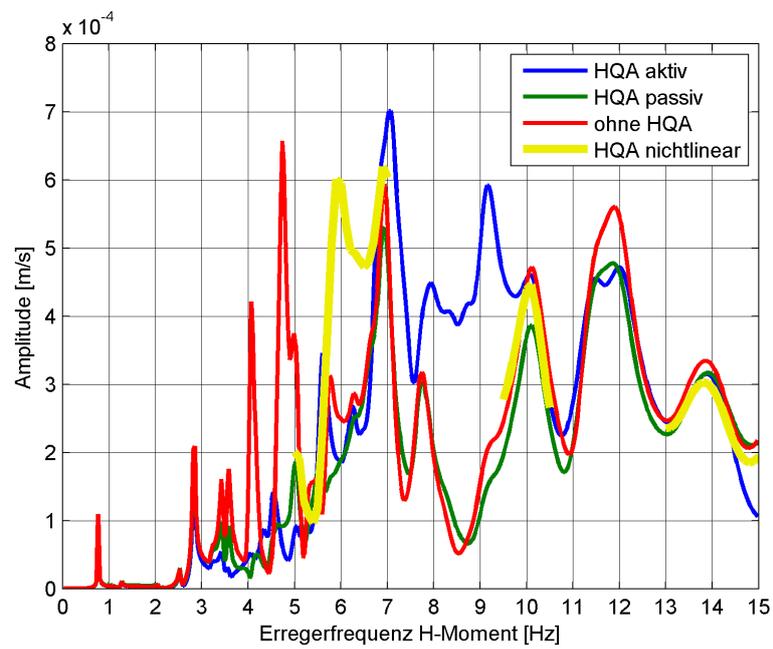
Frequenzgänge am Motor in y-Richtung / Messpunkt: P2



Frequenzgänge am Brückendeck in x-Richtung / Messpunkt: P3



Frequenzgänge am Brückendeck in y-Richtung / Messpunkt: P3



Frequenzgänge am Brückendeck in z-Richtung / Messpunkt: P3



```

%c, %c
*CFCLOSE
! Daten an festgelegten Nodes auslesen
NSOL,2,51579,U,Y,Vorne_Y
NSOL,3,51579,U,Z,Vorne_Z
NSOL,4,51575,U,Y,Mitte_Y
NSOL,5,51575,U,Z,Mitte_Z
NSOL,6,51570,U,Y,Hinten_Y
NSOL,7,51570,U,Z,Hinten_Z
NSOL,8,3508,U,Y,Ref_Huelle_Y
NSOL,9,3508,U,Z,Ref_Huelle_Z
! Eintragen der Real- und Imaginaerteile in den Result Vektor
*DIM, Results, array, 500, 17
VGET, Results(1,1), 1
VGET, Results(1,2), 2, , 0
VGET, Results(1,3), 2, , 1
VGET, Results(1,4), 3, , 0
VGET, Results(1,5), 3, , 1
VGET, Results(1,6), 4, , 0
VGET, Results(1,7), 4, , 1
VGET, Results(1,8), 5, , 0
VGET, Results(1,9), 5, , 1
VGET, Results(1,10), 6, , 0
VGET, Results(1,11), 6, , 1
VGET, Results(1,12), 7, , 0
VGET, Results(1,13), 7, , 1
VGET, Results(1,14), 8, , 0
VGET, Results(1,15), 8, , 1
VGET, Results(1,16), 9, , 0
VGET, Results(1,17), 9, , 1
! Result Vektor an die CSV Datei anhaengen
*CFOOPEN, output_file(1), csv, , APPEND
*VWRITE, Results(1,1), Results(1,2), Results(1,3), Results(1,4), Results(1,5), Results(1,6), Results(1,7),
Results(1,8), Results(1,9), Results(1,10), Results(1,11), Results(1,12), Results(1,13), Results(1,14),
Results(1,15), Results(1,16), Results(1,17)
%f, %e, %e
*CFCLOSE

```

## D.3. Matlab Auswertung

```

%% Initialisierung
clear all; clc; close all;

%% Einlesen
Data_Sub_Motor_on = csvread('..\Auswertung\Linear\Submodell_HQA_on_linear_Sub_Moto.csv', 3, 0);
Data_Sub_Motor_ohne = csvread('..\Auswertung\Linear\Submodell_ohne_HQA_Sub_Motor.csv', 3, 0);
Data_Ges_Motor_on = csvread('..\Auswertung\Linear\Gesamtmodell_HQA_on_linear_Ges_M.csv', 3, 0);
Data_Ges_NavDeck_on = csvread('..\Auswertung\Linear\Gesamtmodell_HQA_on_linear_Ges_N.csv', 3, 0);
Data_Ges_Motor_off = csvread('..\Auswertung\Linear\Gesamtmodell_HQA_off_linear_Ges_Motor.csv', 3, 0);
Data_Ges_NavDeck_off = csvread('..\Auswertung\Linear\Gesamtmodell_HQA_off_linear_Ges_NavDeck.csv',
3, 0);
Data_Ges_Motor_ohne = csvread('..\Auswertung\Linear\Gesamtmodell_ohne_HQA_Ges_Motor.csv', 3, 0);
Data_Ges_NavDeck_ohne = csvread('..\Auswertung\Linear\Gesamtmodell_ohne_HQA_Ges_NavDec.csv', 3, 0);

%% Daten aufarbeiten
% Obere Frequenz
og = find(Data_Sub_Motor_on(:,1) < 15, 1, 'last');
% Frequenz
Frequenz = Data_Sub_Motor_on(1:og, 1);
% Submodell HQA on
Sub_Motor_on_Vorne = Data_Sub_Motor_on(1:og, 2:5);
Sub_Motor_on_Hinten = Data_Sub_Motor_on(1:og, 10:13);
% Submodell ohne HQA
Sub_Motor_ohne_Vorne = Data_Sub_Motor_ohne(1:og, 2:5);
Sub_Motor_ohne_Hinten = Data_Sub_Motor_ohne(1:og, 10:13);
% Gesamtmodell HQA on
Ges_Motor_on_Vorne = Data_Ges_Motor_on(1:og, 2:5);
Ges_Motor_on_Hinten = Data_Ges_Motor_on(1:og, 10:13);
Ges_NavDeck_on_BB = Data_Ges_NavDeck_on(1:og, 2:7);
% Gesamtmodell HQA off
Ges_Motor_off_Vorne = Data_Ges_Motor_off(1:og, 2:5);
Ges_Motor_off_Hinten = Data_Ges_Motor_off(1:og, 10:13);
Ges_NavDeck_off_BB = Data_Ges_NavDeck_off(1:og, 2:7);
% Gesamtmodell HQA ohne
Ges_Motor_ohne_Vorne = Data_Ges_Motor_ohne(1:og, 2:5);
Ges_Motor_ohne_Hinten = Data_Ges_Motor_ohne(1:og, 10:13);
Ges_NavDeck_ohne_BB = Data_Ges_NavDeck_ohne(1:og, 2:7);

%% Amplituden bestimmen
% Submodell HQA on
Sub_Motor_on_Vorne_Y_Weg = sqrt(Sub_Motor_on_Vorne(:,1).^2 + Sub_Motor_on_Vorne(:,2).^2);
Sub_Motor_on_Hinten_Y_Weg = sqrt(Sub_Motor_on_Hinten(:,1).^2 + Sub_Motor_on_Hinten(:,2).^2);
Sub_Motor_on_Vorne_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Sub_Motor_on_Vorne(:,1).^2 + Sub_Motor_on_Vorne(:,2).^2)
.* Frequenz * 2 * pi;

