

Entwicklung und Validierung eines Balkenmodells zur Untersuchung der Mastschwingung von Re- galbediengeräten

Development and validation of a beam model to investigate the
mast vibrations of rack feeders

Themenstellende/r Prof. Dr.-Ing. Johannes Fottner
Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik

Betreuer/Betreuerin Andreas Rücker, M. Sc.

Eingereicht von Lukas Karzel
Friedenstraße 26
85748 Garching

Eingereicht am 04.04.2019 in Garching

Inventarnr. fml 2018/86

Wiss. Mitarbeiter Andreas Rücker, M. Sc.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
1 Einleitung	1
1.1 Ausgangssituation und Problemstellung	1
1.2 Zielsetzung	1
1.3 Vorgehensweise	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Grundlagen von RBG am Beispiel fml Forschungs-RBG	3
2.2 Bestimmung der Frequenz der Mastschwingung	4
2.3 Bisherige RBG-Schwingungsmodelle	7
2.3.1 Zwei-Massen-Modell	7
2.3.2 Mehrkörpermodell	8
3 Schwingungsmodellierung eines RBG	11
3.1 Modellierung nach <i>Bachmayer</i>	11
3.2 Aufbau des verwendeten Modells	12
3.3 Die Diskretisierung des Euler-Bernoulli-Balkens	13
3.3.1 Der Euler-Bernoulli Balken	13
3.3.2 Diskretisierung mittels Taylorreihenentwicklung	13
3.3.3 Bestimmung der virtuellen Knoten	16
3.3.4 Überführung in ein Zustandsraummodell	17
3.4 Ergänzung um innere Dämpfung	18
3.4.1 <i>Bachmayers</i> Dämpfungsmatrix	18
3.4.2 Herleitung der in der Simulation verwendeten Dämpfungsmatrix	20
3.5 Modellierung des Hubschlittens	22
3.6 Modellierung der Riemenschwingung	24
3.6.1 Modellierung des Riemens mittels zwei Federn	24
3.6.2 Modellierung des Riemens mittels einer Feder	26
3.7 Modellierung der Reibung	27
4 Parameterabschätzung in MATLAB	29
4.1 Grundlagen der Grey Box Model Estimation	29

4.2 Bestimmung der Balkenparameter EI , d und kT	29
4.3 Bestimmung der Riemen und Reibparameter	30
5 Ergebnisauswertung	33
5.1 Verwendung der Fahrwerksmessdaten als Modelleingang	33
5.2 Verwendung des sieben Phasen Verlaufs als Modelleingang	35
6 Zusammenfassung	39
Literaturverzeichnis	41
Abbildungsverzeichnis	43
Tabellenverzeichnis	47
Anhang A Das Messsystem	A-1
Anhang B Weitere gemessene Beschleunigungsverläufe	B-1
Anhang C Ansätze zur Bestimmung der Haftreibung	C-1
Anhang D Bedienung der MATLAB Funktionen	D-1
Anhang E Weitere Schwingungssimulationen	E-1

1 Einleitung

In diesem Kapitel soll zunächst eine kurze Einleitung in die Thematik dieser Arbeit gegeben werden.

1.1 Ausgangssituation und Problemstellung

Regalbediengeräte (RBG) sind fördertechnische Anlagen zur Ein- und Auslagerung von Lagereinheiten in Hochregallagern. Auf dem schienenengeführten Fahrwerk sind ein oder zwei Masten angebracht, welche den Hubschlitten mit dem Lastaufnahmemittel führen. Vereinfacht kann ein RBG als ein horizontal verfahrbarer vertikaler Balken mit einer daran angebrachten, in der Höhe verstellbaren Punktmasse angesehen werden. Durch die Fahrbewegung des RBG fängt das ganze System zu Schwingen an, was zu einer erhöhten Belastung der einzelnen Komponenten führt. Auch muss am Ende der Fahrbewegung eine Zeit lang gewartet werden bis die Schwingungen genügend abgenommen haben, bevor eine Ein- oder Auslagerung durchgeführt werden kann. Dies erhöht die Spielzeit und senkt damit den maximalen Durchsatz und die Energieeffizienz des Geräts. Der Einfluss der Mastschwingung auf die Energieeffizienz eines RBG soll auch im Rahmen des Forschungsprojekts „Entwicklung von Energieeffizienzklassen von Regalbediengeräten“ [Fot-2019] untersucht werden.

1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es ein Modell zur Simulation der Hauptschwingung des Masts in Gassenrichtung des fml lehrstuhleigenen RBG zu entwickeln. Dabei soll für verschiedene Fahrparameter (Ruck, Beschleunigung, Geschwindigkeit und Strecke) und verschiedene Hubschlitten Höhen die Schwingung möglichst genau vorhergesagt werden können.

1.3 Vorgehensweise

Mit Hilfe eines selbst entwickelten Messsystems soll die Beschleunigung simultan am Fahrwerk und am Hubschlitten gemessen werden. Aus der Differenz der beiden Beschleunigungsverläufe kann die Mastschwingung bestimmt werden. Anschließend wird in MATLAB ein Schwingungsmodell aufgestellt. Die simulierten Beschleunigungswerte und Frequenzen können mit den gemessenen verglichen werden. Zur

Abschätzung unbekannter Modellparameter kann MATLABs Grey Box Model Estimation verwendet werden.

2 Stand der Technik

In diesem Kapitel soll zunächst der schematische Aufbau und die Kinematik des lehrstuhleigenen RBG aufgezeigt werden. Anschließend wird die Frequenz der Mastschwingung aus Beschleunigungsmessdaten bestimmt. Abschließend werden noch zwei Modelle zur Simulation der transversalen Mastschwingung vorgestellt.

2.1 Grundlagen von RBG am Beispiel fml Forschungs-RBG

Das RBG des Lehrstuhls fml ist ein einmastiges Behälterregalbediengerät. Abbildung 2-1 zeigt den schematischen Aufbau. Horizontal verfährt das RBG auf einer Schiene, indem es sich mit einem Omega Antrieb an einem feststehenden Riemen entlangzieht. Auch der Hubschlitten verfährt mit Hilfe eines Riemens an einem vom Lehrstuhl entwickelten CFK Mast. Die Anzahl an Kohlenstofffaserlagen und damit auch die Steifigkeit des Mastes nimmt über die Masthöhe ab. Tabelle 2-1 zeigt einen Überblick über die grundlegenden Parameter des RBG. Der Wert für die Masse der Kopftraverse konnte nicht genau ermittelt werden und wurde geschätzt.

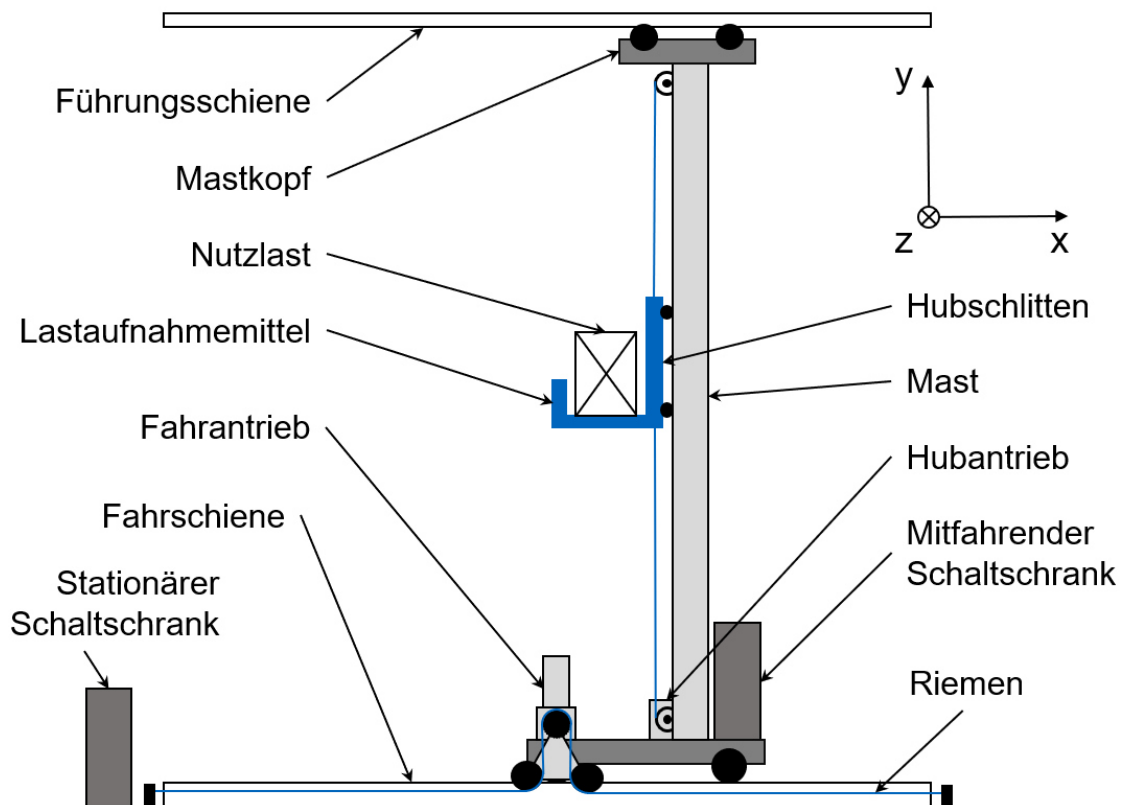


Abbildung 2-1: Schematischer Aufbau des lehrstuhleigenen RBG (vgl. [Fot-2019,S. 8])

Tabelle 2-1: Übersicht über die Parameter des RBG

Parameter	Symbol	Einheit	Wert
Masse Kopftraverse (geschätzt)	m_K	kg	25
Masse Mast mit Laufschiene	m_M	kg	118
Masse Fahrwerk und Rest	m_F	kg	1600
Höhe Mast	L	m	8,5
Länge Riemen	L_R	m	30,5
max. Ruck Fahrwerk		m/s^3	2,2
max. Beschleunigung Fahrwerk		m/s^2	3
max. Geschwindigkeit Fahrwerk		m/s	6

Das Regalbediengerät bewegt sich nach dem typischen sieben Phasen Verlauf. Die sieben Phasen beziehen sich dabei auf die sieben Ruckphasen einer Fahrt, wie in Abbildung 2-2-2 zu sehen. (vgl. [Fot-2019, Kap. 6.2])

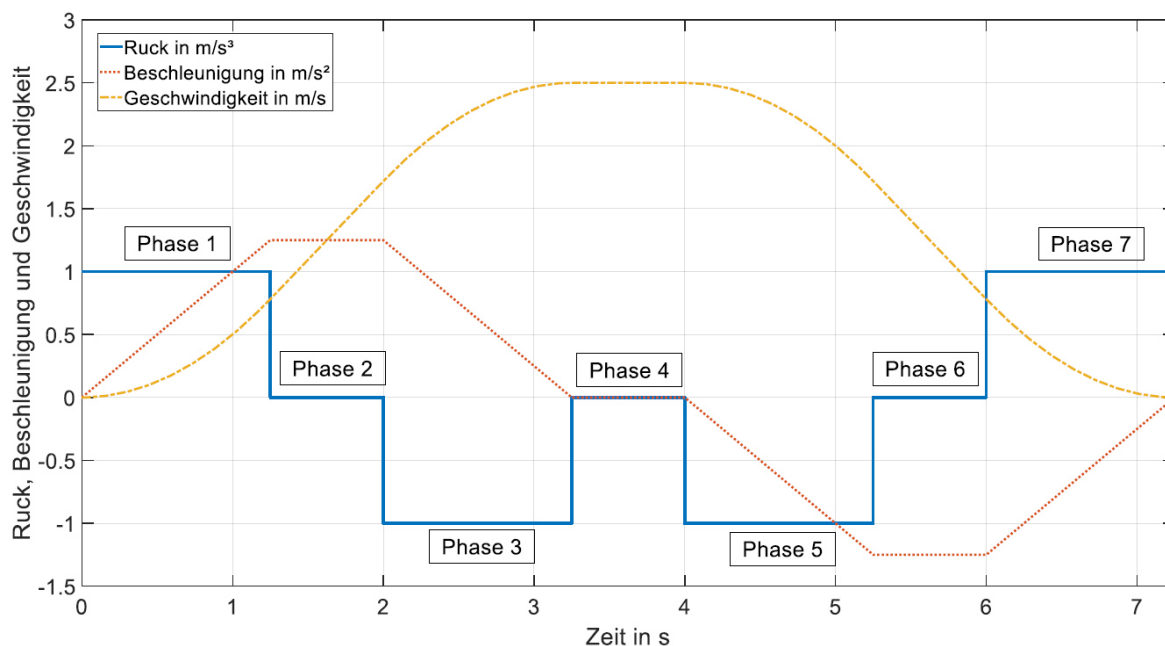


Abbildung 2-2-2: Die sieben Phasen des Ruckverlaufs einer RBG Fahrt [Fot-2019, S. 56]

2.2 Bestimmung der Frequenz der Mastschwingung

Abbildung 2-2-3 zeigt beispielhaft die tiefpassgefilterten Beschleunigungsverläufe einer Messfahrt mit einem Beschleunigungssensor auf dem Fahrschlitten und einem zweiten Sensor auf dem in ca. 7,3 m sich befindenden Hubschlitten. Abbildung 2-2-4 zeigt die zugehörigen Frequenzanteile berechnet mittels der schnellen Fourier-

Transformation (FFT). Um den Leck-Effekt zu minimieren wird dabei hier, wie auch im Folgendem, ein Hanning Fenster verwendet. Im niedrigfrequenten Bereich sind vor allem eine Frequenz von ca. 1,9 Hz und eine von ca. 3,4 Hz auffallend.