```

```

Sub_Motor_on_Hinten_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Sub_Motor_on_Hinten(:,1).^2 + Sub_Motor_on_Hinten(:,2).^2)
.* Frequenz*2*pi;
% Submodell ohne HQA
Sub_Motor_ohne_Vorne_Y_Weg = sqrt(Sub_Motor_ohne_Vorne(:,1).^2 + Sub_Motor_ohne_Vorne(:,2).^2);
Sub_Motor_ohne_Hinten_Y_Weg = sqrt(Sub_Motor_ohne_Hinten(:,1).^2 + Sub_Motor_ohne_Hinten(:,2).^2);
Sub_Motor_ohne_Vorne_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Sub_Motor_ohne_Vorne(:,1).^2 + Sub_Motor_ohne_Vorne(:,2).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Sub_Motor_ohne_Hinten_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Sub_Motor_ohne_Hinten(:,1).^2 + Sub_Motor_ohne_Hinten(:,2).^2)
.* Frequenz*2*pi;
% Gesamtmodell HQA on
Ges_Motor_on_Vorne_Y_Weg = sqrt(Ges_Motor_on_Vorne(:,1).^2 + Ges_Motor_on_Vorne(:,2).^2);
Ges_Motor_on_Hinten_Y_Weg = sqrt(Ges_Motor_on_Hinten(:,1).^2 + Ges_Motor_on_Hinten(:,2).^2);
Ges_NavDeck_on_BB_X_Weg = sqrt(Ges_NavDeck_on_BB(:,1).^2 + Ges_NavDeck_on_BB(:,2).^2);
Ges_NavDeck_on_BB_Y_Weg = sqrt(Ges_NavDeck_on_BB(:,3).^2 + Ges_NavDeck_on_BB(:,4).^2);
Ges_NavDeck_on_BB_Z_Weg = sqrt(Ges_NavDeck_on_BB(:,5).^2 + Ges_NavDeck_on_BB(:,6).^2);
Ges_Motor_on_Vorne_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_Motor_on_Vorne(:,1).^2 + Ges_Motor_on_Vorne(:,2).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Ges_Motor_on_Hinten_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_Motor_on_Hinten(:,1).^2 + Ges_Motor_on_Hinten(:,2).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Ges_NavDeck_on_BB_X_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_NavDeck_on_BB(:,1).^2 + Ges_NavDeck_on_BB(:,2).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Ges_NavDeck_on_BB_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_NavDeck_on_BB(:,3).^2 + Ges_NavDeck_on_BB(:,4).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Ges_NavDeck_on_BB_Z_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_NavDeck_on_BB(:,5).^2 + Ges_NavDeck_on_BB(:,6).^2)
.* Frequenz*2*pi;
% Gesamtmodell HQA off
Ges_Motor_off_Vorne_Y_Weg = sqrt(Ges_Motor_off_Vorne(:,1).^2 + Ges_Motor_off_Vorne(:,2).^2);
Ges_Motor_off_Hinten_Y_Weg = sqrt(Ges_Motor_off_Hinten(:,1).^2 + Ges_Motor_off_Hinten(:,2).^2);
Ges_NavDeck_off_BB_X_Weg = sqrt(Ges_NavDeck_off_BB(:,1).^2 + Ges_NavDeck_off_BB(:,2).^2);
Ges_NavDeck_off_BB_Y_Weg = sqrt(Ges_NavDeck_off_BB(:,3).^2 + Ges_NavDeck_off_BB(:,4).^2);
Ges_NavDeck_off_BB_Z_Weg = sqrt(Ges_NavDeck_off_BB(:,5).^2 + Ges_NavDeck_off_BB(:,6).^2);
Ges_Motor_off_Vorne_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_Motor_off_Vorne(:,1).^2 + Ges_Motor_off_Vorne(:,2).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Ges_Motor_off_Hinten_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_Motor_off_Hinten(:,1).^2 + Ges_Motor_off_Hinten(:,2).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Ges_NavDeck_off_BB_X_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_NavDeck_off_BB(:,1).^2 + Ges_NavDeck_off_BB(:,2).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Ges_NavDeck_off_BB_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_NavDeck_off_BB(:,3).^2 + Ges_NavDeck_off_BB(:,4).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Ges_NavDeck_off_BB_Z_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_NavDeck_off_BB(:,5).^2 + Ges_NavDeck_off_BB(:,6).^2)
.* Frequenz*2*pi;
% Gesamtmodell HQA ohne
Ges_Motor_ohne_Vorne_Y_Weg = sqrt(Ges_Motor_ohne_Vorne(:,1).^2 + Ges_Motor_ohne_Vorne(:,2).^2);
Ges_Motor_ohne_Hinten_Y_Weg = sqrt(Ges_Motor_ohne_Hinten(:,1).^2 + Ges_Motor_ohne_Hinten(:,2).^2);
Ges_NavDeck_ohne_BB_X_Weg = sqrt(Ges_NavDeck_ohne_BB(:,1).^2 + Ges_NavDeck_ohne_BB(:,2).^2);
Ges_NavDeck_ohne_BB_Y_Weg = sqrt(Ges_NavDeck_ohne_BB(:,3).^2 + Ges_NavDeck_ohne_BB(:,4).^2);
Ges_NavDeck_ohne_BB_Z_Weg = sqrt(Ges_NavDeck_ohne_BB(:,5).^2 + Ges_NavDeck_ohne_BB(:,6).^2);
Ges_Motor_ohne_Vorne_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_Motor_ohne_Vorne(:,1).^2 + Ges_Motor_ohne_Vorne(:,2).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Ges_Motor_ohne_Hinten_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_Motor_ohne_Hinten(:,1).^2 + Ges_Motor_ohne_Hinten(:,2).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Ges_NavDeck_ohne_BB_X_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_NavDeck_ohne_BB(:,1).^2 + Ges_NavDeck_ohne_BB(:,2).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Ges_NavDeck_ohne_BB_Y_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_NavDeck_ohne_BB(:,3).^2 + Ges_NavDeck_ohne_BB(:,4).^2)
.* Frequenz*2*pi;
Ges_NavDeck_ohne_BB_Z_Geschwindigkeit = sqrt(Ges_NavDeck_ohne_BB(:,5).^2 + Ges_NavDeck_ohne_BB(:,6).^2)
.* Frequenz*2*pi;

%% Ausgeben Weg
% Submodell Graphen Anhang
figure(1)
plot(Frequenz,Sub_Motor_on_Vorne_Y_Weg,Frequenz,Sub_Motor_ohne_Vorne_Y_Weg,'--','color',[0 0 1],
      'LineWidth',2)
hold all
plot(Frequenz,Sub_Motor_on_Hinten_Y_Weg,Frequenz,Sub_Motor_ohne_Hinten_Y_Weg,'--','color',[1 0 0],
      'LineWidth',2)
grid on
set(gca, 'GridLineStyle', '-')
set(gca, 'XTick', 0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment [Hz]')
ylabel('Amplitude [m]')
hold off
legend('Vorne_HQA_aktiv','Vorne_ohne_HQA','Hinten_HQA_aktiv','Hinten_ohne_HQA')
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Frequenzgang_Submodell.png -r300

% Gesamtmodell Graphen Motor
figure(2)
plot(Frequenz,Ges_Motor_on_Vorne_Y_Weg,Frequenz,Ges_Motor_off_Vorne_Y_Weg,Frequenz,
      Ges_Motor_ohne_Vorne_Y_Weg,'LineWidth',2)
grid on
set(gca, 'GridLineStyle', '-')
set(gca, 'XTick', 0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment [Hz]')
ylabel('Amplitude [m]')
legend('HQA_aktiv','HQA_passiv','ohne_HQA')
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Frequenzgang_Gesamtmodell_Motor_vorne_y_weg.png -r300

figure(3)

```

```

plot(Frequenz,Ges_Motor_on_Hinten_Y_Weg,Frequenz,Ges_Motor_off_Hinten_Y_Weg,Frequenz ,
     Ges_Motor_ohne_Hinten_Y_Weg,'LineWidth',2)
grid on
set(gca,'GridLineStyle','--')
set(gca,'XTick',0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment_[Hz]')
ylabel('Amplitude_[m]')
legend('HQA_aktiv','HQA_passiv','ohne_HQA')
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Frequenzgang_Gesamtmodell_Motor_hinten_y_weg.png -r300

% Gesamtmodell Graphen NavDeck X-Richtung
figure(4)
plot(Frequenz,Ges_NavDeck_on_BB_X_Weg,Frequenz,Ges_NavDeck_off_BB_X_Weg,Frequenz ,
     Ges_NavDeck_ohne_BB_X_Weg,'LineWidth',2)
grid on
set(gca,'GridLineStyle','--')
set(gca,'XTick',0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment_[Hz]')
ylabel('Amplitude_[m]')
legend('HQA_aktiv','HQA_passiv','ohne_HQA')
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Frequenzgang_Gesamtmodell_NavDeck_BB_x_weg.png -r300

% Gesamtmodell Graphen NavDeck Y-Richtung
figure(5)
plot(Frequenz,Ges_NavDeck_on_BB_Y_Weg,Frequenz,Ges_NavDeck_off_BB_Y_Weg,Frequenz ,
     Ges_NavDeck_ohne_BB_Y_Weg,'LineWidth',2)
grid on
set(gca,'GridLineStyle','--')
set(gca,'XTick',0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment_[Hz]')
ylabel('Amplitude_[m]')
legend('HQA_aktiv','HQA_passiv','ohne_HQA')
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Frequenzgang_Gesamtmodell_NavDeck_BB_y_weg.png -r300

% Gesamtmodell Graphen NavDeck Z-Richtung
figure(6)
plot(Frequenz,Ges_NavDeck_on_BB_Z_Weg,Frequenz,Ges_NavDeck_off_BB_Z_Weg,Frequenz ,
     Ges_NavDeck_ohne_BB_Z_Weg,'LineWidth',2)
grid on
set(gca,'GridLineStyle','--')
set(gca,'XTick',0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment_[Hz]')
ylabel('Amplitude_[m]')
legend('HQA_aktiv','HQA_passiv','ohne_HQA')
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Frequenzgang_Gesamtmodell_NavDeck_BB_z_weg.png -r300

%% Ausgeben Geschwindigkeit
% Submodell Graphen Anhang
figure(7)
plot(Frequenz,Sub_Motor_on_Vorne_Y_Geschwindigkeit,Frequenz,Sub_Motor_ohne_Vorne_Y_Geschwindigkeit ,
     '--','color',[0 0 1],'LineWidth',2)
hold all
plot(Frequenz,Sub_Motor_on_Hinten_Y_Geschwindigkeit,Frequenz,Sub_Motor_ohne_Hinten_Y_Geschwindigkeit ,
     '--','color',[1 0 0],'LineWidth',2)
grid on
set(gca,'GridLineStyle','--')
set(gca,'XTick',0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment_[Hz]')
ylabel('Amplitude_[m/s]')
hold off
legend('Vorne_HQA_aktiv','Vorne_ohne_HQA','Hinten_HQA_aktiv','Hinten_ohne_HQA')
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Frequenzgang_Submodell_geschw.png -r300

% Gesamtmodell Graphen Motor
figure(8)
plot(Frequenz,Ges_Motor_on_Vorne_Y_Geschwindigkeit,Frequenz,Ges_Motor_off_Vorne_Y_Geschwindigkeit ,
     Frequenz,Ges_Motor_ohne_Vorne_Y_Geschwindigkeit,'LineWidth',2)
grid on
set(gca,'GridLineStyle','--')
set(gca,'XTick',0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment_[Hz]')
ylabel('Amplitude_[m/s]')
legend('HQA_aktiv','HQA_passiv','ohne_HQA')
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Frequenzgang_Gesamtmodell_Motor_vorne_y_geschw.png -r300

figure(9)
plot(Frequenz,Ges_Motor_on_Hinten_Y_Geschwindigkeit,Frequenz,Ges_Motor_off_Hinten_Y_Geschwindigkeit ,
     Frequenz,Ges_Motor_ohne_Hinten_Y_Geschwindigkeit,'LineWidth',2)
grid on
set(gca,'GridLineStyle','--')
set(gca,'XTick',0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment_[Hz]')
ylabel('Amplitude_[m/s]')
legend('HQA_aktiv','HQA_passiv','ohne_HQA')

```

```

set(gcf, 'PaperUnits', 'inches', 'PaperSize', [5.84, 4.38], 'PaperPosition', [0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Frequenzgang_Gesamtmodell_Motor_hinten_y_geschw.png -r300

% Gesamtmodell Graphen NavDeck X-Richtung
figure(10)
plot(Frequenz, Ges_NavDeck_on_BB_X_Geschwindigkeit, Frequenz, Ges_NavDeck_off_BB_X_Geschwindigkeit,
      Frequenz, Ges_NavDeck_ohne_BB_X_Geschwindigkeit, 'LineWidth', 2)
grid on
set(gca, 'GridLineStyle', '-')
set(gca, 'XTick', 0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment [Hz]')
ylabel('Amplitude [m/s]')
legend('HQA_aktiv', 'HQA_passiv', 'ohne_HQA')
set(gcf, 'PaperUnits', 'inches', 'PaperSize', [5.84, 4.38], 'PaperPosition', [0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Frequenzgang_Gesamtmodell_NavDeck_BB_x_geschw.png -r300

% Gesamtmodell Graphen NavDeck Y-Richtung
figure(11)
plot(Frequenz, Ges_NavDeck_on_BB_Y_Geschwindigkeit, Frequenz, Ges_NavDeck_off_BB_Y_Geschwindigkeit,
      Frequenz, Ges_NavDeck_ohne_BB_Y_Geschwindigkeit, 'LineWidth', 2)
grid on
set(gca, 'GridLineStyle', '-')
set(gca, 'XTick', 0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment [Hz]')
ylabel('Amplitude [m/s]')
legend('HQA_aktiv', 'HQA_passiv', 'ohne_HQA')
set(gcf, 'PaperUnits', 'inches', 'PaperSize', [5.84, 4.38], 'PaperPosition', [0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Frequenzgang_Gesamtmodell_NavDeck_BB_y_geschw.png -r300

% Gesamtmodell Graphen NavDeck Z-Richtung
figure(12)
plot(Frequenz, Ges_NavDeck_on_BB_Z_Geschwindigkeit, Frequenz, Ges_NavDeck_off_BB_Z_Geschwindigkeit,
      Frequenz, Ges_NavDeck_ohne_BB_Z_Geschwindigkeit, 'LineWidth', 2)
grid on
set(gca, 'GridLineStyle', '-')
set(gca, 'XTick', 0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment [Hz]')
ylabel('Amplitude [m/s]')
legend('HQA_aktiv', 'HQA_passiv', 'ohne_HQA')
set(gcf, 'PaperUnits', 'inches', 'PaperSize', [5.84, 4.38], 'PaperPosition', [0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Frequenzgang_Gesamtmodell_NavDeck_BB_z_geschw.png -r300

%% Graphen Bacheorarbeit Durchfuehrung
figure(13)
plot(Frequenz, Sub_Motor_on_Vorne_Y_Weg, Frequenz, Sub_Motor_ohne_Vorne_Y_Weg, '--', 'color', [0 0 1], '
      LineWidth', 2)
hold all
plot(Frequenz, Ges_Motor_on_Vorne_Y_Weg, Frequenz, Ges_Motor_ohne_Vorne_Y_Weg, '--', 'color', [1 0 0], '
      LineWidth', 2)
grid on
set(gca, 'GridLineStyle', '-')
set(gca, 'XTick', 0:1:15)
xlabel('Erregerfrequenz_H-Moment [Hz]')
ylabel('Amplitude [m]')
hold off
legend('Submodell_HQA_aktiv', 'Submodell_ohne_HQA', 'Gesamtmodell_HQA_aktiv', 'Gesamtmodell_ohne_HQA')
set(gcf, 'PaperUnits', 'inches', 'PaperSize', [5.84, 4.38], 'PaperPosition', [0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Linear\Mobility_Study_Vorne.png -r300