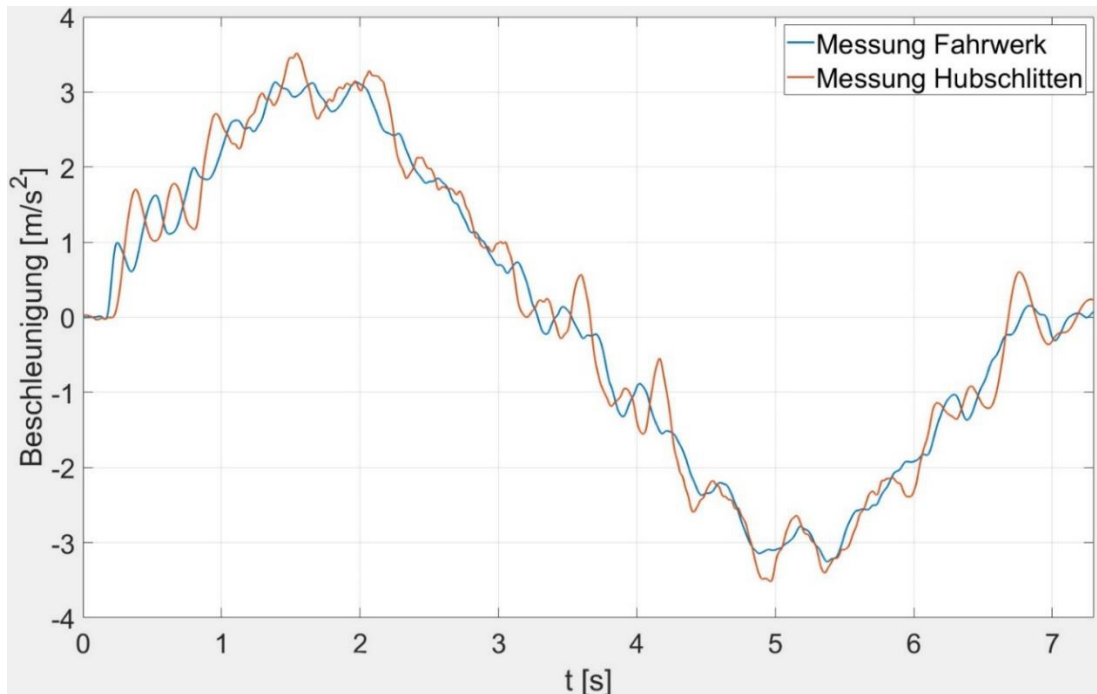


Abbildung 2-2-3: Tiefpassgefilterte Verläufe der gemessenen Beschleunigung des Fahrwerks und des Hubschlittens über die Zeit

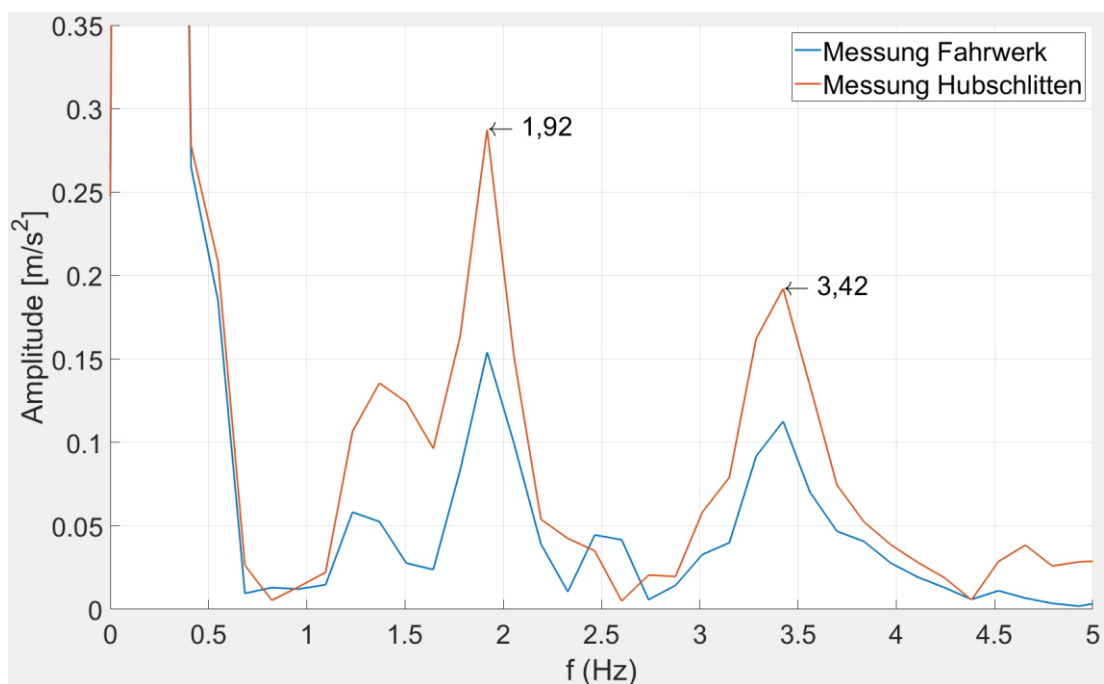


Abbildung 2-2-4: Ausschnitt der Frequenzspektren der gemessenen Beschleunigungsverläufe des Fahrwerks und des Hubschlittens

Werden beide Beschleunigungsverläufe voneinander abgezogen und die FFT bestimmt (Abbildung 2-2-5) zeigt sich vor allem die 3,4 Hz Schwingung noch dominant. Daher wird angenommen, dass die 3,4 Hz Schwingung auf die Balkenschwingung zurückzuführen ist und die 1,9 Hz Schwingung anderer Ursache sein muss.

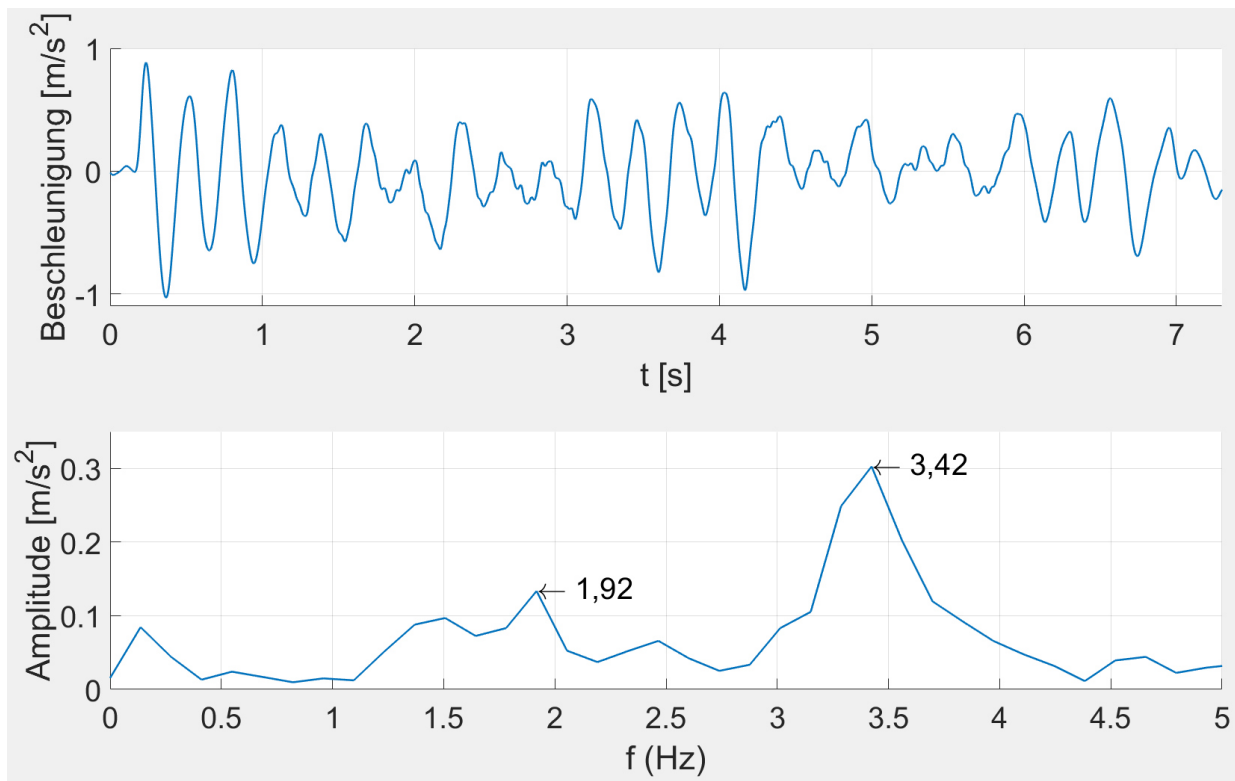


Abbildung 2-2-5: Differenz der tiefpassgefilterten Beschleunigungsverläufe des Fahrwerks und des Hubschlittens über die Zeit (oben) und im Frequenzbereich (unten)

Werden für Messfahrten mit verschiedenen Hubschlittenhöhen FFT durchgeführt, so lässt sich ein Zusammenhang zwischen Hubschlittenhöhe und Mastschwingungsfrequenz erkennen. So zeigt Abbildung 2-2-6 die Frequenzspektren von drei RBG Fahrten mit unterschiedlichen Hubschlittenhöhen. Wieder wurde hierfür die FFT der Differenz der Beschleunigung des Fahrwerks und des Hubschlittens bestimmt. Damit ergibt sich für eine Höhe des Hubschlittens von ca. 0,5 m eine Frequenz von ca. 5,4 Hz, für eine Höhe von ca. 4,5 m eine Frequenz von ca. 4,4 Hz und für eine Höhe von ca. 6,7 m eine Frequenz von ca. 3,6 Hz.

Das verwendete Messsystem basiert auf eine vorrangegangene Bachelorarbeit und wurde im Rahmen einer hilfswissenschaftlichen Tätigkeit weiterentwickelt. Näheres dazu ist im Anhang A zu finden. Die ungefilterten Beschleunigungsverläufe einer Fahrt, ein Ausschnitt der zugehörigen FFT bis 150 Hz und die Beschleunigungsverläufe von drei RBG Fahrten mit den gleichen Kinematikparametern übereinandergelegt sind im Anhang B zu finden.

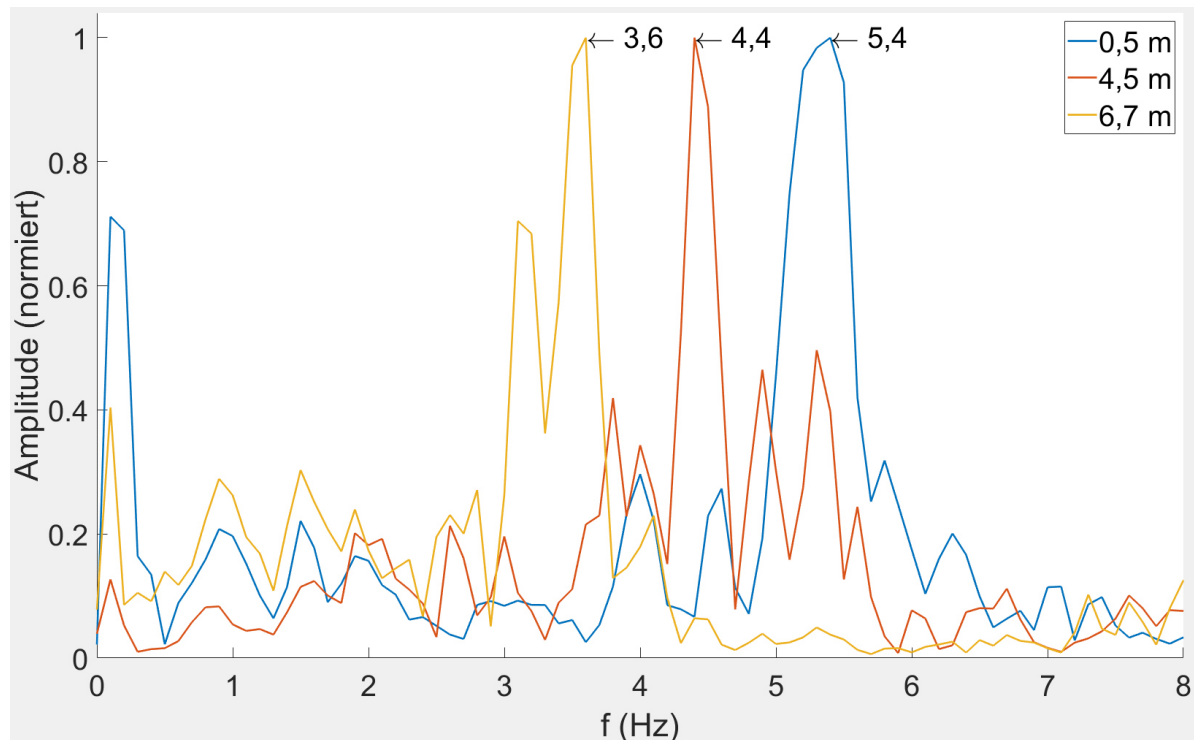


Abbildung 2-2-6: Ausschnitt aus drei Frequenzspektren der jeweiligen Differenz des Beschleunigungsverlaufs des Fahrwerks und des Hubschlittens. Der Hubschlitten befindet sich dabei je nach Verlauf auf circa 0,5 m, 4,5 m oder 6,7 m.

2.3 Bisherige RBG-Schwingungsmodelle

Die Mastschwingung von Regalbediengeräten ist schon seit langer Zeit Gegenstand der Forschung. Dafür wurden unterschiedliche Modelle aufgestellt. Im Folgenden sollen zwei davon vorgestellt werden. Das in der Arbeit verwendete Modell wird in Kapitel 3 beschrieben.

2.3.1 Zwei-Massen-Modell

Zur Simulation der transversalen Mastschwingung verwendet *Bopp* ein Zwei-Massen-Modell (Abbildung 2-7 links). Dabei wird die Masse des RBG auf eine Masse am Mastfuß (m_1) und eine Masse am Mastkopf (m_2) aufgeteilt. Die beiden Massen sind mit einem Feder-Dämpfer-Glied gekoppelt. Die aus dem Fahrtrieb kommende Antriebskraft F_A greift an m_1 an. Den Dämpfungsparameter d bestimmt *Bopp* durch die Betrachtung einer am RBG gemessenen Beschleunigungs-Abklingkurve. Zur Errechnung der Federsteifigkeit c berücksichtigt er sowohl die Verformung des Mastes als auch die Verformung der Bodentraverse. [Bop-1993]

Auch *Dietzel* stellt wie *Bopp* ein zwei Massen Modell auf (Abbildung 2-7 rechts), modelliert aber zusätzlich noch den Antrieb und die Antriebsregelung. [Die-1999]

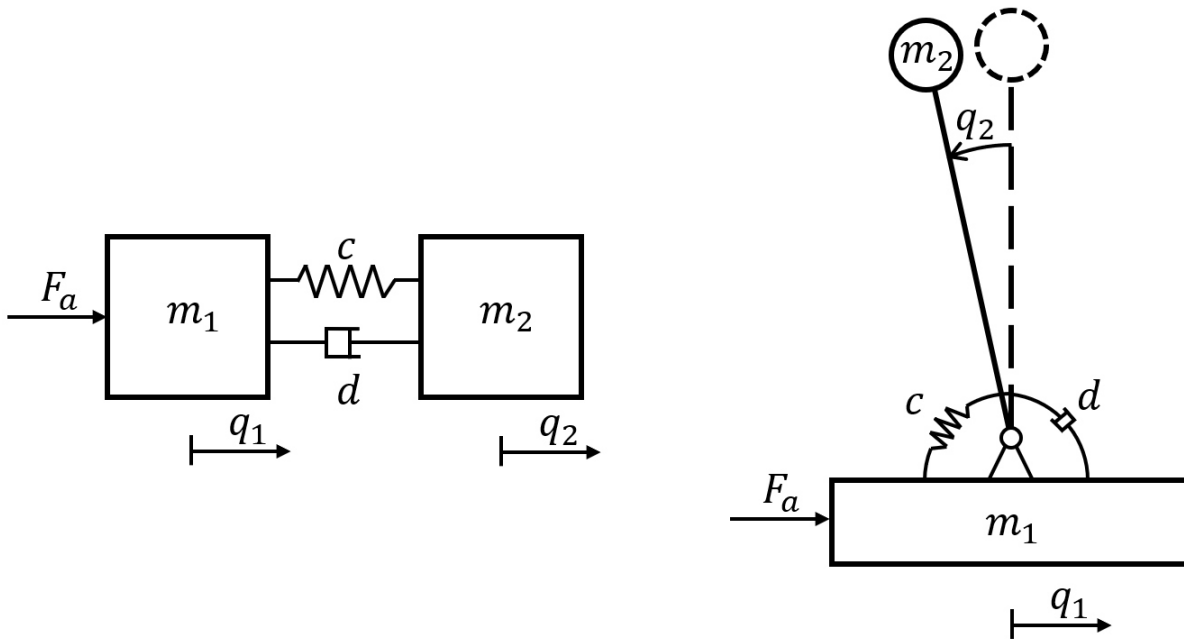


Abbildung 2-7: Modell von Bopp (links) (vgl. [Bop-1993, S.117]) und von Dietzel (rechts) (vgl. [Die-1999, S. 22])

2.3.2 Mehrkörpermodell

Schuhmacher modelliert das RBG als Mehrkörpersystem bestehend aus 13 Körpern. Diese sind das Fahrwerk, acht Mastsegmente, ein Antriebsrad vorne, ein Antriebsrad hinten, der Hubantrieb und der Hubwagen (Abbildung 2-8). Weiter berücksichtigt er in seinem Modell die Fahrwiderstände, die Durchbiegung der Bodentraverse, die Verformung der Schiene, das Motorverhalten und die Antriebsregelung. Die Differentialgleichungen des Modells werden mithilfe des Programmsystems Mesa Verde aufgestellt. [Sch-1994]