```

# E. Nichtlineare Berechnungsskripte

## E.1. Transiente Berechnung

```
#####
! Autor: Jan Buck
! Datum: 31.05.2013
#####

! Modell anpassen
/INPUT,weak_springs,inp          ! Weiche Federn einfuegen

! Eingabe Variablen
modell = '_Ges'                  ! Zusatz fuer Gesamt- oder Submodell Skript
*GET,filename,ACTIVE,0,JOBNAM   ! Jobname ermitteln
anz_freq = 21                   ! Anzahl zu berechnender Erregerfrequenzen
*Dim,frequenz,ARRAY,anz_freq,1 ! Vektor fuer Frequenzen anlegen
*Dim,frequenz_string,CHAR,anz_freq,1 ! Vektor fuer Frequenzen in Dateinamen anlegen
frequenz(1) = 7,7.1,7.2,7.3,7.4,7.5,7.6,7.7,7.8,7.9 ! Frequenzen eintragen
frequenz(11) = 8,8.1,8.2,8.3,8.4,8.5,8.6,8.7,8.8,8.9 ! Frequenzen eintragen
frequenz(21) = 9                 ! Frequenzen eintragen
frequenz_string(1) = '7_0','7_1','7_2','7_3','7_4','7_5','7_6','7_7','7_8','7_9' ! Frequenzen als
Strings
frequenz_string(11) = '8_0','8_1','8_2','8_3','8_4','8_5','8_6','8_7','8_8','8_9' ! Frequenzen als
Strings
frequenz_string(21) = '9_0'      ! Frequenzen als
Strings

perioden = 40                   ! Anzahl zu berechnender Perioden
steps_pro_periode = 32         ! Anzahl steps pro Periode
ramp_periode = 10              ! Anzahl Perioden ueber die die Last hochgefahren wird
pi = 3.14159265359             ! Wert fuer Pi
max_substep = 20               ! Maximale Anzahl Substeps

! Berechnungsgrundlagen
FINISH                          ! Grundstellung
ALLSEL                          ! Alles auswaehlen
/SOLU
ANTYPE,TRANS                   ! Transiente Analyse
TRNOPT,FULL                    ! Modal/Reduziert/Voll
LUMPM,OFF                      ! Knotenmassen Ja/Nein
NLGEOM,OFF                    ! Grosse Verformungen Ja/Nein
AUTOTS,ON                      ! Zeitschrittweite automatisch waehlen Ja/Nein
NSUBST,1,max_substep,1        ! Anzahl Berechnungsschritte festlegen [Startschrittgroesse/Max/Min]
OUTRES,ERASE                   ! Default wiederherstellen
OUTRES,ALL,NONE                ! Alle Ausgaben unterdruecken
OUTRES,NSOL,LAST              ! Node DOF fuer jeden Schritt schreiben
OUTRES,V,LAST                  ! Node Geschwindigkeit fuer jeden Schritt schreiben
OUTRES,A,LAST                  ! Node Beschleunigung fuer jeden Schritt schreiben
TIMINT,ON                     ! Transiente Effekte Ja/Nein
KBC,0                          ! Schrittweise Belastung
NCNV,0                         ! Nicht abbrechen bei Convergence Error
NEQIT,50                       ! Iterationsschritte Newton/Raphson
ALPHAD,0.088185057            ! Massenproportionale Daempfung
BETAD,0.000949345            ! Steifigkeitsproportionale Daempfung
RESCONTROL,NORESTART          ! Keine Restart Dateien schreiben (ldhi,...)

! Berechnung
FINISH
*DO,i1,1,anz_freq,1
  name =                          ! Variable loeschen um verify Message zu
  unterdruecken
  *DIM,name,STRING,100          ! Name String definieren
  name(1) = '%filename%_f_%frequenz_string(i1)%' ! Name String zusammensetzen
  /FILENAME,name(1),0           ! Jobname an Berechnungslauf anpassen
  t_ende = perioden/frequenz(i1) ! Berechnungsdauer
  steps = perioden*steps_pro_periode ! Berechnungsschritte
  dt = t_ende/steps            ! Schrittweite
  /SOLU
  i2 = 1/(steps_pro_periode*ramp_periode)
  *DO,t,dt,(steps_pro_periode*ramp_periode)*dt,dt
    time,t
    f1 = i2*0.045378*frequenz(i1)**2*sin(2*pi*frequenz(i1)*t) !Kraft fuer Motor erzeugen
    f2 = i2*2*0.045378*frequenz(i1)**2*sin(2*pi*frequenz(i1)*t) !Kraft fuer Motor erzeugen
    fln = -i2*0.045378*frequenz(i1)**2*sin(2*pi*frequenz(i1)*t) !Kraft fuer Motor erzeugen
```

```

f2n = -i2*2*0.045378*frequenz(i1)**2*sin(2*pi*frequenz(i1)*t) !Kraft fuer Motor erezugen
F,50143,FY,f1
F,50144,FY,f2
F,50145,FY,f2
F,50146,FY,f2
F,50147,FY,f2
F,50148,FY,f2
F,50149,FY,f2
F,50150,FY,f2
F,50151,FY,f1
F,50841,FY,f1n
F,50842,FY,f2n
F,50843,FY,f2n
F,50844,FY,f2n
F,50845,FY,f2n
F,50846,FY,f2n
F,50847,FY,f2n
F,50848,FY,f2n
F,50849,FY,f1n
solve
*GET,number_substeps,ACTIVE,,solu,ncmss ! Manuelles Abbruchkriterium bei dem
  Frequenz uebersprungen wird
*IF,number_substeps,EQ,max_substep,EXIT ! Manuelles Abbruchkriterium bei dem
  Frequenz uebersprungen wird
i2 = i2 + 1/(steps_pro_periode*ramp_periode) ! Manuelles Abbruchkriterium bei dem
  Frequenz uebersprungen wird
*ENDDO
*DO,t,(steps_pro_periode*ramp_periode+1)*dt,t_ende,dt ! Manuelles Abbruchkriterium bei dem
  Frequenz uebersprungen wird
*GET,number_substeps,ACTIVE,,solu,ncmss ! Manuelles Abbruchkriterium bei dem
  Frequenz uebersprungen wird
*IF,number_substeps,EQ,max_substep,EXIT ! Manuelles Abbruchkriterium bei dem
  Frequenz uebersprungen wird
time,t
f1 = 0.045378*frequenz(i1)**2*sin(2*pi*frequenz(i1)*t) !Kraft fuer Motor erezugen
f2 = 2*0.045378*frequenz(i1)**2*sin(2*pi*frequenz(i1)*t) !Kraft fuer Motor erezugen
f1n = -0.045378*frequenz(i1)**2*sin(2*pi*frequenz(i1)*t) !Kraft fuer Motor erezugen
f2n = -2*0.045378*frequenz(i1)**2*sin(2*pi*frequenz(i1)*t) !Kraft fuer Motor erezugen
F,50143,FY,f1
F,50144,FY,f2
F,50145,FY,f2
F,50146,FY,f2
F,50147,FY,f2
F,50148,FY,f2
F,50149,FY,f2
F,50150,FY,f2
F,50151,FY,f1
F,50841,FY,f1n
F,50842,FY,f2n
F,50843,FY,f2n
F,50844,FY,f2n
F,50845,FY,f2n
F,50846,FY,f2n
F,50847,FY,f2n
F,50848,FY,f2n
F,50849,FY,f1n
solve
*ENDDO
! Auswertung
/POST26
NSOL,2,51570,U,Y,Hinten ! Postprocessor aufrufen
NSOL,3,51575,U,Y,Mitte ! Auswertepunkt Motor
NSOL,4,51579,U,Y,Vorne ! Auswertepunkt Motor
PLVAR,2,3,4 ! Auswertepunkte Graph

/UI,copy,save,jpeg,graph,color,reverse,portrait ! JPG erzeugen von Graph

/INPUT,export_Motor_Weg,inp ! Export nach Excel
/INPUT,export_NavDeck_Weg,inp ! Export nach Excel
/INPUT,export_PoopDeck_Weg,inp ! Export nach Excel
/INPUT,export_Motor_Geschwindigkeit,inp ! Export nach Excel
/INPUT,export_NavDeck_Geschwindigkeit,inp ! Export nach Excel
/INPUT,export_PoopDeck_Geschwindigkeit,inp ! Export nach Excel
/INPUT,export_Motor_Beschleunigung,inp ! Export nach Excel
/INPUT,export_NavDeck_Beschleunigung,inp ! Export nach Excel
/INPUT,export_PoopDeck_Beschleunigung,inp ! Export nach Excel
FINISH
*ENDDO
FINISH
/EXIT,NOSAVE