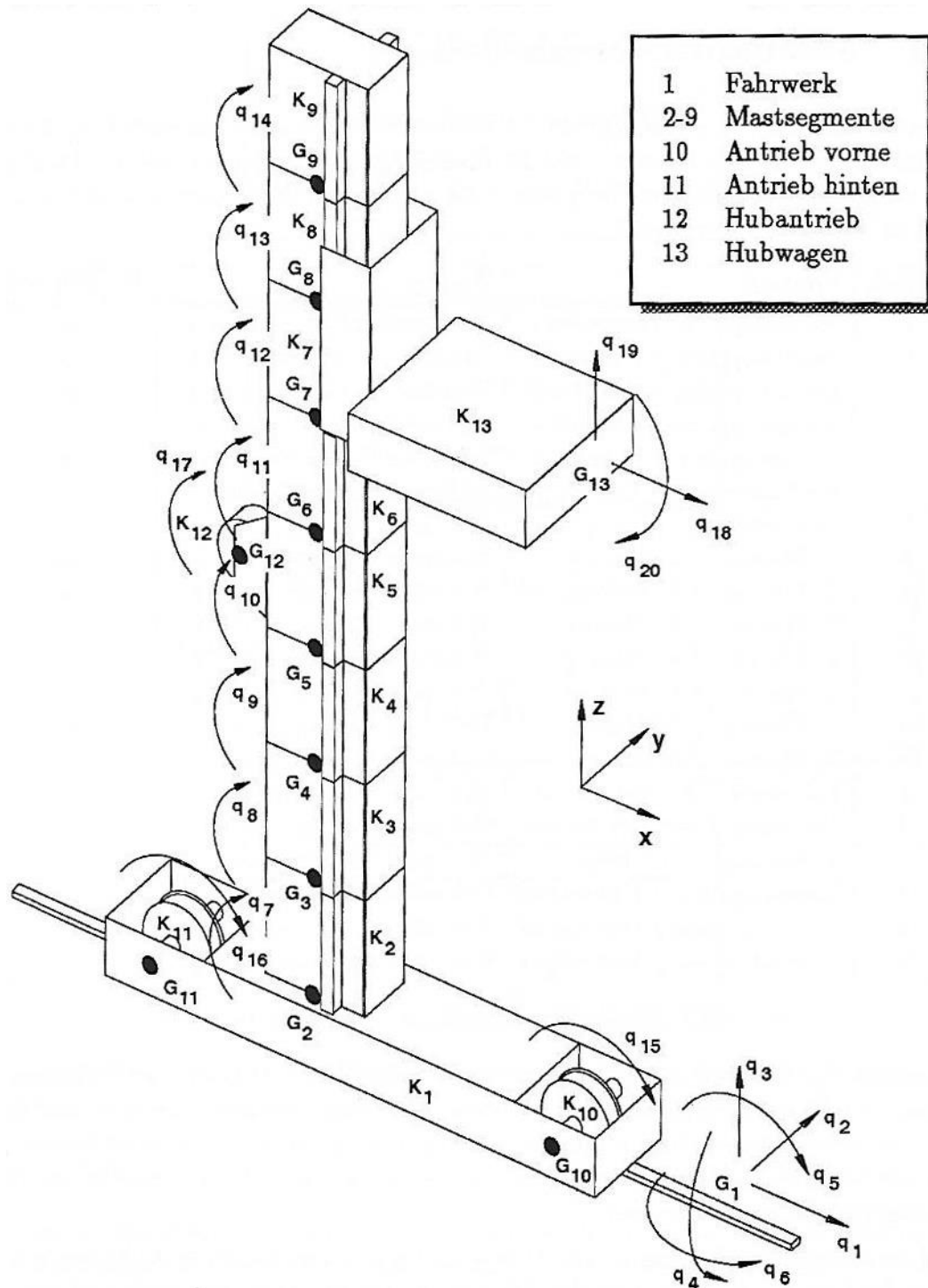


Abbildung 2-8: Schuhmachers Modell [Sch-1994, S. 28]

3 Schwingungsmodellierung eines RBG

Das erarbeitete Schwingungsmodell basiert zum größten Teil auf *Bachmayers* Arbeit „Effizientes Positionieren am Beispiel Regalbediengerät“ [Bac-2012]. Daher wird in diesem Kapitel zunächst eine Übersicht über das von *Bachmayer* entwickelten Schwingungsmodell gegeben, sowie welche Teile daraus übernommen, abgeändert und ergänzt wurden. Anschließend wird das erarbeitete Modell und dessen Herleitung im Detail vorgestellt. Die Bedienung der Simulation in MATLAB ist im Anhang D zu finden.

3.1 Modellierung nach *Bachmayer*

Ziel *Bachmayers* Arbeit war es ein Antriebskraftvorsteuerungskonzept zu entwickeln, mit dem RBG möglichst schwingungsfrei verfahren werden können. Dafür modelliert er die beiden Mäste des damaligen RBG des Lehrstuhls fml als einen horizontal verfahrenen Euler-Bernoulli-Balken. Mit Hilfe der Methode der finiten Differenzen wird die Euler-Bernoulli-Balkendifferentialgleichung diskretisiert, in ein Zustandsraummodell überführt und um innere Dämpfung erweitert. Abbildung 3-1 zeigt die Diskretisierung des RBG Mastes mit finiten Elementen. Anschließend werden für den Hubschlitten zwei verschiedene Modellierungen vorgestellt. Bei der ersten, der zeitvarianten Massenbelegung, wird der Hubschlitten als während der Fahrt vertikal verfahrbare, über ein Feder-Dämpfer-Element an den Balken gekoppelte Punktmasse modelliert. Bei der zweiten, der statischen Massenbelegung, wird die Masse des Hubschlittens auf die benachbarten Balkenknoten aufgeteilt und ist damit während einer Fahrt nicht vertikal verfahrbar und starr an den Balken angebracht. Daraufgehend wird eine Modellierung des Getriebes mit Berücksichtigung des Getriebespiels vorgestellt und eine Übersicht über die verschiedenen bei RBG Fahrten relevanten Reibungsarten gegeben.

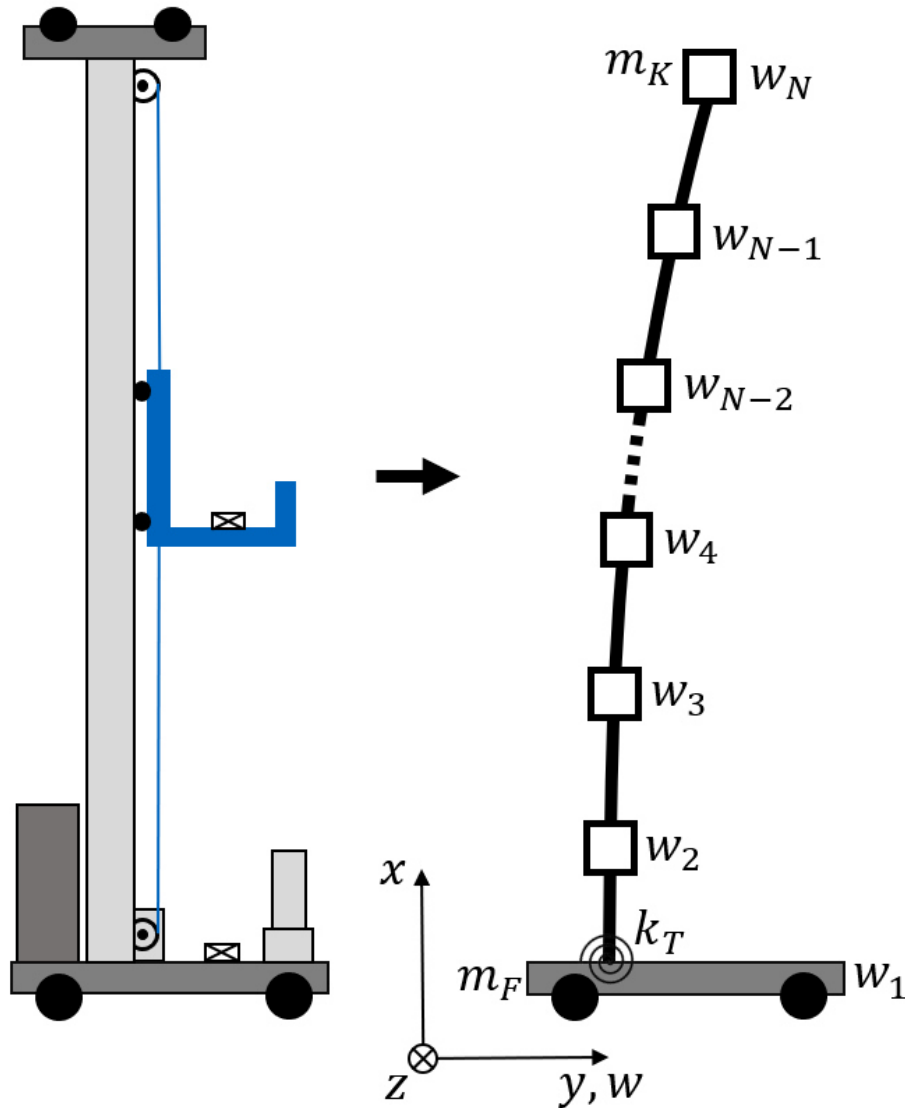


Abbildung 3-1: Diskretisierung des RBG Mastes (vom Betreuer zur Verfügung gestellt, vgl. [Bac-2012, S.13])

3.2 Aufbau des verwendeten Modells

Die Balkendiskretisierung wurde von *Bachmayer* übernommen und nur die Dämpfungsmatrix etwas abgeändert. Da, wie *Bachmayer* in seiner Arbeit feststellt, die Fahrwerksfederung gegenüber der Balkensteifigkeit sehr steif ist, wird seine Modellierung mit statischer Massenbelegung übernommen. Ein vertikales Verfahren des Hubschlittens während einer Fahrt ist damit nicht möglich. Gegenüber einer Modellierung mit zeitvarianter Massenbelegung wird damit einiges an Rechenzeit eingespart, was vor allem bei der Parameterfindung ein großer Vorteil ist. Auf eine Modellierung des Getriebespiels wurde auch verzichtet, dafür aber die von *Bachmayer* vorgestellten Reibungsarten sowie ein Ansatz zur Berücksichtigung der Riemenschwingung implementiert.

3.3 Die Diskretisierung des Euler-Bernoulli-Balkens

In diesem Kapitel wird der zur Modellierung des Mastes verwendete Euler-Bernoulli-Balken diskretisiert. Die Gleichungen und deren Herleitung sind von *Bachmayer* übernommen. Das Kapitel liefert damit zu den Kapiteln 2.2.2 und 2.3 aus [Bac-2012] keinen wissenschaftlichen Mehrwert und ist hier nur der Vollständigkeit wegen enthalten.

3.3.1 Der Euler-Bernoulli Balken

Die Euler-Bernoulli-Balken Differentialgleichung lautet

$$\rho A \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} + EI_z \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} = 0 \quad (3-1)$$

mit der Dichte ρ , dem Balkenquerschnitt A , dem Elastizitätsmodul E , dem Flächenträgheitsmoment I_z und der von der Zeit t und der Balkenhöhe x abhängigen Biegelinie $w(x, t)$.

Der Gleichung liegen folgende Annahmen zugrunde, die bei Balken mit einem hohen Längen zu Querschnittsverhältnis meistens gut erfüllt sind [Öch-2016]:

1. Der Balken ist schubstarr.
2. Senkrecht auf die Balkenachse stehende Balkenquerschnitte bleiben auch bei Biegung des Balkens senkrecht zur deformierte Balkenachse.
3. Alle Balkenquerschnitte bleiben vor und nach der Verbiegung des Balkens eben.

3.3.2 Diskretisierung mittels Taylorreihenentwicklung

Zur Diskretisierung der Gleichung wird die Biegelinie $w(x, t)$ des Balkens der Länge L in N Knoten w_v mit $v \in [1 \dots N]$ eingeteilt. Der Abstand zweier Knoten beträgt $h = \frac{L}{N-1}$.

Zur vereinfachten Lesbarkeit werden folgende Notationen verwendet:

$$x_v = h \cdot (v - 1) \quad (3-2)$$

$$w_v = w(x_v, t) \quad (3-3)$$

$$\frac{\partial w_v}{\partial x} = \frac{\partial w(x, t)}{\partial x} \Big|_{x=vh} \quad (3-4)$$

$$\frac{\partial^2 w_v}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \Big|_{x=vh} \quad (3-5)$$

Die Notation der höheren Ableitungen $\frac{\partial^3 w_v}{\partial x^3}$ und $\frac{\partial^4 w_v}{\partial x^4}$ folgt dem gleichen Schema.

Zunächst werden die für die Euler-Bernoulli-Gleichung benötigten vierten Ortsableitungen $\frac{\partial^4 w_v}{\partial x^4}$ hergeleitet. Dafür wird die Taylorreihenentwicklung (3-6) verwendet.

$$f(x) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{f^{(n)}(a)}{n!} (x-a)^n = f(a) + \frac{f'(a)}{1!} (x-a) + \frac{f''(a)}{2!} (x-a)^2 + \dots \quad (3-6)$$

Wird für die Entwicklungsstelle a x_v , für $f(x)$ $w(x, t)$ und für x x_{v+1} bzw. x_{v-1} eingesetzt, erhält man mit $h = x_{v+1} - x_v$:

$$w_{v+1} = w_v + h \frac{\partial w_v}{\partial x} + \frac{1}{2!} h^2 \frac{\partial^2 w_v}{\partial x^2} + \dots \quad (3-7)$$

$$w_{v-1} = w_v - h \frac{\partial w_v}{\partial x} + \frac{1}{2!} h^2 \frac{\partial^2 w_v}{\partial x^2} - \dots \quad (3-8)$$

Werden die Gleichungen (3-7) und (3-8) subtrahiert bzw. addiert, findet man eine Approximation für die erste und zweite Ableitung mit einem Approximationsfehler zweiter Ordnung $O(h^2)$:

$$\frac{\partial w_v}{\partial x} = \frac{w_{v+1} - w_{v-1}}{2h} + O(h^2) \quad (3-9)$$

$$\frac{\partial^2 w_v}{\partial x^2} = \frac{w_{v+1} - 2w_v + w_{v-1}}{h^2} + O(h^2) \quad (3-10)$$

Durch Ableiten von Gleichung (3-10) nach dem Ort und Einsetzen von Gleichung (3-9) wird die dritte Ableitung nach dem Ort (3-13) gebildet. Das gleiche Prinzip gilt für die vierte Ableitung (3-14). Zusammengefasst erhält man für die Approximationen der Ableitungen nach dem Ort folgende Gleichungen:

$$\left. \frac{\partial w(x, t)}{\partial x} \right|_{x=v \cdot h} \approx \frac{w_{v+1} - w_{v-1}}{2h} = w'_v \quad (3-11)$$

$$\left. \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \right|_{x=v \cdot h} \approx \frac{w_{v+1} - 2w_v + w_{v-1}}{h^2} = w''_v \quad (3-12)$$

$$\left. \frac{\partial^3 w(x, t)}{\partial x^3} \right|_{x=v \cdot h} \approx \frac{w_{v+2} - 2w_{v+1} + 2w_{v-1} - w_{v-2}}{2h^3} = w'''_v \quad (3-13)$$

$$\left. \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} \right|_{x=v \cdot h} \approx \frac{w_{v+2} - 4w_{v+1} + 6w_v - 4w_{v-1} + w_{v-2}}{h^4} = w^{(4)}_v \quad (3-14)$$

Durch Umstellen der Euler Bernoulli Gleichung (3-1) nach $\frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2}$ und einsetzen der Gleichung (3-14), erhält man für die jeweiligen Knoten des Balkens:

$$\ddot{w}_1 = -\frac{EI}{h^4 \rho A} (w_{-1} - 4w_0 + 6w_1 - 4w_2 + w_3) \quad (3-15)$$

$$\ddot{w}_2 = -\frac{EI}{h^4 \rho A} (w_0 - 4w_1 + 6w_2 - 4w_3 + w_4) \quad (3-16)$$

$$\vdots$$

$$\ddot{w}_v = -\frac{EI}{h^4 \rho A} (w_{v-2} - 4w_{v-1} + 6w_v - 4w_{v+1} + w_{v+2}) \quad (3-17)$$

$$\vdots$$

$$\ddot{w}_{N-1} = -\frac{EI}{h^4 \rho A} (w_{N-3} - 4w_{N-2} + 6w_{N-1} - 4w_N + w_{N+1}) \quad (3-18)$$

$$\ddot{w}_N = -\frac{EI}{h^4 \rho A} (w_{N-2} - 4w_{N-1} + 6w_N - 4w_{N+1} + w_{N+2}) \quad (3-19)$$

3.3.3 Bestimmung der virtuellen Knoten

Die virtuellen Knoten w_{-1} , w_0 , w_{N+1} und w_{N+2} können mit Hilfe folgender vier Randbedingung eliminiert werden:

1. Das Biegemoment an der Einspannung des Balkens ist gleich dem durch die Drehfeder k_T aufgenommenen Torsionsmoment.

$$-k_T w'(0, t) = -EI w''(0, t) \quad (3-20)$$

2. Die Querkraft des Balkens an der Einspannstelle gleicht der Trägheit der Masse des Fahrwerks und der Stellkraft $u(t)$:

$$-EI w'''(0, t) = m_F \ddot{w}(0, t) - u(t) \quad (3-21)$$

3. Das Biegemoment an der Spitze des Mastes muss Null sein:

$$w''(L, t) = 0 \quad (3-22)$$

4. Die Querkraft an der Spitze des Mastes ist gleich der Massenträgheitswirkung der Kopftraverse:

$$-EI w'''(L, t) = -m_K \ddot{w}(L, t) \quad (3-23)$$

Durch einsetzen der zuvor hergeleiteten Ableitungsapproximationen (3-11) bis (3-13) erhält man:

$$-k_T \frac{w_2 - w_0}{2h} = -EI \frac{w_2 - 2w_1 + w_0}{h^2} \quad (3-24)$$

$$-EI \frac{w_3 - 2w_2 + 2w_0 - w_{-1}}{2h^3} = m_F \ddot{w}_1 - u \quad (3-25)$$

$$\frac{w_{N+1} - 2w_N + w_{N-1}}{h^2} = 0 \quad (3-26)$$

$$-EI \frac{w_{N+2} - 2w_{N+1} + 2w_{N-1} - w_{N-2}}{2h^3} = -m_K \ddot{w}_N \quad (3-27)$$

Damit folgt für die virtuellen Knoten:

$$w_0 = -\frac{2EI - k_T h}{2EI + k_T h} w_2 + \frac{4EI}{2EI + k_T h} w_1 \quad (3-28)$$

$$w_{-1} = w_3 - 2 \left(1 + \frac{2EI - k_T h}{2EI + k_T h} \right) w_2 + \frac{8EI}{2EI + k_T h} w_1 + \frac{2h^3}{EI} (m_F \ddot{w}_1 - u) \quad (3-29)$$

$$w_{N+1} = 2w_N - w_{N-1} \quad (3-30)$$

$$w_{N+2} = \frac{2h^3 m_K}{EI} \ddot{w}_N + 4w_N - 4w_{N-1} + w_{N-2} \quad (3-31)$$

3.3.4 Überführung in ein Zustandsraummodell

Die Gleichungen (3-15) bis (3-19) können nun nach Einsetzen der virtuellen Knoten (3-28) bis (3-31) in ein Gleichungssystem zusammengefasst werden:

$$\begin{bmatrix} \ddot{w}_1 \\ \ddot{w}_2 \\ \vdots \\ \ddot{w}_{N-1} \\ \ddot{w}_N \end{bmatrix} = \mathbf{A}_0 \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ \vdots \\ w_{N-1} \\ w_N \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \zeta \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (3-32)$$

mit

$$\mathbf{A}_0 = -\frac{EI}{\rho A h^4} \begin{bmatrix} (6 - 8k_1)k_3 & (2k_2 - 6)k_3 & 2k_3 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 4k_1 - 4 & 6 - k_2 & -4 & 1 & \ddots & & \vdots \\ 1 & -4 & 6 & -4 & 1 & \ddots & \vdots \\ 0 & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \vdots & \ddots & 1 & -4 & 6 & -4 & 1 \\ \vdots & & \ddots & 1 & -4 & 5 & -2 \\ 0 & \dots & \dots & 0 & 2k_4 & -4k_4 & 2k_4 \end{bmatrix} \quad (3-33)$$

$$k_1 = \frac{EI}{2EI + k_T h} \quad (3-34)$$

$$k_2 = \frac{2EI - k_T h}{2EI + k_T h} \quad (3-35)$$

$$k_3 = \frac{h\rho A}{h\rho A + 2m_F} \quad (3-36)$$

$$k_4 = \frac{h\rho A}{h\rho A + 2m_K} \quad (3-37)$$

$$\zeta = \frac{1}{\frac{\rho Ah}{2} + m_F} \quad (3-38)$$

Das Gleichungssystem (3-32) als Zustandsraummodell dargestellt, lautet

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{w}_1 \\ \vdots \\ \dot{w}_N \\ \vdots \\ \ddot{w}_1 \\ \vdots \\ \ddot{w}_N \end{bmatrix}}_{\dot{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & E \\ A_0 & 0 \end{bmatrix}}_A \underbrace{\begin{bmatrix} w_1 \\ \vdots \\ w_N \\ \dot{w}_1 \\ \vdots \\ \dot{w}_N \end{bmatrix}}_x + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \zeta \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}}_b u(t) \quad (3-39)$$

$$y = Ex \quad (3-40)$$

wobei E eine Einheitsmatrix ist.

3.4 Ergänzung um innere Dämpfung

In diesem Kapitel wird zunächst *Bachmayers* Dämpfungsmatrix und deren Herleitung vorgestellt und anschließend die im Modell verwendete.

3.4.1 *Bachmayers* Dämpfungsmatrix

Bachmayer leitet die durch Dämpfung auf einen Knoten wirkende Kraft auf zwei Wegen her. Erstens durch Betrachtung eines Knotenelements und den auf diesen wirkenden Dämpfungskräften. Dafür werden zwischen den einzelnen Knoten Dämpfer mit der Dämpfungskonstante d angebracht (Abbildung 3-2). Und zweitens durch Diskretisierung einer nach David J. Russell kontinuierlichen Modellierung der inneren

Dämpfung. Nach ihm lässt sich die Euler Bernoulli Balkendifferentialgleichung wie folgt um einen Dämpfungsterm erweitern [Ban-1992]:

$$\rho A \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} - 2\gamma \frac{\partial^3 w(x, t)}{\partial t \partial x^2} + EI_z \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} = 0 \quad (3-41)$$

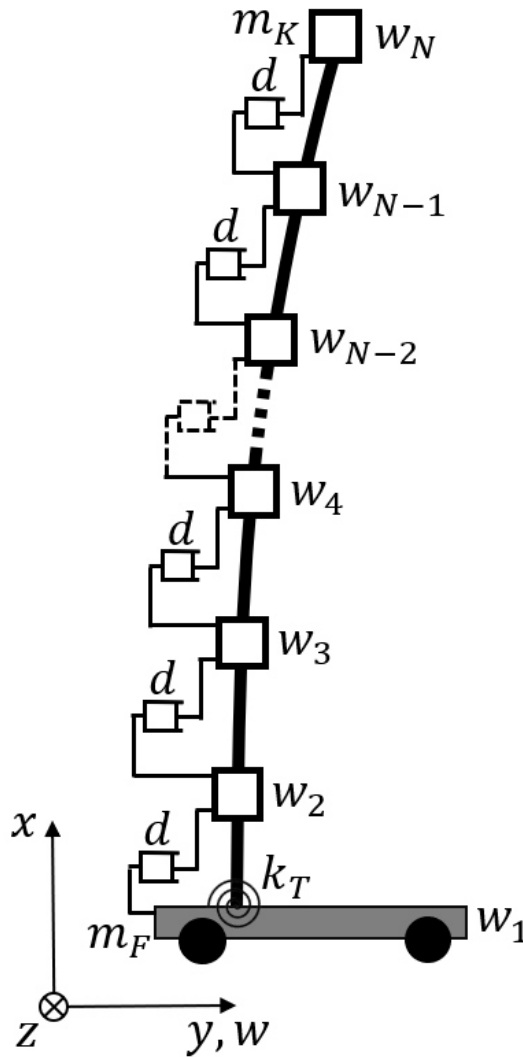


Abbildung 3-2: Der diskretisierte Balken mit Dämpferelementen zwischen den einzelnen Knoten (vgl. [Bac-2012, S. 13])

Bachmayer erhält für den Beitrag der Dämpfung zur Knotenbeschleunigung:

$$\ddot{w}_v = -2\gamma \frac{\dot{w}_{v+1} - 2\dot{w}_v + \dot{w}_{v-1}}{h^2} \quad (3-42)$$

mit

$$\gamma = -\frac{dh^2}{2m_v} \quad (3-43)$$

Damit erhält er mit Einsetzen der virtuellen Knoten w_0 (3-28) und w_{N+1} (3-30) für die Dämpfungsmatrix:

$$\mathbf{D} = -\frac{2\gamma}{h^2} \begin{bmatrix} 4k_1 - 2 & 1 - k_2 & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 1 & -2 & 1 & \ddots & & \vdots \\ 0 & 1 & -2 & 1 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \vdots & & \ddots & 1 & -2 & 1 \\ 0 & \dots & \dots & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3-44)$$

3.4.2 Herleitung der in der Simulation verwendeten Dämpfungsmatrix

Da das Schwingungsmodell bei einer Fahrtsimulation mit *Bachmayers* Dämpfungsmatrix mit steigendem Dämpfungswert immer mehr zu schwingen beginnt, wird im folgenden eine leicht abgeänderte Dämpfungsmatrix hergeleitet.

Wie *Bachmayer* wird für die Herleitung ein einzelnes Knotenelement betrachtet, es wird aber zwischen einem Mittel- und Endknoten unterschieden. Damit ergibt sich:

$$\ddot{w}_1 = \frac{d}{\frac{1}{2}\rho Ah + m_F} (\dot{w}_2 - \dot{w}_1) \quad (3-45)$$

$$\ddot{w}_v = \frac{d}{\rho Ah} (\dot{w}_{v+1} - 2\dot{w}_v + \dot{w}_{v-1}) \quad \text{mit } v = 2, \dots, N-1 \quad (3-46)$$

$$\ddot{w}_N = \frac{d}{\frac{1}{2}\rho Ah + m_K} (\dot{w}_N - \dot{w}_{N-1}) \quad (3-47)$$

Unter Zuhilfenahme der Faktoren k_3 (3-36) und k_4 (3-37) lässt sich die Dämpfungsmatrix damit wie folgt schreiben:

$$\mathbf{D} = \frac{d}{\rho A h} \begin{bmatrix} -2k_3 & 2k_3 & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 1 & -2 & 1 & \ddots & & \vdots \\ 0 & 1 & -2 & 1 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \vdots & & \ddots & 1 & -2 & 1 \\ 0 & \dots & \dots & 0 & 2k_4 & -2k_4 \end{bmatrix} \quad (3-48)$$

Dass die hergeleitete Dämpfungsmatrix auch mit einer Diskretisierung der kontinuierlichen Modellierung der Dämpfung nach Russell hergeleitet werden kann, wird im Folgenden gezeigt. Dazu werden anders als bei *Bachmayer* auch die Randbedingungen (3-21) und (3-23) um einen zusätzlichen Dämpfungsbeitrag erweitert(vgl. [Ban-1992]):

$$-EIw'''(0, t) - 2\gamma\dot{w}'(0, t) = m_F\ddot{w}(0, t) - u(t) \quad (3-49)$$

$$-EIw'''(L, t) - 2\gamma\dot{w}'(L, t) = -m_K\ddot{w}(L, t) \quad (3-50)$$

Damit ergeben sich für die virtuellen Knoten w_{-1} und w_{N+2} :

$$w_{-1} = w_3 - 2w_2 - 2k_2w_2 + 8k_1w_1 + \frac{2h^2\gamma}{EI}(\dot{w}_2 - \dot{w}_0) + \frac{2h^3}{EI}(m_F\ddot{w}_1 - u) \quad (3-51)$$

$$w_{N+2} = \frac{2h^3}{EI}m_K\ddot{w}_N + 4w_N - 4w_{N-1} + w_{N-2} - 2\gamma \frac{2\dot{w}_N - \dot{w}_{N-1}}{2h} \frac{2h^3}{EI} \quad (3-52)$$

Die Euler-Bernoulli-DGL um innere Dämpfung erweitert (3-41) diskretisiert ergibt:

$$\begin{aligned} \ddot{w}_v = & -\frac{EI}{h^4\rho A}(w_{v-2} - 4w_{v-1} + 6w_v - 4w_{v+1} + w_{v+2}) \\ & + \frac{2\gamma}{\rho A} \frac{\dot{w}_{v+1} - 2\dot{w}_v + \dot{w}_{v-1}}{h^2} \end{aligned} \quad (3-53)$$

Gleichung (3-53) für jeden Knoten aufgestellt und die virtuellen Knoten mit den Gleichungen (3-20), (3-22), (3-49) und (3-50) eliminiert, führt zu folgender Dämpfungsmatrix

$$\mathbf{D} = \frac{2\gamma}{\rho A h^2} \begin{bmatrix} -2k_3 & 2k_3 & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 1 & -2 & 1 & \ddots & & \vdots \\ 0 & 1 & -2 & 1 & \ddots & \vdots \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots & 0 \\ \vdots & & \ddots & 1 & -2 & 1 \\ 0 & \dots & \dots & 0 & 2k_4 & -2k_4 \end{bmatrix} \quad (3-54)$$

welche mit

$$\gamma = \frac{dh}{2} \quad (3-55)$$

identisch zur zuvor hergeleiteten Dämpfungsmatrix (3-48) ist.