```

## E.2. Weiche Federlagerung

```

#####
! Autor: Jan Buck

```



```

*VWRITE, Results(1,1), Results(1,2), Results(1,3), Results(1,4), Results(1,5), Results(1,6), Results(1,7),
      Results(1,8), Results(1,9), Results(1,10)
%f, %e, %e, %e, %e, %e, %e, %e, %e, %e
*CFCLOSE

! Aufräumen
output_file = ! Variable löschen um verify Message zu unterdrücken
Results = ! Variable löschen um verify Message zu unterdrücken

```

## E.4. Matlab Auswertung

```

%% Initialisierung
clear all; clc; close all;

%% Daten ursprung festlegen
myFolder = 'E:\Daten\HAW\Semester_7\Bachelorarbeit\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz';
if ~isdir(myFolder)
    errorMessage = sprintf('Error:~The~following~folder~does~not~exist:~\n%s', myFolder);
    uiwait( warndlg(errorMessage) );
    return;
end

%% Motor Weg Daten einlesen
filePattern = fullfile(myFolder, '*Motor_Weg.csv');
csvFiles = dir(filePattern);
for k = 1:length(csvFiles)
    baseFileName = csvFiles(k).name;
    fullFileName = fullfile(myFolder, baseFileName);
    fprintf(1, 'Now_reading_%s\n', fullFileName);
    Data_temp = csvread(fullFileName, 2, 0);
    if k == 32
        Motor_Weg_Vorne_Y_32 = Data_temp(:, 2);
        Time_32 = Data_temp(:, 1);
    end
    if size(Data_temp, 1) == 2560
        Motor_Weg_Vorne_Y(:, k) = Data_temp(1281:2560, 2);
        Motor_Weg_Hinten_Y(:, k) = Data_temp(1281:2560, 6);
        Time(:, k) = Data_temp(1:1280, 1);
    else
        Motor_Weg_Vorne_Y(:, k) = Data_temp(:, 2);
        Motor_Weg_Hinten_Y(:, k) = Data_temp(:, 6);
        Time(:, k) = Data_temp(:, 1);
    end
end

%% Motor Geschwindigkeit Daten einlesen
filePattern = fullfile(myFolder, '*Motor_Geschwindigkeit.csv');
csvFiles = dir(filePattern);
for k = 1:length(csvFiles)
    baseFileName = csvFiles(k).name;
    fullFileName = fullfile(myFolder, baseFileName);
    fprintf(1, 'Now_reading_%s\n', fullFileName);
    Data_temp = csvread(fullFileName, 2, 0);
    if size(Data_temp, 1) == 2560
        Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y(:, k) = Data_temp(1281:2560, 2);
        Motor_Geschwindigkeit_Mitte_Y(:, k) = Data_temp(1281:2560, 4);
        Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y(:, k) = Data_temp(1281:2560, 6);
    else
        Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y(:, k) = Data_temp(:, 2);
        Motor_Geschwindigkeit_Mitte_Y(:, k) = Data_temp(:, 4);
        Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y(:, k) = Data_temp(:, 6);
    end
end

%% NavDeck Weg Daten einlesen
filePattern = fullfile(myFolder, '*NavDeck_Weg.csv');
csvFiles = dir(filePattern);
for k = 1:length(csvFiles)
    baseFileName = csvFiles(k).name;
    fullFileName = fullfile(myFolder, baseFileName);
    fprintf(1, 'Now_reading_%s\n', fullFileName);
    Data_temp = csvread(fullFileName, 2, 0);
    if size(Data_temp, 1) == 2560
        NavDeck_Weg_BB_X(:, k) = Data_temp(1281:2560, 2);
        NavDeck_Weg_BB_Y(:, k) = Data_temp(1281:2560, 3);
        NavDeck_Weg_BB_Z(:, k) = Data_temp(1281:2560, 4);
    else
        NavDeck_Weg_BB_X(:, k) = Data_temp(:, 2);
        NavDeck_Weg_BB_Y(:, k) = Data_temp(:, 3);
        NavDeck_Weg_BB_Z(:, k) = Data_temp(:, 4);
    end
end

```

```

%% NavDeck Geschwindigkeit Daten einlesen
filePattern = fullfile(myFolder, '*NavDeck_Geschwindigkeit.csv');
csvFiles = dir(filePattern);
for k = 1:length(csvFiles)
    baseFileName = csvFiles(k).name;
    fullFileName = fullfile(myFolder, baseFileName);
    fprintf(1, 'Now reading %s\n', fullFileName);
    Data_temp = csvread(fullFileName,2,0);
    if size(Data_temp,1) == 2560
        NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X(:,k) = Data_temp(1281:2560,2);
        NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y(:,k) = Data_temp(1281:2560,3);
        NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z(:,k) = Data_temp(1281:2560,4);
    else
        NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X(:,k) = Data_temp(:,2);
        NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y(:,k) = Data_temp(:,3);
        NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z(:,k) = Data_temp(:,4);
    end
end

%% FFT Parameter
cut = 3/4;
main = 40*cut+1;

%% FFT durchfuehren Motor vorne - Weg
for i1 = 1:length(csvFiles)
    steps = size(Motor_Weg_Vorne_Y,1);
    Kraft = Motor_Weg_Vorne_Y(1280*(1-cut):1280,i1);
    N = size(Kraft,1); % Anzahl Stuetzstellen
    T = Time(1280,i1)*cut; % Signaldauer
    t = linspace(0,1,N)*T; % Zeitvektor
    alpha = linspace(0,1,N)*360; % Kurbelwinkel
    % FFT Parameter
    fs = 1/T; % Abtastfrequenz
    Ts = T; % Abtastdauer
    fnum = ceil(N/2); % Spiegelung abschneiden
    f = 0:fs:fs*(fnum-1); % Frequenzen der FFT festlegen
    % FFT
    y_fft = fft(Kraft)/N; % FFT - Amplitude auf Anzahl der Stuetzstellen normiert
    y_fft(1) = y_fft(1)/2; % Korrektur der Amplitude des Konstanten Anteils
    plot(f,2*abs(y_fft(1:fnum))) % Amplituden wegen Spiegelung doppelt
    grid on
    % Daten schreiben
    Motor_Weg_Vorne_Y_fft(:,i1) = 2*abs(y_fft(1:fnum));
    Motor_Weg_Vorne_Y_f(:,i1) = f;
end
Motor_Weg_Vorne_Y_fft_main_8 = Motor_Weg_Vorne_Y_fft(main,:); % 8. Ordnung rausschreiben

%% FFT durchfuehren Motor hinten - Weg
for i1 = 1:length(csvFiles)
    steps = size(Motor_Weg_Hinten_Y,1);
    Kraft = Motor_Weg_Hinten_Y(1280*(1-cut):1280,i1);
    N = size(Kraft,1); % Anzahl Stuetzstellen
    T = Time(1280,i1)*cut; % Signaldauer
    t = linspace(0,1,N)*T; % Zeitvektor
    alpha = linspace(0,1,N)*360; % Kurbelwinkel
    % FFT Parameter
    fs = 1/T; % Abtastfrequenz
    Ts = T; % Abtastdauer
    fnum = ceil(N/2); % Spiegelung abschneiden
    f = 0:fs:fs*(fnum-1); % Frequenzen der FFT festlegen
    % FFT
    y_fft = fft(Kraft)/N; % FFT - Amplitude auf Anzahl der Stuetzstellen normiert
    y_fft(1) = y_fft(1)/2; % Korrektur der Amplitude des Konstanten Anteils
    plot(f,2*abs(y_fft(1:fnum))) % Amplituden wegen Spiegelung doppelt
    grid on
    % Daten schreiben
    Motor_Weg_Hinten_Y_fft(:,i1) = 2*abs(y_fft(1:fnum));
    Motor_Weg_Hinten_Y_f(:,i1) = f;
end
Motor_Weg_Hinten_Y_fft_main_8 = Motor_Weg_Hinten_Y_fft(main,:); % 8. Ordnung rausschreiben

%% FFT durchfuehren Motor vorne - Geschwindigkeit
for i1 = 1:length(csvFiles)
    steps = size(Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y,1);
    Kraft = Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y(1280*(1-cut):1280,i1);
    N = size(Kraft,1); % Anzahl Stuetzstellen
    T = Time(1280,i1)*cut; % Signaldauer
    t = linspace(0,1,N)*T; % Zeitvektor
    alpha = linspace(0,1,N)*360; % Kurbelwinkel
    % FFT Parameter
    fs = 1/T; % Abtastfrequenz
    Ts = T; % Abtastdauer
    fnum = ceil(N/2); % Spiegelung abschneiden
    f = 0:fs:fs*(fnum-1); % Frequenzen der FFT festlegen
    % FFT
    y_fft = fft(Kraft)/N; % FFT - Amplitude auf Anzahl der Stuetzstellen normiert
    y_fft(1) = y_fft(1)/2; % Korrektur der Amplitude des Konstanten Anteils
    plot(f,2*abs(y_fft(1:fnum))) % Amplituden wegen Spiegelung doppelt
    grid on
    % Daten schreiben