Das Zustandsraummodell (3-39) um innere Dämpfung erweitert, ergibt damit:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{w}_1 \\ \vdots \\ \dot{w}_N \\ \dot{w}_1 \\ \vdots \\ \dot{w}_N \end{bmatrix}}_{\dot{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & \mathbf{E} \\ \mathbf{A}_0 & \mathbf{D} \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} w_1 \\ \vdots \\ w_N \\ \dot{w}_1 \\ \vdots \\ \dot{w}_N \end{bmatrix}}_x + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \zeta \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}}_b u(t) \quad (3-56)$$

3.5 Modellierung des Hubschlittens

In diesem Abschnitt soll das Gleichungssystem (3-56) um den Hubschlitten erweitert werden. Dafür wird *Bachmayers* „System mit statischer Massenbelegung“ Modellierung übernommen. (vgl. [Bac-2012, Kap. 2.3.3])

Die Masse des Hubschlittens m_L wird anteilmäßig auf den darunter liegenden Knoten w_{p-1} und den darüber liegenden Knoten w_p aufgeteilt. Aus der Höhe des Hubwagens x_m und den Höhen des darüber und darunter liegenden Knotens x_p und x_{p-1} lassen sich die Masseanteile wie folgt berechnen:

$$Anteil_{oben} = \frac{x_m - x_{p-1}}{h} \quad (3-57)$$

$$Anteil_{unten} = \frac{x_p - x_m}{h} \quad (3-58)$$

Damit lassen sich die Faktoren k_{oben} und k_{unten} bestimmen, welche eine Division der Masse eines Knotens ohne Hubschlittenanteil durch die Masse eines Knotens mit Hubschlittenanteil sind. Je nach Index p des über dem Hubschlitten liegenden Knotens w_p ergibt sich:

$$k_{oben} = \frac{\frac{1}{2}\rho Ah + m_K}{\frac{1}{2}\rho Ah + m_K + m_L \cdot Anteil_{oben}} \quad \text{wenn } p = N \quad (3-59)$$

$$k_{oben} = \frac{\rho Ah}{\rho Ah + m_L \cdot Anteil_{oben}} \quad \text{wenn } p \neq N \quad (3-60)$$

$$k_{unten} = \frac{\rho Ah}{\rho Ah + m_L \cdot Anteil_{unten}} \quad \text{wenn } p \neq 2 \quad (3-61)$$

$$k_{unten} = \frac{\frac{1}{2}\rho Ah + m_F}{\frac{1}{2}\rho Ah + m_F + m_L \cdot Anteil_{unten}} \quad \text{wenn } p = 2 \quad (3-62)$$

Indem die Zeilen der Knoten direkt über und unter dem Hubschlitten a_p, a_{p-1}, d_p und d_{p-1} der Systemmatrizen $\mathbf{A}_0$ (3-33) und $\mathbf{D}$ (3-54) mit den Faktoren k_{oben} und k_{unten} multipliziert werden, wird das System (3-56) um die Masse des Hubschlittens erweitert.

$$a_{p,neu} = k_{oben} \cdot a_{p,alt} \quad (3-63)$$

$$a_{p-1,neu} = k_{unten} \cdot a_{p-1,alt} \quad (3-64)$$

$$d_{p,neu} = k_{oben} \cdot d_{p,alt} \quad (3-65)$$

$$d_{p-1,neu} = k_{unten} \cdot d_{p-1,alt} \quad (3-66)$$

Ist $p = 2$, der Hubschlitten also zwischen den ersten beiden Knoten, muss auch noch der Faktor ζ um einen Hubschlittenmassenanteil erweitert werden:

$$\zeta = \frac{1}{\frac{1}{2}\rho Ah + m_F + m_L \cdot \text{Anteil}_{\text{unten}}} \quad \text{wenn } p = 2 \quad (3-67)$$

3.6 Modellierung der Riemenschwingung

Da die gemessenen Schwingungen nicht allein mit *Bachmayers* Modell nachzuvollziehen waren, wurden neue Schwingungsursachen diskutiert. Eine davon ist eine durch den Riemen verursachte Schwingung. Die Fortbewegung des RBG lässt sich folgendermaßen vorstellen. Das Abtriebsritzel dreht sich um einen bestimmten Wert, was zu einer erhöhten Spannung im Zugtrum und einer niedrigen Spannung im Leertrum führt. Das Zugtrum zieht das RBG anschließend nach vorne.

Für den am RBG verbauten Megadyne Megalineer RPP14XP – 115 Riemen ist im Produktkatalog eine Längung von 4 mm/m bei der maximal erlaubten Zugkraft von 53030 N angegeben [Meg-2016]. Wird von einem linearen Verlauf der längenspezifischen Federkonstante c_m des Riemens ausgegangen, folgt:

$$c_m = \frac{F}{\Delta l} = \frac{53030 \text{ N}}{4 \text{ mm/m}} \approx 13,26 \text{ MN} \quad (3-68)$$

3.6.1 Modellierung des Riemens mittels zwei Federn

Wird der Riemen wie in Abbildung 3-3 durch zwei Federn modelliert, ist die Eigenfrequenz f der Riemenschwingung von der Position des RBG abhängig:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\frac{c_m}{L_1} + \frac{c_m}{L_2}}{m_{\text{ges}}}} \quad (3-69)$$

L_1 und L_2 sind dabei die Längen der Riemenanteile vor und hinter dem Antriebsritzel und m_{ges} ist die Masse des RBG.

Für das vorderste Regalfach (1,1) ($L_1 \approx 3,25 \text{ m}$) hätte das eine Eigenfrequenz von ca. 7,5 Hz und für die Riemenmitte ($L_1 \approx 15,26 \text{ m}$) eine Eigenfrequenz von ca. 4,6 Hz zufolge. In Abbildung 3-4 ist der Beschleunigungsverlauf über die Zeit und im Frequenzbereich von zwei RBG Fahrten gezeigt. Bei der ersten Fahrt beträgt die Riemenlänge

L_1 zu Beginn circa 3,35 m und endet bei $L_1 \approx 12,45$. Die zweite beginnt bei $L_1 \approx 12,45$ m und endet bei $L_1 \approx 21,23$ m. Da sich die Frequenzspektren der beiden Fahrten nicht sonderlich unterscheiden, ist keine Abhängigkeit der Frequenz von der Länge L_1 erkennbar.

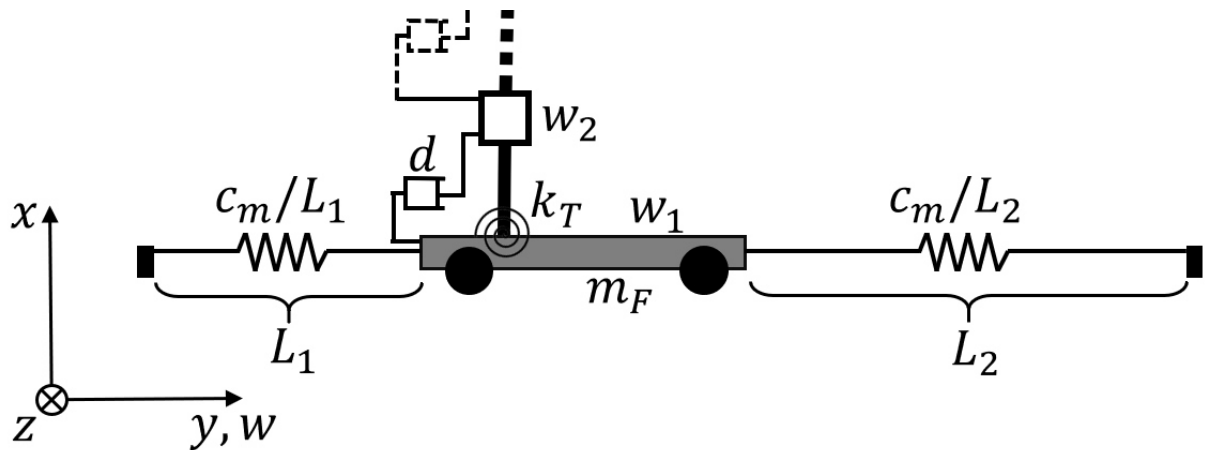


Abbildung 3-3: Modellierung des Riemens mittels zweier Federn

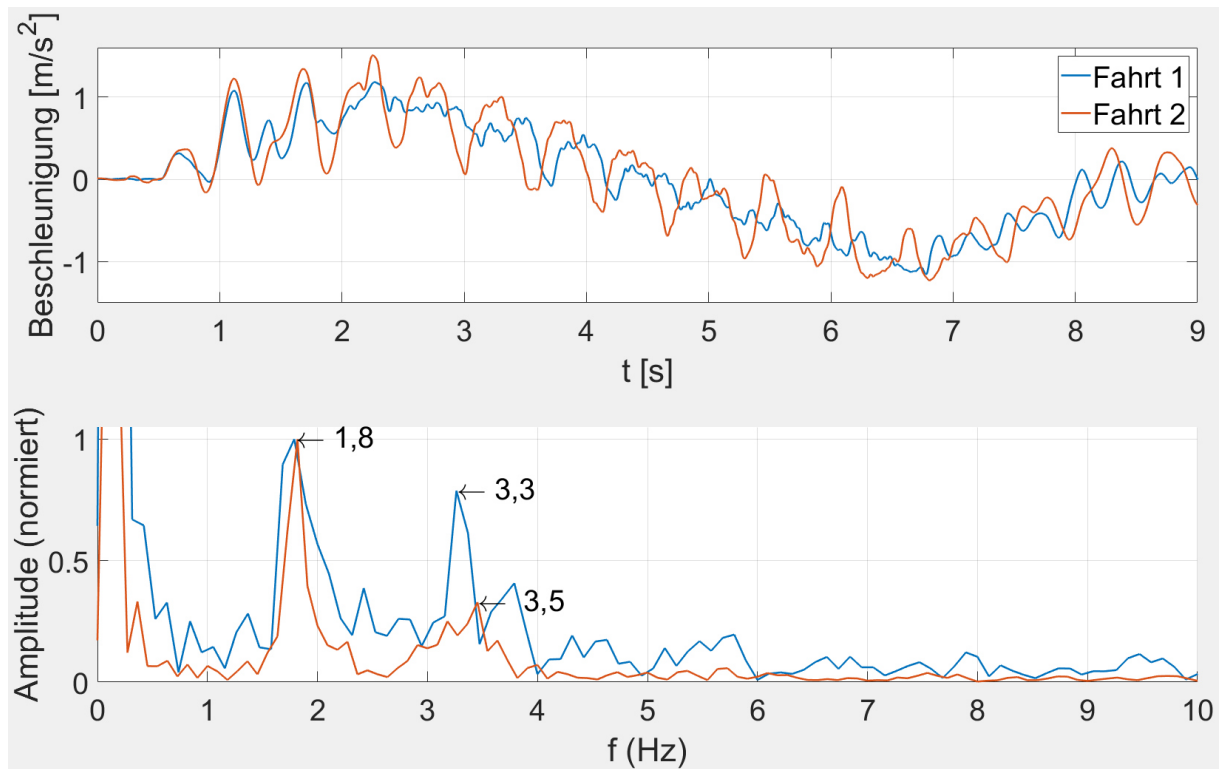


Abbildung 3-4: Beschleunigung über die Zeit und im Frequenzbereich von zwei RBG Fahrten. Fahrt 1 geht von der Riemenlänge $L_1 \approx 3,25$ m bis $L_1 \approx 12,45$ m, Fahrt 2 von $L_1 \approx 12,45$ m bis $L_1 \approx 21,23$ m.

3.6.2 Modellierung des Riemens mittels einer Feder

Betrachtet man den Riemen als eine einzelne Feder, an der das RBG entlangfährt (Abbildung 3-5), ergibt sich für die Eigenfrequenz der Riemenschwingung:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_m}{L_{ges} \cdot m_{ges}}} \approx 2,32 \text{ Hz} \quad (3-70)$$

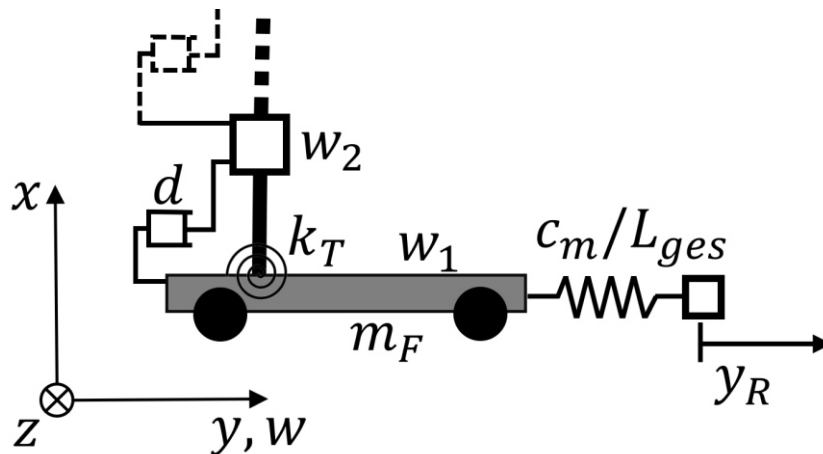


Abbildung 3-5: Modellierung des Riemens mittels einer Feder

Nachdem das Ergebnis schon näher bei den circa 1,9 Hz unbekannter Schwingungsursache liegt, wird das Modell wie folgt um die Riemenschwingung erweitert.

y_R wird als neue Zustandsgröße eingeführt und stellt die Soll-Position des RBG da. Der Riemen wird als Feder-Dämpfer-Element zwischen Soll-Position y_R und Ist-Position w_1 des Fahrwerks modelliert (Abbildung 3-6). Damit folgt für die Kraft auf das Fahrwerk mit der Federsteifigkeit c_R und der Dämpfung d_R :

$$u_R = c_R(y_R - w_1) + d_R(\dot{y}_R - \dot{w}_1) \quad (3-71)$$

Die Federsteifigkeit c_R beträgt dabei:

$$c_R = \frac{c_m}{L_R} \quad (3-72)$$

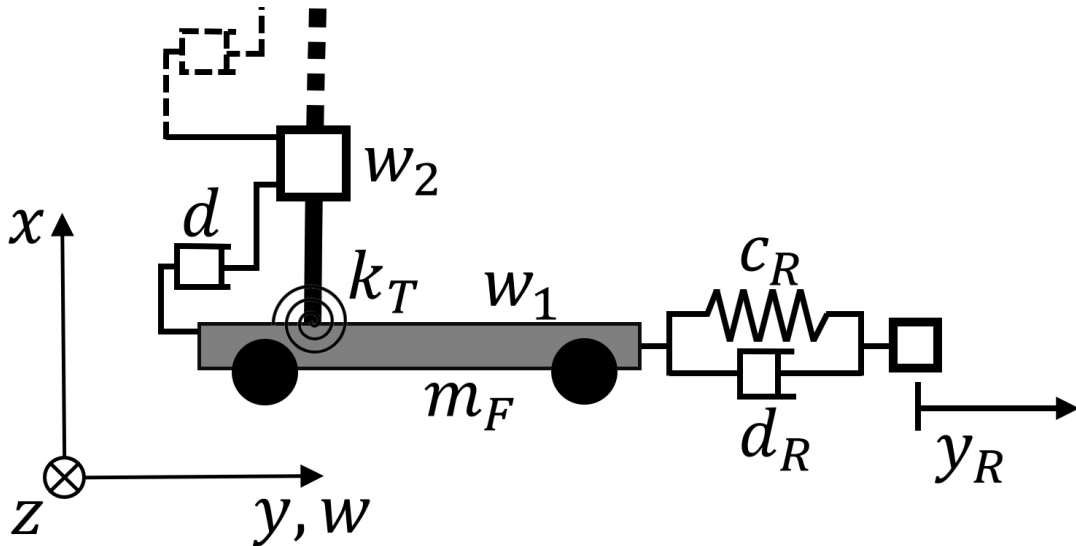


Abbildung 3-6: Modellierung des Riemens mittels eines Feder-Dämpfer-Elements

3.7 Modellierung der Reibung

Die Modellierung der Reibung stellt einen wichtigen Teil der Schwingungssimulation da. *Bachmayer* stellt in seiner Arbeit die verschiedenen Reibungsarten vor, welche überlagert die sogenannte Stribeckkurve bilden (Abbildung 3-7). Diese kann mit folgender Formel beschrieben werden [Rud-2012]:

$$F_{ges} = \operatorname{sgn}(v) \cdot \left(F_{RG} + (F_H - F_{RG}) \cdot e^{-\left| \frac{v}{V_s} \right|^\delta} \right) + \mu_F \cdot v \quad (3-73)$$

Dabei ist F_H die Haftreibung, welche mit zunehmender Geschwindigkeit gegen Null abfällt. Die Krümmungsparameter V_s und δ bestimmen dabei den Verlauf der abfallenden Kurve. Mit F_{RG} wird in diesem Fall die Roll- und Gleitreibung abgedeckt, welche Geschwindigkeitsunabhängig sind. F_F ist die Fluidreibung und nimmt proportional zur Geschwindigkeit zu.