```

```

    Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y_fft(:,il) = 2*abs(y_fft(1:fnum));
    Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y_f(:,il) = f;
end
Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y_fft_main_8 = Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y_fft(main,:); % 8. Ordnung
rausschreiben

%% FFT durchfuehren Motor hinten - Geschwindigkeit
for il = 1:length(csvFiles)
    steps = size(Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y,1);
    Kraft = Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y(1280*(1-cut):1280,il);
    N = size(Kraft,1); % Anzahl Stuetzstellen
    T = Time(1280,il)*cut; % Signaldauer
    t = linspace(0,1,N)*T; % Zeitvektor
    alpha = linspace(0,1,N)*360; % Kurbelwinkel
    % FFT Parameter
    fs = 1/T; % Abtastfrequenz
    Ts = T; % Abtastdauer
    fnum = ceil(N/2); % Spiegelung abschneiden
    f = 0:fs:fs*(fnum-1); % Frequenzen der FFT festlegen
    % FFT
    y_fft = fft(Kraft)/N; % FFT - Amplitude auf Anzahl der Stuetzstellen normiert
    y_fft(1) = y_fft(1)/2; % Korrektur der Amplitude des Konstanten Anteils
    plot(f,2*abs(y_fft(1:fnum))) % Amplituden wegen Spiegelung doppelt
    grid on
    % Daten schreiben
    Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y_fft(:,il) = 2*abs(y_fft(1:fnum));
    Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y_f(:,il) = f;
end
Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y_fft_main_8 = Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y_fft(main,:); % 8. Ordnung
rausschreiben

%% FFT durchfuehren NavDeck - BB - X - Weg
for il = 1:length(csvFiles)
    steps = size(NavDeck_Weg_BB_X,1);
    Kraft = NavDeck_Weg_BB_X(1280*(1-cut):1280,il);
    N = size(Kraft,1); % Anzahl Stuetzstellen
    T = Time(1280,il)*cut; % Signaldauer
    t = linspace(0,1,N)*T; % Zeitvektor
    alpha = linspace(0,1,N)*360; % Kurbelwinkel
    % FFT Parameter
    fs = 1/T; % Abtastfrequenz
    Ts = T; % Abtastdauer
    fnum = ceil(N/2); % Spiegelung abschneiden
    f = 0:fs:fs*(fnum-1); % Frequenzen der FFT festlegen
    % FFT
    y_fft = fft(Kraft)/N; % FFT - Amplitude auf Anzahl der Stuetzstellen normiert
    y_fft(1) = y_fft(1)/2; % Korrektur der Amplitude des Konstanten Anteils
    plot(f,2*abs(y_fft(1:fnum))) % Amplituden wegen Spiegelung doppelt
    grid on
    % Daten schreiben
    NavDeck_Weg_BB_X_fft(:,il) = 2*abs(y_fft(1:fnum));
    NavDeck_Weg_BB_X_f(:,il) = f;
end
NavDeck_Weg_BB_X_fft_main_8 = NavDeck_Weg_BB_X_fft(main,:); % 8. Ordnung rausschreiben

%% FFT durchfuehren NavDeck - BB - Y - Weg
for il = 1:length(csvFiles)
    steps = size(NavDeck_Weg_BB_Y,1);
    Kraft = NavDeck_Weg_BB_Y(1280*(1-cut):1280,il);
    N = size(Kraft,1); % Anzahl Stuetzstellen
    T = Time(1280,il)*cut; % Signaldauer
    t = linspace(0,1,N)*T; % Zeitvektor
    alpha = linspace(0,1,N)*360; % Kurbelwinkel
    % FFT Parameter
    fs = 1/T; % Abtastfrequenz
    Ts = T; % Abtastdauer
    fnum = ceil(N/2); % Spiegelung abschneiden
    f = 0:fs:fs*(fnum-1); % Frequenzen der FFT festlegen
    % FFT
    y_fft = fft(Kraft)/N; % FFT - Amplitude auf Anzahl der Stuetzstellen normiert
    y_fft(1) = y_fft(1)/2; % Korrektur der Amplitude des Konstanten Anteils
    plot(f,2*abs(y_fft(1:fnum))) % Amplituden wegen Spiegelung doppelt
    grid on
    % Daten schreiben
    NavDeck_Weg_BB_Y_fft(:,il) = 2*abs(y_fft(1:fnum));
    NavDeck_Weg_BB_Y_f(:,il) = f;
end
NavDeck_Weg_BB_Y_fft_main_8 = NavDeck_Weg_BB_Y_fft(main,:); % 8. Ordnung rausschreiben

%% FFT durchfuehren NavDeck - BB - Z - Weg
for il = 1:length(csvFiles)
    steps = size(NavDeck_Weg_BB_Z,1);
    Kraft = NavDeck_Weg_BB_Z(1280*(1-cut):1280,il);
    N = size(Kraft,1); % Anzahl Stuetzstellen
    T = Time(1280,il)*cut; % Signaldauer
    t = linspace(0,1,N)*T; % Zeitvektor
    alpha = linspace(0,1,N)*360; % Kurbelwinkel
    % FFT Parameter
    fs = 1/T; % Abtastfrequenz
    Ts = T; % Abtastdauer

```

```

fnum = ceil(N/2);           % Spiegelung abschneiden
f = 0:fs:fs*(fnum-1);     % Frequenzen der FFT festlegen
% FFT
y_fft = fft(Kraft)/N;      % FFT - Amplitude auf Anzahl der Stuetzstellen normiert
y_fft(1) = y_fft(1)/2;     % Korrektur der Amplitude des Konstanten Anteils
plot(f,2*abs(y_fft(1:fnum))) % Amplituden wegen Spiegelung doppelt
grid on
% Daten schreiben
NavDeck_Weg_BB_Z_fft(:,i1) = 2*abs(y_fft(1:fnum));
NavDeck_Weg_BB_Z_f(:,i1) = f;
end
NavDeck_Weg_BB_Z_fft_main_8 = NavDeck_Weg_BB_Z_fft(main,:); % 8. Ordnung rausschreiben

%% FFT durchfuehren NavDeck - BB - X - Geschwindigkeit
for i1 = 1:length(csvFiles)
    steps = size(NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X,1);
    Kraft = NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X(1280*(1-cut):1280,i1);
    N = size(Kraft,1);      % Anzahl Stuetzstellen
    T = Time(1280,i1)*cut;  % Signaldauer
    t = linspace(0,1,N)*T;  % Zeitvektor
    alpha = linspace(0,1,N)*360; % Kurbelwinkel
    % FFT Parameter
    fs = 1/T;               % Abtastfrequenz
    Ts = T;                 % Abtastdauer
    fnum = ceil(N/2);       % Spiegelung abschneiden
    f = 0:fs:fs*(fnum-1);  % Frequenzen der FFT festlegen
    % FFT
    y_fft = fft(Kraft)/N;   % FFT - Amplitude auf Anzahl der Stuetzstellen normiert
    y_fft(1) = y_fft(1)/2;  % Korrektur der Amplitude des Konstanten Anteils
    plot(f,2*abs(y_fft(1:fnum))) % Amplituden wegen Spiegelung doppelt
    grid on
    % Daten schreiben
    NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X_fft(:,i1) = 2*abs(y_fft(1:fnum));
    NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X_f(:,i1) = f;
end
NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X_fft_main_8 = NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X_fft(main,:); % 8. Ordnung
rausschreiben

%% FFT durchfuehren NavDeck - BB - Y - Geschwindigkeit
for i1 = 1:length(csvFiles)
    steps = size(NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y,1);
    Kraft = NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y(1280*(1-cut):1280,i1);
    N = size(Kraft,1);      % Anzahl Stuetzstellen
    T = Time(1280,i1)*cut;  % Signaldauer
    t = linspace(0,1,N)*T;  % Zeitvektor
    alpha = linspace(0,1,N)*360; % Kurbelwinkel
    % FFT Parameter
    fs = 1/T;               % Abtastfrequenz
    Ts = T;                 % Abtastdauer
    fnum = ceil(N/2);       % Spiegelung abschneiden
    f = 0:fs:fs*(fnum-1);  % Frequenzen der FFT festlegen
    % FFT
    y_fft = fft(Kraft)/N;   % FFT - Amplitude auf Anzahl der Stuetzstellen normiert
    y_fft(1) = y_fft(1)/2;  % Korrektur der Amplitude des Konstanten Anteils
    plot(f,2*abs(y_fft(1:fnum))) % Amplituden wegen Spiegelung doppelt
    grid on
    % Daten schreiben
    NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y_fft(:,i1) = 2*abs(y_fft(1:fnum));
    NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y_f(:,i1) = f;
end
NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y_fft_main_8 = NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y_fft(main,:); % 8. Ordnung
rausschreiben

%% FFT durchfuehren NavDeck - BB - Z - Geschwindigkeit
for i1 = 1:length(csvFiles)
    steps = size(NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z,1);
    Kraft = NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z(1280*(1-cut):1280,i1);
    N = size(Kraft,1);      % Anzahl Stuetzstellen
    T = Time(1280,i1)*cut;  % Signaldauer
    t = linspace(0,1,N)*T;  % Zeitvektor
    alpha = linspace(0,1,N)*360; % Kurbelwinkel
    % FFT Parameter
    fs = 1/T;               % Abtastfrequenz
    Ts = T;                 % Abtastdauer
    fnum = ceil(N/2);       % Spiegelung abschneiden
    f = 0:fs:fs*(fnum-1);  % Frequenzen der FFT festlegen
    % FFT
    y_fft = fft(Kraft)/N;   % FFT - Amplitude auf Anzahl der Stuetzstellen normiert
    y_fft(1) = y_fft(1)/2;  % Korrektur der Amplitude des Konstanten Anteils
    plot(f,2*abs(y_fft(1:fnum))) % Amplituden wegen Spiegelung doppelt
    grid on
    % Daten schreiben
    NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z_fft(:,i1) = 2*abs(y_fft(1:fnum));
    NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z_f(:,i1) = f;
end
NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z_fft_main_8 = NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z_fft(main,:); % 8. Ordnung
rausschreiben

%% Export 8. Ordnung fuer vergleich mit linearen Berechnungen
save('8_Ordnung_Nichtlinear','*main_8')

```

```

%% Ausgabe
max_Frequenzanteil = 30;
Erregerfrequenzen = [5:0.1:7 9.5:0.1:10.5 13:0.1:15];
linewidth = 0.5;
close all

figure(2)
for i2 = 1:size(Motor_Weg_Vorne_Y_fft,2)
    max_freq = find(Motor_Weg_Vorne_Y_f(:,i2) < max_Frequenzanteil,1,'last');
    erregung = ones(1,max_freq)*Erregerfrequenzen(i2);
    plot3(Motor_Weg_Vorne_Y_f(1:max_freq,i2),erregung,Motor_Weg_Vorne_Y_fft(1:max_freq,i2),'LineWidth',linewidth)
    hold on
    xlim([0 max_Frequenzanteil])
    set(gca,'XTick',0:5:max_Frequenzanteil)
    set(gca,'YTick',5:1:15)
    grid on
    set(gca,'GridLineStyle','-')
    xlabel('Frequenzanteile [Hz]')
    ylabel('Erregerfrequenz_H-Moment [Hz]')
    zlabel('Amplitude [m]')
    view(-45,32)
end
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz\
    Wasserfall_Gesamtmodell_Motor_Weg_Vorne_Y.png -r300

figure(3)
for i2 = 1:size(Motor_Weg_Hinten_Y_fft,2)
    max_freq = find(Motor_Weg_Hinten_Y_f(:,i2) < max_Frequenzanteil,1,'last');
    erregung = ones(1,max_freq)*Erregerfrequenzen(i2);
    plot3(Motor_Weg_Hinten_Y_f(1:max_freq,i2),erregung,Motor_Weg_Hinten_Y_fft(1:max_freq,i2),'LineWidth',linewidth)
    hold on
    xlim([0 max_Frequenzanteil])
    set(gca,'XTick',0:5:max_Frequenzanteil)
    set(gca,'YTick',5:1:15)
    grid on
    set(gca,'GridLineStyle','-')
    xlabel('Frequenzanteile [Hz]')
    ylabel('Erregerfrequenz_H-Moment [Hz]')
    zlabel('Amplitude [m]')
    view(-45,32)
end
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz\
    Wasserfall_Gesamtmodell_Motor_Weg_Hinten_Y.png -r300

figure(4)
for i2 = 1:size(Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y_fft,2)
    max_freq = find(Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y_f(:,i2) < max_Frequenzanteil,1,'last');
    erregung = ones(1,max_freq)*Erregerfrequenzen(i2);
    plot3(Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y_f(1:max_freq,i2),erregung,Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y_fft(1:max_freq,i2),'LineWidth',linewidth)
    hold on
    xlim([0 max_Frequenzanteil])
    set(gca,'XTick',0:5:max_Frequenzanteil)
    set(gca,'YTick',5:1:15)
    grid on
    set(gca,'GridLineStyle','-')
    xlabel('Frequenzanteile [Hz]')
    ylabel('Erregerfrequenz_H-Moment [Hz]')
    zlabel('Amplitude [m/s]')
    view(-45,32)
end
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz\
    Wasserfall_Gesamtmodell_Motor_Geschwindigkeit_Vorne_Y.png -r300

figure(5)
for i2 = 1:size(Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y_fft,2)
    max_freq = find(Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y_f(:,i2) < max_Frequenzanteil,1,'last');
    erregung = ones(1,max_freq)*Erregerfrequenzen(i2);
    plot3(Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y_f(1:max_freq,i2),erregung,Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y_fft(1:max_freq,i2),'LineWidth',linewidth)
    hold on
    xlim([0 max_Frequenzanteil])
    set(gca,'XTick',0:5:max_Frequenzanteil)
    set(gca,'YTick',5:1:15)
    grid on
    set(gca,'GridLineStyle','-')
    xlabel('Frequenzanteile [Hz]')
    ylabel('Erregerfrequenz_H-Moment [Hz]')
    zlabel('Amplitude [m/s]')
    view(-45,32)
end
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz\
    Wasserfall_Gesamtmodell_Motor_Geschwindigkeit_Hinten_Y.png -r300