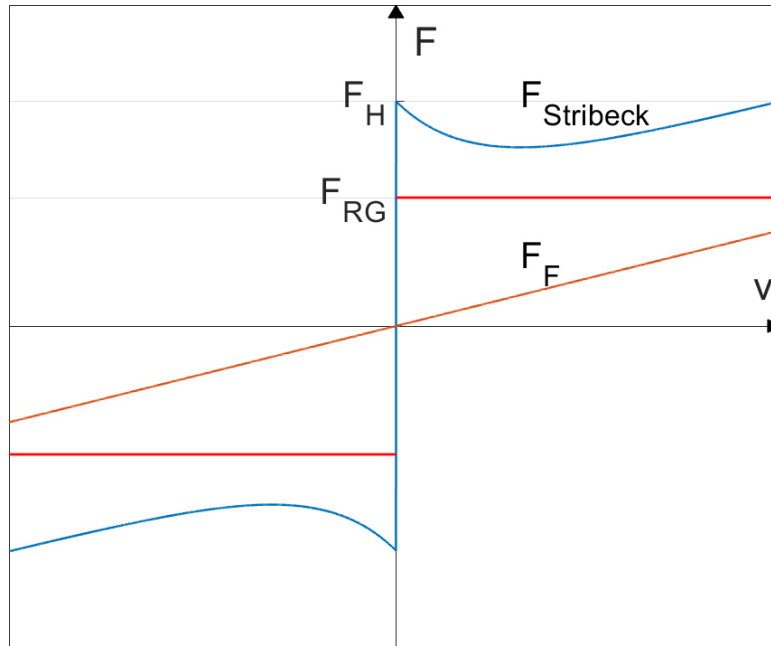


Abbildung 3-7: Der Verlauf der Stribeckkurve über die Geschwindigkeit, bestehend aus der Haftreibung F_H , der Roll- und Gleitreibung F_{RG} und der Fluidreibung F_F (vgl. [Bac-2012], S. 32])

Die Reibung wird in das Schwingungsmodell integriert, indem die in Gleichung (3-73) ermittelte Reibkraft von den auf den untersten Knoten wirkenden Kräften abgezogen wird. Das Schwingungsmodell ist damit:

$$\begin{bmatrix} \dot{w}_1 \\ \vdots \\ \dot{w}_N \\ \dot{x}_m \\ \dot{y}_R \\ \dot{w}_1 \\ \vdots \\ \ddot{w}_N \\ \ddot{x}_m \\ \ddot{y}_R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} & & 0 & & & & & & & \\ & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & \\ & & & & & & & & & \\ & & & & 0 & 0 & & & & \\ & & & & \vdots & \vdots & & & & \\ & & & & \vdots & \vdots & & & & \\ & & & & \vdots & \vdots & & & & \\ & & & & \vdots & \vdots & & & & \\ 0 & \dots & \dots & 0 & 0 & \dots & \dots & 0 & \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & & & \dots & \dots & \dots & 0 & \vdots & \vdots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_1 \\ \vdots \\ w_N \\ x_m \\ y_R \\ \dot{w}_1 \\ \vdots \\ \dot{w}_N \\ \dot{x}_m \\ \dot{y}_R \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \zeta \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} (u_R - F_{ges}) \quad (3-74)$$

4 Parameterabschätzung in MATLAB

Die Parameter E , I , d , k_T , c_R , d_R , μ_{RG} , μ_H , μ_F , V_s und δ des Schwingungsmodells sind noch unbekannt und sollen mit der in MATLAB verfügbaren Grey Box Model Estimation abgeschätzt werden. Daher startet dieses Kapitel zunächst mit einer kurzen Einleitung in die Grey Box Modell Parameterschätzung und führt anschließend das grundlegende Vorgehen bei der Bestimmung der Balken-, Riemen und Reibparameter auf. Hinweise zur Bedienung der Implementierung in MATLAB sind im Anhang D zu finden.

4.1 Grundlagen der Grey Box Model Estimation

Ein Grey Box Modell ist eine Zwischenform aus einem White-Box- und Black-Box Modell, d.h. ein Teil des Modells ist bekannt und der Rest muss noch mittels Messdaten bestimmt werden [Sch-2017]. Im vorliegenden Fall sind bereits eine Modellstruktur und Beschleunigungsmessdaten vorhanden, es fehlen aber noch einige Parameter. Dafür werden in der Systemidentifikation die Parameter laufend verändert und die simulierten Werte mit den gemessenen Werten verglichen. Führen die neuen Parameter zu einer besseren Übereinstimmung der simulierten und gemessenen Kurven, werden die neuen Parameter übernommen, sonst nicht. Der Erfolg der Parameterabschätzung ist von der Wahl der Startparameter abhängig. Der Suchalgorithmus kann zu einem lokalen Minimum führen, in dem die beiden Kurven zwar schlecht übereinstimmen, eine kleine Veränderung der Parameter aber zu keinen Verbesserungen führt. In so einem Fall müssen neue Startparameter gewählt werden, mit der Absicht ein besseres lokales Minimum oder das globale Minimum zu finden. Für die einzelnen Parameter können Mini- und Maximalwerte definiert werden. Eine Obergrenze ist vor allem für die Dämpfung ratsam, da diese sonst oftmals vom Algorithmus zu stark erhöht wird.

4.2 Bestimmung der Balkenparameter EI , d und k_T

Da das Elastizitätsmodul E und das Flächenträgheitsmoment I im Modell immer nur als Produkt EI vorkommen, können diese beiden unbekannten Parameter zu einem einzelnen unbekannten Parameter zusammengefasst werden.

Um EI , d und k_T bereits grob abschätzen zu können, werden die gemessenen Beschleunigungsdaten des Fahrwerks als Eingang des Modells verwendet. Dafür wird die Beschleunigung des untersten Knotens diesen gleichgesetzt:

$$\ddot{w}_1 = \text{Beschleunigungsmessdaten Fahrwerk} \quad (4-1)$$

Als Ausgang wird die Beschleunigung des Hubschlittens verwendet und mit den gemessenen Beschleunigungsdaten verglichen (Abbildung 4-1). Da der Hubschlitten meistens nicht auf einem, sondern zwischen zwei Knoten liegt, wird dessen Beschleunigung aus den Werten der benachbarten Knoten interpoliert.

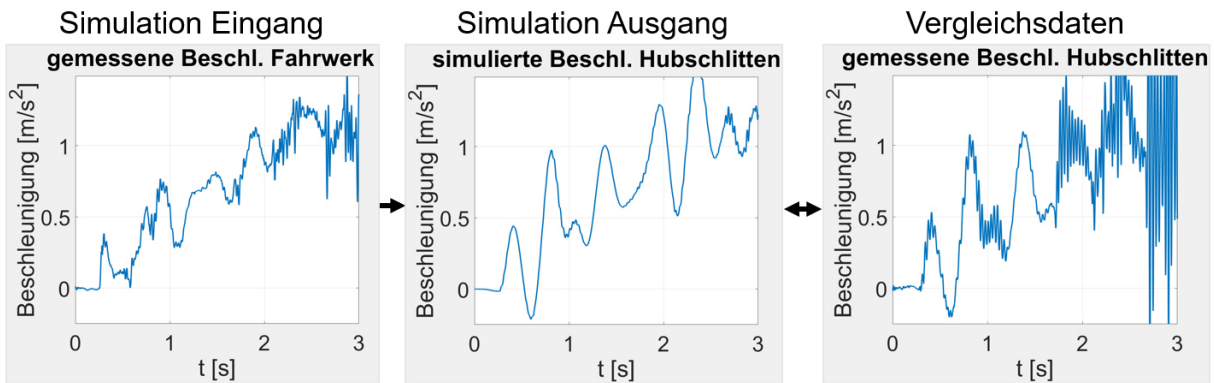


Abbildung 4-1: Schema der Grey Box Model Estimation mit dem am Fahrwerk gemessenen Beschleunigungsverlauf als Eingang und der simulierten Beschleunigung des Hubschlittens als Ausgang der Simulation

4.3 Bestimmung der Riemen und Reibparameter

Auch die Riemen und Reibparameter sollen mittels Grey Box Model Estimation abgeschätzt werden. Dazu wird der sieben Phasen Beschleunigungsverlauf als Eingang hergenommen. Die Beschleunigungen des Fahrwerks und des Hubschlittens bilden die beiden Ausgänge und werden mit den gemessenen Beschleunigungsdaten des Fahrwerks und Hubschlittens verglichen (Abbildung 4-2). Dabei ist jedoch der zeitliche Versatz der simulierten und gemessenen Daten unbekannt. Abbildung 4-3 zeigt beispielsweise den sieben Phasen Verlauf und die gemessenen Beschleunigungsdaten des Fahrwerks. Der zeitliche Versatz zwischen dem Beginn des sieben Phasen Verlaufs und des tatsächlichen Losfahrens des RBGs wird durch die Haftreibung bestimmt. Im erarbeiteten Schwingungsmodell ergibt sich folgender Zusammenhang für den zeitlichen Versatz

$$t_{diff} = \sqrt[3]{\frac{6F_h}{c_R \cdot j}} \quad (4-2)$$

mit dem Ruck j .

Versuche die Haftreibung aus den gemessenen Beschleunigungsverläufen herzuleiten, sind im Anhang C dokumentiert.

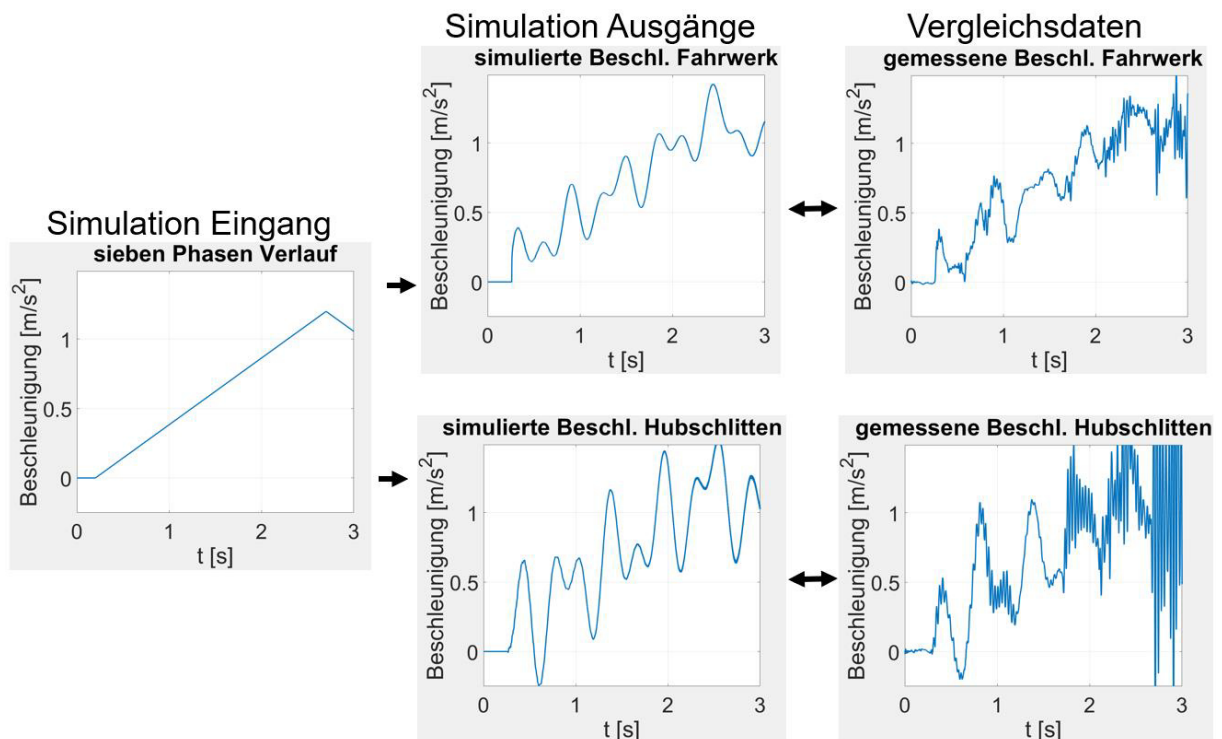


Abbildung 4-2: Schema der Grey Box Model Estimation mit dem sieben Phasen Verlauf als Eingang und der simulierten Beschleunigung des Fahrwerks und des Hubschlittens als Ausgänge der Simulation

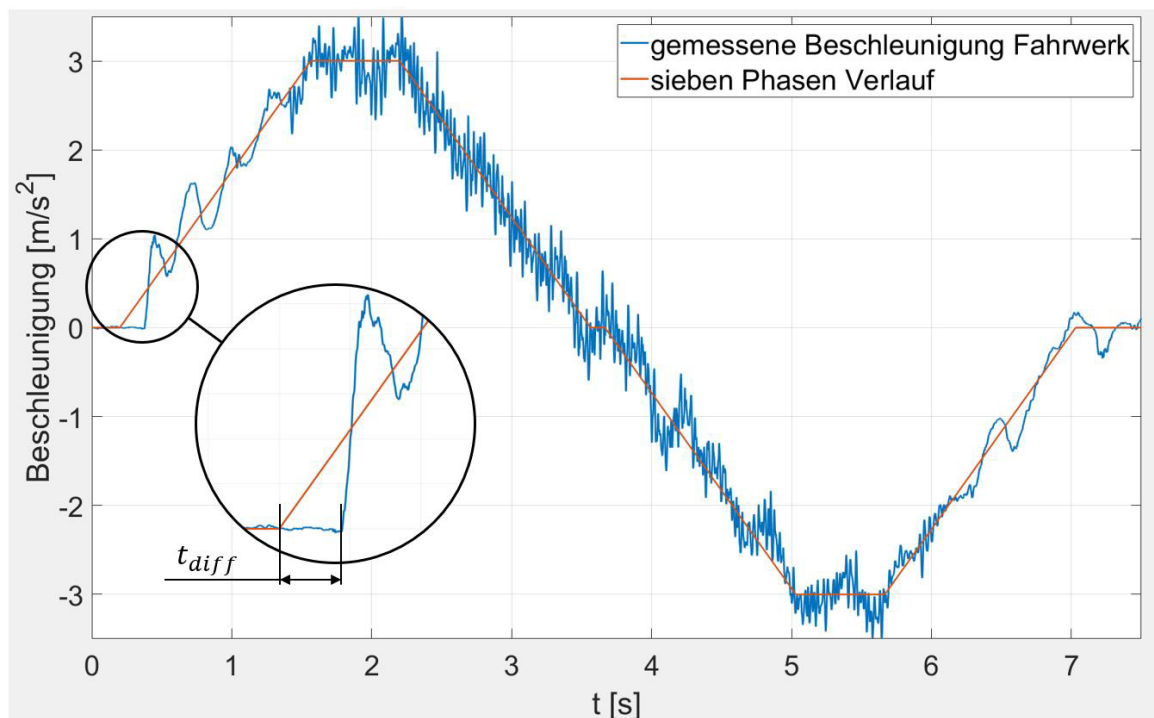


Abbildung 4-3: Der Zeitversatz t_{diff} zwischen dem Beginn des sieben Phasen Verlaufs und dem tatsächlichen Losfahren des RBG

5 Ergebnisauswertung

In diesem Kapitel werden zunächst Simulationsverläufe mit den Fahrwerksmessdaten und anschließend mit dem sieben Phasen Verlauf als Modelleingang vorgestellt.