```

```

figure (6)
for i2 = 1: size(NavDeck_Weg_BB_X_fft,2)
    max_freq = find(NavDeck_Weg_BB_X_f(:,i2) < max_Frequenzanteil,1,'last');
    erregung = ones(1,max_freq)*Erregerfrequenzen(i2);
    plot3(NavDeck_Weg_BB_X_f(1:max_freq,i2),erregung,NavDeck_Weg_BB_X_fft(1:max_freq,i2),'LineWidth',
        linewidth)
    hold on
    xlim([0 max_Frequenzanteil])
    set(gca,'XTick',0:5:max_Frequenzanteil)
    set(gca,'YTick',5:1:15)
    grid on
    set(gca,'GridLineStyle','-')
    xlabel('Frequenzanteile_[Hz]')
    ylabel('Erregerfrequenz_H-Moment_[Hz]')
    zlabel('Amplitude_[m]')
    view(-45,32)
end
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz\
    Wasserfall_Gesamtmodell_NavDeck_Weg_BB_X.png -r300

figure (7)
for i2 = 1: size(NavDeck_Weg_BB_Y_fft,2)
    max_freq = find(NavDeck_Weg_BB_Y_f(:,i2) < max_Frequenzanteil,1,'last');
    erregung = ones(1,max_freq)*Erregerfrequenzen(i2);
    plot3(NavDeck_Weg_BB_Y_f(1:max_freq,i2),erregung,NavDeck_Weg_BB_Y_fft(1:max_freq,i2),'LineWidth',
        linewidth)
    hold on
    xlim([0 max_Frequenzanteil])
    set(gca,'XTick',0:5:max_Frequenzanteil)
    set(gca,'YTick',5:1:15)
    grid on
    set(gca,'GridLineStyle','-')
    xlabel('Frequenzanteile_[Hz]')
    ylabel('Erregerfrequenz_H-Moment_[Hz]')
    zlabel('Amplitude_[m]')
    view(-45,32)
end
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz\
    Wasserfall_Gesamtmodell_NavDeck_Weg_BB_Y.png -r300

figure (8)
for i2 = 1: size(NavDeck_Weg_BB_Z_fft,2)
    max_freq = find(NavDeck_Weg_BB_Z_f(:,i2) < max_Frequenzanteil,1,'last');
    erregung = ones(1,max_freq)*Erregerfrequenzen(i2);
    plot3(NavDeck_Weg_BB_Z_f(1:max_freq,i2),erregung,NavDeck_Weg_BB_Z_fft(1:max_freq,i2),'LineWidth',
        linewidth)
    hold on
    xlim([0 max_Frequenzanteil])
    set(gca,'XTick',0:5:max_Frequenzanteil)
    set(gca,'YTick',5:1:15)
    grid on
    set(gca,'GridLineStyle','-')
    xlabel('Frequenzanteile_[Hz]')
    ylabel('Erregerfrequenz_H-Moment_[Hz]')
    zlabel('Amplitude_[m]')
    view(-45,32)
end
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz\
    Wasserfall_Gesamtmodell_NavDeck_Weg_BB_Z.png -r300

figure (9)
for i2 = 1: size(NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X_fft,2)
    max_freq = find(NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X_f(:,i2) < max_Frequenzanteil,1,'last');
    erregung = ones(1,max_freq)*Erregerfrequenzen(i2);
    plot3(NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X_f(1:max_freq,i2),erregung,NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X_fft(1:
        max_freq,i2),'LineWidth',linewidth)
    hold on
    xlim([0 max_Frequenzanteil])
    set(gca,'XTick',0:5:max_Frequenzanteil)
    set(gca,'YTick',5:1:15)
    grid on
    set(gca,'GridLineStyle','-')
    xlabel('Frequenzanteile_[Hz]')
    ylabel('Erregerfrequenz_H-Moment_[Hz]')
    zlabel('Amplitude_[m/s]')
    view(-45,32)
end
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz\
    Wasserfall_Gesamtmodell_NavDeck_Geschwindigkeit_BB_X.png -r300

figure (10)
for i2 = 1: size(NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y_fft,2)
    max_freq = find(NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y_f(:,i2) < max_Frequenzanteil,1,'last');
    erregung = ones(1,max_freq)*Erregerfrequenzen(i2);

```

```

plot3(NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y_f(1:max_freq,i2),erregung,NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y_fft(1:
max_freq,i2),'LineWidth',linewidth)
hold on
xlim([0 max_Frequenzanteil])
set(gca,'XTick',0:5:max_Frequenzanteil)
set(gca,'YTick',5:1:15)
grid on
set(gca,'GridLineStyle','-')
xlabel('Frequenzanteile [Hz]')
ylabel('Erregerfrequenz_H-Moment [Hz]')
zlabel('Amplitude [m/s]')
view(-45,32)
end
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz\
Wasserfall_Gesamtmodell_NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Y.png -r300

figure(11)
for i2 = 1:size(NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z_fft,2)
max_freq = find(NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z_f(:,i2) < max_Frequenzanteil,1,'last');
erregung = ones(1,max_freq)*Erregerfrequenzen(i2);
plot3(NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z_f(1:max_freq,i2),erregung,NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z_fft(1:
max_freq,i2),'LineWidth',linewidth)
hold on
xlim([0 max_Frequenzanteil])
set(gca,'XTick',0:5:max_Frequenzanteil)
set(gca,'YTick',5:1:15)
grid on
set(gca,'GridLineStyle','-')
xlabel('Frequenzanteile [Hz]')
ylabel('Erregerfrequenz_H-Moment [Hz]')
zlabel('Amplitude [m/s]')
view(-45,32)
end
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz\
Wasserfall_Gesamtmodell_NavDeck_Geschwindigkeit_BB_Z.png -r300

figure(12)
plot(Time(:,4),Motor_Weg_Vorne_Y(:,4),'Linewidth',2)
grid on
set(gca,'GridLineStyle','-')
ylim([-1.5e-4 1e-4])
xlabel('Zeit [s]')
ylabel('Amplitude [m]')
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz\
Schwingung_Motor_vorne_y_weg_5_3_Hz_stabil.png -r300

figure(13)
plot(Time_32,Motor_Weg_Vorne_Y_32,'Linewidth',2)
grid on
set(gca,'GridLineStyle','-')
xlabel('Zeit [s]')
ylabel('Amplitude [m]')
set(gcf,'PaperUnits','inches','PaperSize',[5.84,4.38],'PaperPosition',[0 0 5.84 4.38])
print -dpng ..\Auswertung\Nichtlinear\Gesamtmodell_5_bis_15_Hz\
Schwingung_Motor_vorne_y_weg_10_5_Hz_stabil.png -r300

```



## Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

### Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Buck

Vorname: Jan

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Untersuchung des Einflusses von hydraulischen Querabstützungen auf das Schwingungsverhalten von Schiffen mittels nichtlinearer Finite-Elemente Simulation

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

*- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -*

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der Bachelorarbeit ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

05.08.2013

Datum

\_\_\_\_\_  
Unterschrift im Original