5.1 Verwendung der Fahrwerksmessdaten als Modelleingang

Wie in Kapitel 4 beschrieben, können zur Parameterabschätzung die gemessenen Beschleunigungsdaten des Fahrwerks als Modelleingang hergenommen werden. Wird die Abschätzung nur mit den ersten circa 1-3 Sekunden einer Messfahrt durchgeführt, können für diesen Zeitraum gute Übereinstimmungen der Simulation mit der Messung gefunden werden. Beispiele hierfür zeigt Abbildung 5-2, welche die Verläufe der gemessenen Beschleunigung des Fahrwerks und des Hubschlittens und die simulierte Hubschlittenbeschleunigung über die Zeit für verschiedene Kinematikparameter enthält. Die Werte der zugehörigen Parameter EI , d und k_T und die Kinematikparameter sind Tabelle 5-1 zu entnehmen. Der gefundene Parametersatz führt jedoch bei längeren Simulationszeiten zu weniger guten Übereinstimmungen (Abbildung 5-1). Wird die Parameterabschätzung an längeren Zeitintervallen durchgeführt, wurden bisher nur Parametersätze gefunden mit denen die gemessenen und simulierten Verläufe zwar insgesamt besser übereinstimmen, jedoch schlechter in den ersten circa drei Sekunden (Abbildung 5-3).

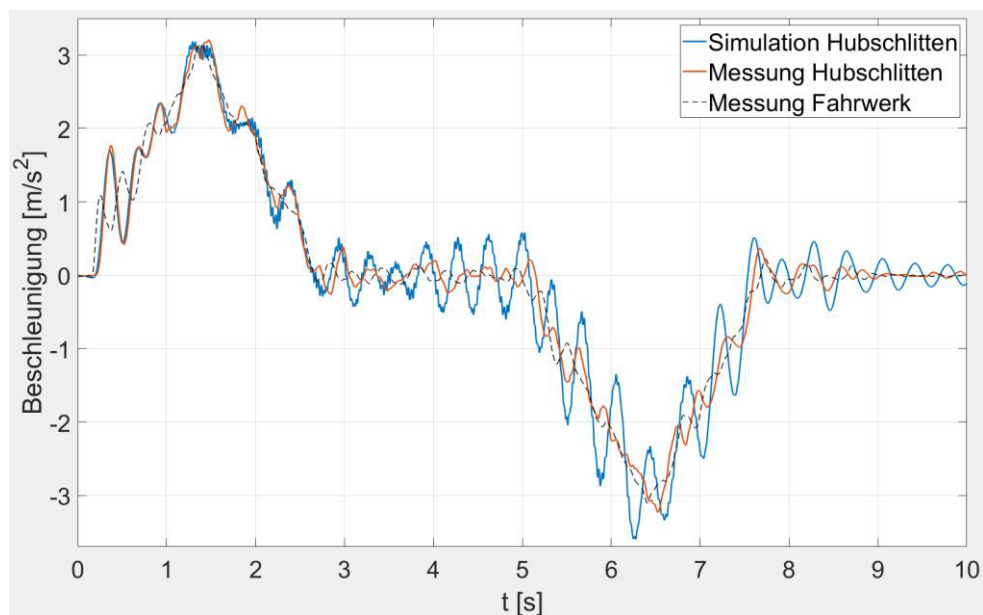


Abbildung 5-1: Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen des Hubschlittens der ersten Fahrt (Tabelle 5-1). Als Modelleingang wird die gemessene Fahrwerksbeschleunigung verwendet.

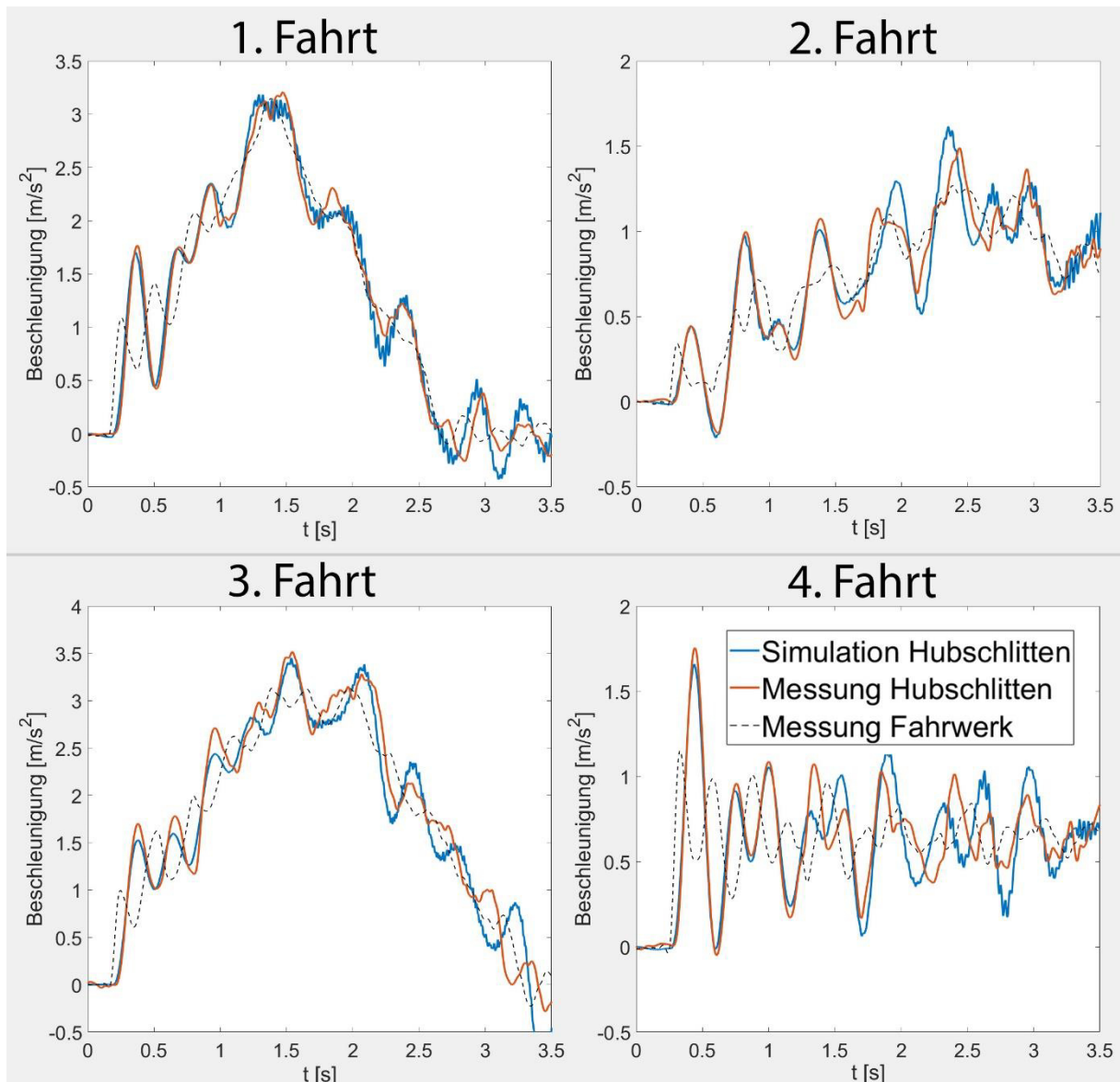


Abbildung 5-2: Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen des Hubschlittens von vier Fahrten über eine Zeitspanne von 3,5 s. Als Modelleingang wird die gemessene Fahrwerksbeschleunigung verwendet.

Tabelle 5-1: Übersicht über die Kinematik Parameter und Hubschlittenhöhen x_m der in diesem Kapitel abgebildeten Fahrten und die für die Simulation verwendeten Parameter EI , d und k_T

	j [m/s^3]	a [m/s^2]	v [m/s]	s [m]	x_m [m]	EI , d und k_T
Fahrt 1	2,2	3	4,2	20,98	6,69	$EI \approx 19,40 \text{ MNm}^2$ $d \approx 1580 \text{ kg/s}$ $k_T \approx 14,28 \text{ MNm/rad}$
Fahrt 2	0,48	1,2	3	17,98	6,69	
Fahrt 3	2,2	3	6	20,98	7,29	
Fahrt 4	2,048	0,64	3	17,98	6,69	
Fahrt 5	wie bei Fahrt 1					$EI \approx 10,51 \text{ MNm}^2$ $d \approx 1853 \text{ kg/s}$ $k_T \approx 4,12 \text{ GNm/rad}$

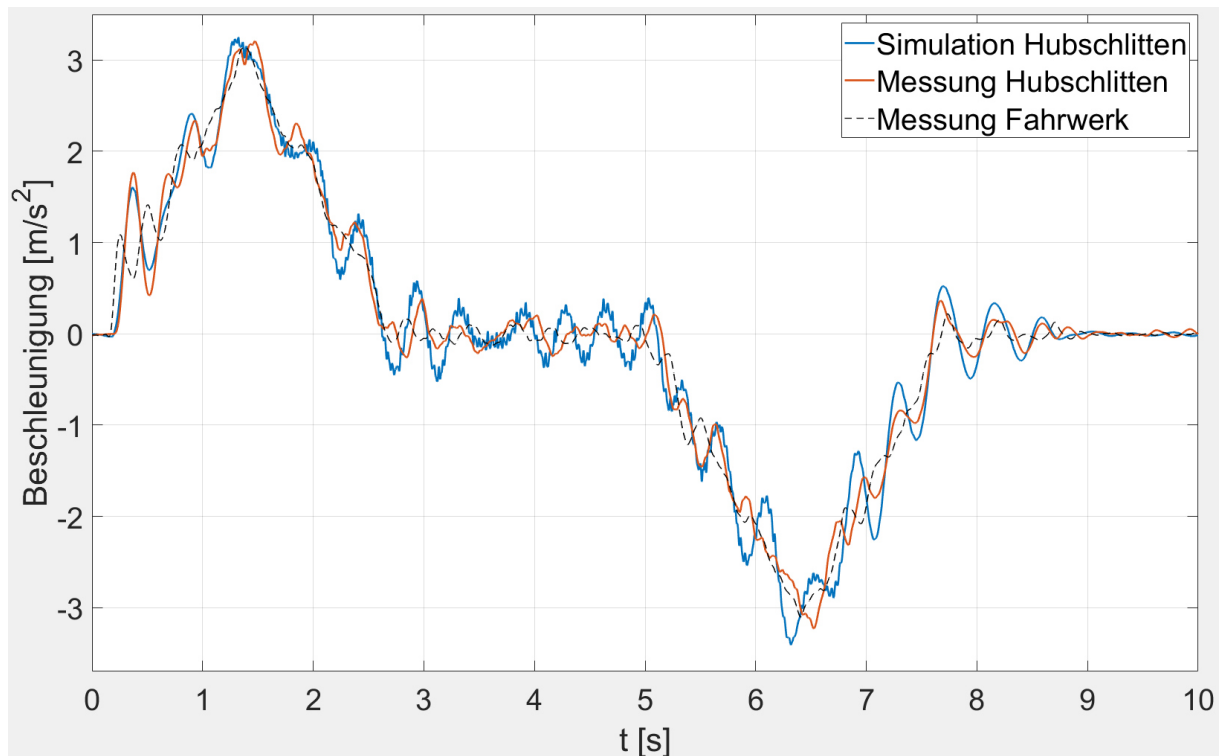


Abbildung 5-3: Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen des Hubschlittens einer Fahrt. Als Modelleingang wird die gemessene Fahrwerksbeschleunigung verwendet. Die Balkenparameter des Schwingungsmodells wurden mit Hilfe der hier gezeigten Beschleunigungsmessdaten bestimmt (Tabelle 5-1, Fahrt 5).

5.2 Verwendung des sieben Phasen Verlaufs als Modelleingang

Mit dem sieben Phasen Verlauf als Modelleingang wurde bisher keine Parametersatz gefunden, welcher für alle getesteten Fahrten ein Optimum darstellt. So kann eine Änderung einzelner Parameter des hier vorgestellten Satzes zu einer besseren Übereinstimmung der Simulation mit der Messung einiger Fahrten führen, verschlechtert aber meistens die Übereinstimmung von anderen Fahrten. Die Werte der Parameter EI und k_T wurden aus dem vorherigen Unterkapitel übernommen, der Parameter d wurde aber deutlich niedriger gewählt, da die Schwingungen sonst zu schnell abklingen. Neben dem Parameter d wurde auch der Parameter d_R in diesem Parametersatz nicht per Grey Box Model Estimation bestimmt, sondern grob abgeschätzt. Die in der Simulation verwendeten Parameter sind Tabelle 5-2 zu entnehmen. Abbildung 5-5 zeigt die Beschleunigungsverläufe einer Schwingungssimulation. Die Kinematikparameter entsprechen denen der Fahrt 1 in Tabelle 5-1. Auffallend ist, dass das Fahrwerk am Ende einer Fahrt zu abrupt abgebremst wird. Hier muss die Reibung noch besser modelliert werden. Abbildung 5-6 zeigt eine Fahrt mit niedrigeren Ruckwerten. Die Kinematik verläuft nach den Werten von Fahrt 2 (Tabelle 5-1). Vergleicht man die Simulation der Fahrten 1 und 2, fällt auf, dass die Schwingungen zu Beginn bei Fahrt 1 zu schwach

und bei Fahrt 2 zu stark ausgeprägt sind. Das ändert sich jedoch mit zunehmender Simulationszeit. Fahrt 1 weist im Verlauf der Fahrt eine zu starke und Fahrt 2 eine zu schwache Schwingung auf. Es ist unklar, wie weit die Übereinstimmung der Simulation mit der Messung durch Parameteränderung verbessert werden kann oder ob hierfür das Modell weiter geändert werden muss. Abbildung 5-4 zeigt das Frequenzspektrum der Mess- und Simulations- Beschleunigungsverläufe des Hubschlittens bei Fahrt 2. Es ist eine gute Übereinstimmung der Frequenzmaxima erkennbar. Zwei weitere Simulationsfahrten sind in Anhang E zu finden.

Tabelle 5-2: Übersicht über die für Fahrt 1 und 2 verwendeten Parameter

Parameter	Symbol	Einheit	Wert
Biegesteifigkeit	EI	MNm^2	19,40
Dämpfungskonstante des Balkens	d	kg/s	178
Einspannteifigkeit des Balkens	k_T	MNm/rad	14,28
Federsteifigkeit des Riemens	c_R	kN/m	355,55
Dämpfungskonstante des Riemens	d_R	kg/s	1600
Roll- und Gleitreibungskoeffizient	μ_{RG}	-	0.0013
Haftreibungskoeffizient	μ_H	-	0.03
Fluidreibungskoeffizient	μ_F	Ns/m	100
Krümmungsparameter	V_s	-	0.0023
Krümmungsparameter	δ	-	1

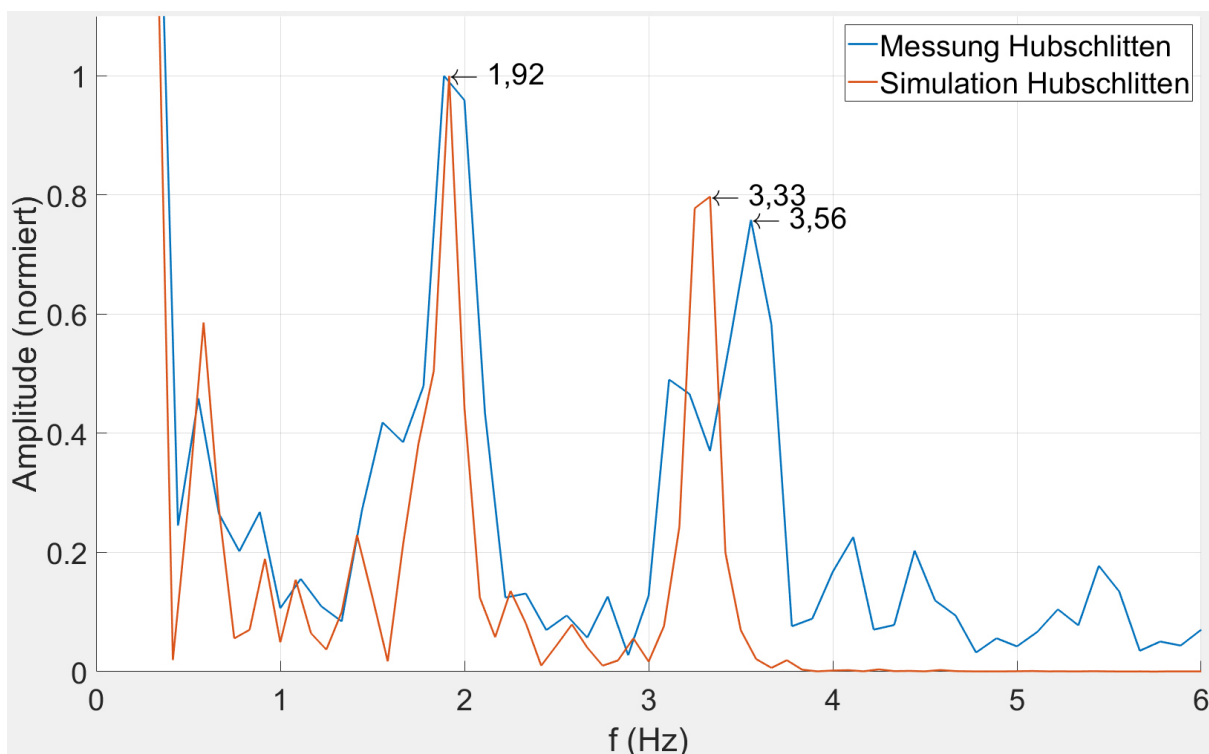


Abbildung 5-4: Ausschnitt der Frequenzspektren der gemessenen und simulierten Beschleunigungsverläufe des Hubschlittens der Fahrt 2

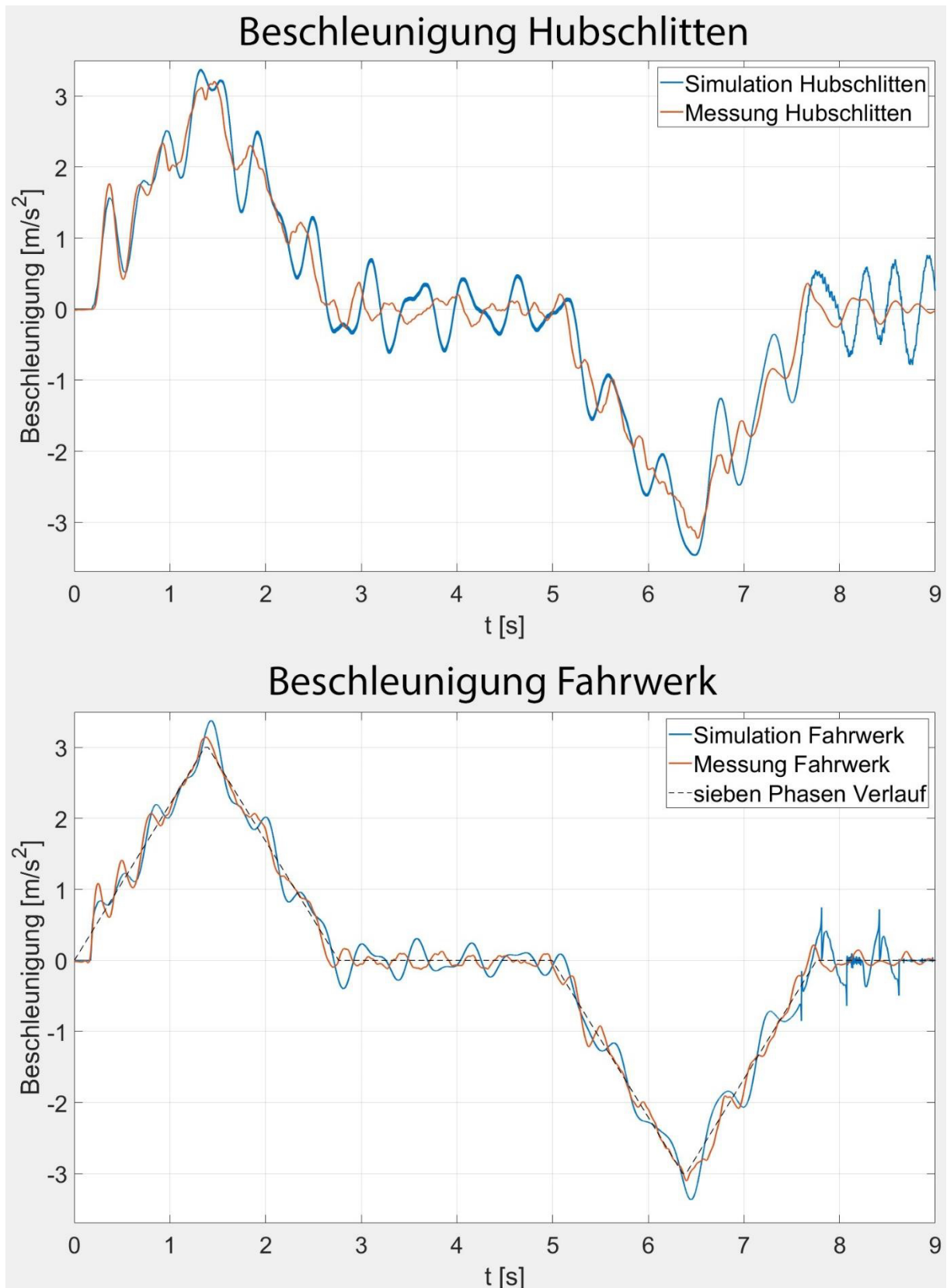


Abbildung 5-5: Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen von Fahrt 1. Als Modelleingang wird der sieben Phasen Verlauf verwendet. Die Kinematikparameter entsprechen den in Tabelle 5-1 bei Fahrt 1 eingetragenen Werten.

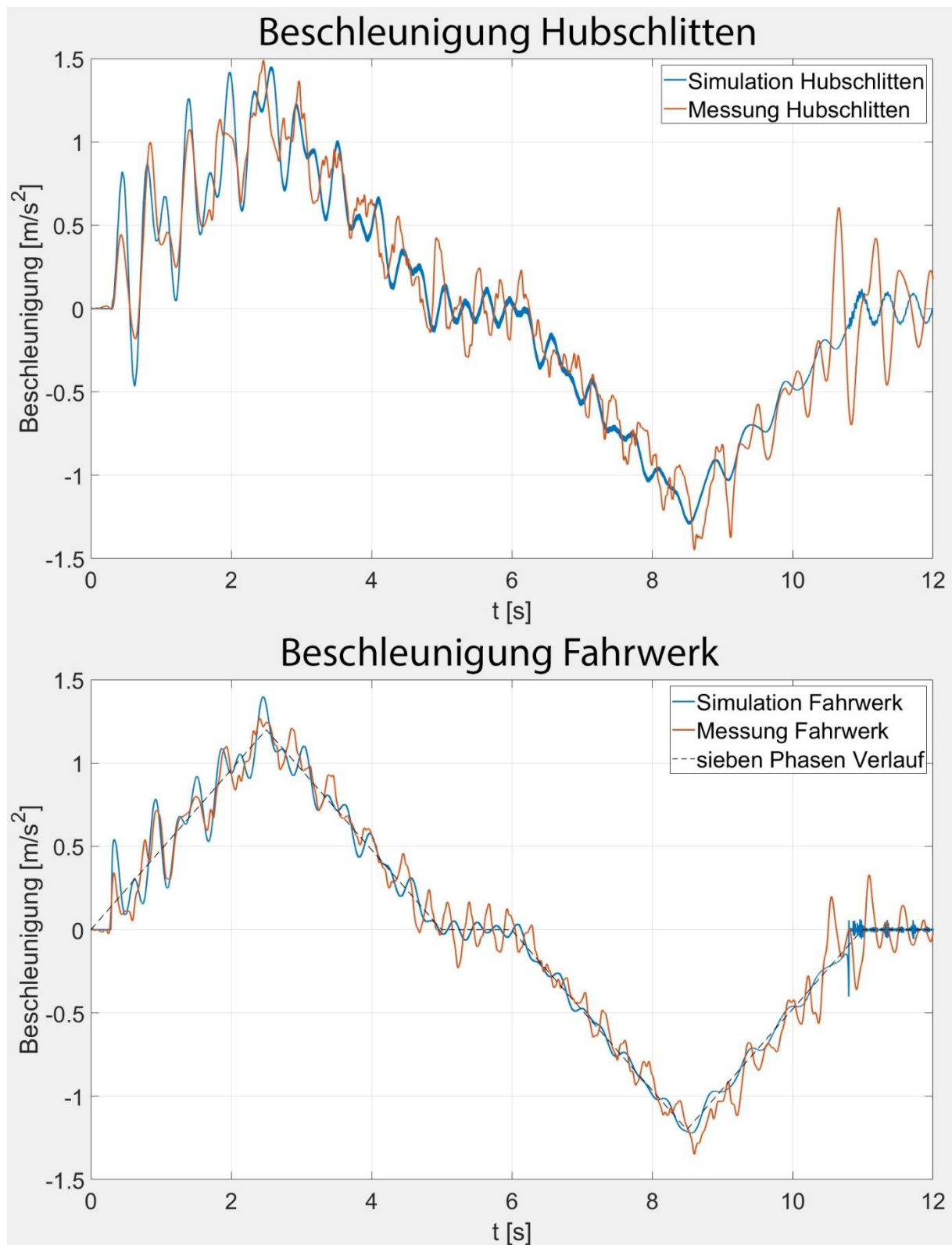


Abbildung 5-6: Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen von Fahrt 2. Als Modelleingang wird der sieben Phasen Verlauf verwendet. Die Kinematikparameter entsprechen den in Tabelle 5-1 bei Fahrt 2 eingetragenen Werten.

6 Zusammenfassung

Es wurde ein Schwingungsmodell zur Simulation der Hauptschwingung des Mastes in Gassenrichtung des lehrstuhleigenen RBG vorgestellt. Die Modellierung des Mastes als Euler-Bernoulli-Balken, dessen Diskretisierung und die statische Modellierung des Hubschlittens wurde dabei aus *Bachmayers* Arbeit [Bac-2012] übernommen. Auch die Modellierung der inneren Dämpfung folgt seinem Ansatz, wurde jedoch leicht abgeändert. Auch wurde ein Ansatz zur Berücksichtigung der Riemenschwingung und die von *Bachmayer* vorgestellten, bei RBG relevanten Reibarten implementiert. Die Schwingungssimulation erfolgt in MATLAB. Per MATLABs Grey Box Model Estimation wurde versucht die unbekannten Parameter des Modells abzuschätzen. Dabei kann für die Balkenparameter der gemessene Beschleunigungsverlauf des Fahrwerks als Eingang des Modells hergenommen werden. Für die Bestimmung der restlichen Parameter wurde der sieben Phasen Verlauf, nach dem das RBG verfährt, als Eingang gewählt. Während die Frequenzspektren der Mess- und Simulationsverläufe relativ gut übereinstimmen, konnte kein Parametersatz gefunden werden, der für alle getesteten Fahrparameter zu guten Übereinstimmungen der Simulation mit den Messdaten im Zeitbereich führt. Ob es einen solchen Parametersatz gibt oder die Modellstruktur für bessere Ergebnisse geändert werden muss, ist unbekannt. Die simulierten Verläufe der Beschleunigung des Fahrwerks am Ende einer Fahrt zeigen aber zumindest, dass die Modellierung der Reibung noch verbessert werden muss.

Literaturverzeichnis

- [Bac-2012] Bachmayer, M.: Effizientes Positionieren am Beispiel Regalbediengerät. München, Technische Universität München, Diss., 2012. Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, Technische Universität München, Garching, 2012.
- [Ban-1992] Banks, H. T.: Control and Estimation in Distributed Parameter Systems. Society for Industrial and Applied Mathematics, 1992.
- [Bop-1993] Bopp, W.: Untersuchung der statischen und dynamischen Positionsgenauigkeit von Einmast-Regalbediengeräten. Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss., 1993, Inst. für Fördertechnik, Karlsruhe, 1993.
- [Die-1999] Dietzel, M.: Beeinflussung des Schwingungsverhaltens von Regalbediengeräten durch Regelung des Fahrtriebs. Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss., 1999, Inst. für Fördertechnik und Logistiksysteme, Karlsruhe, 1999.
- [Fot-2019] Fottner, J.; Rücker, A.: Entwicklung einer Bewertungsmethodik für die Energieeffizienz von Regalbediengeräten. Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluß Logistik (fml) TU München, Garching b. München, 2019.
- [Kar-2017] Karzel, L.: Entwicklung eines Systems zur Beschleunigungsmessung an Regalbediengeräten auf Arduino Basis. Bachelorarbeit. Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluß Logistik (fml), Technische Universität München, Garching, 2017.
- [Meg-2016] Megadyne: Magalinear Produktkatalog (2016)
- [Öch-2016] Öchsner, A.: Theorie der Balkenbiegung. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2016.
- [Rud-2012] Ruderman, M.: Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen. Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik, Technische Universität Dortmund, Dortmund, 2012.
- [Sch-1994] Schumacher, M.: Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Einmast-Regalbediengeräten. Inst. für Fördertechnik d. Univ, Karlsruhe, 1994.

- [Sch-2017] Schröder, D.; Buss, M.: Intelligente Verfahren. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2017.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Schematischer Aufbau des lehrstuhleigenen RBG (vgl. [Fot-2019, S. 8])	3
Abbildung 2-2-2: Die sieben Phasen des Ruckverlaufs einer RBG Fahrt [Fot-2019, S. 56]	4
Abbildung 2-2-3: Tiefpassgefilterte Verläufe der gemessenen Beschleunigung des Fahrwerks und des Hubschlittens über die Zeit	5
Abbildung 2-2-4: Ausschnitt der Frequenzspektren der gemessenen Beschleunigungsverläufe des Fahrwerks und des Hubschlittens	5
Abbildung 2-2-5: Differenz der tiefpassgefilterten Beschleunigungsverläufe des Fahrwerks und des Hubschlittens über die Zeit (oben) und im Frequenzbereich (unten)	6
Abbildung 2-2-6: Ausschnitt aus drei Frequenzspektren der jeweiligen Differenz des Beschleunigungsverlaufs des Fahrwerks und des Hubschlittens. Der Hubschlitten befindet sich dabei je nach Verlauf auf circa 0,5 m, 4,5 m oder 6,7 m.	7
Abbildung 2-7: Modell von Bopp (links) (vgl. [Bop-1993, S.117]) und von Dietzel (rechts) (vgl. [Die-1999, S. 22])	8
Abbildung 2-8: Schuhmachers Modell [Sch-1994, S. 28]	9
Abbildung 3-1: Diskretisierung des RBG Mastes (vom Betreuer zur Verfügung gestellt, vgl. [Bac-2012, S.13])	12
Abbildung 3-2: Der diskretisierte Balken mit Dämpferelementen zwischen den einzelnen Knoten (vgl. [Bac-2012, S. 13])	19
Abbildung 3-3: Modellierung des Riemens mittels zweier Federn	25
Abbildung 3-4: Beschleunigung über die Zeit und im Frequenzbereich von zwei RBG Fahrten. Fahrt 1 geht von der Riemenlänge $L_1 \approx 3,25$ m bis $L_1 \approx 12,45$ m, Fahrt 2 von $L_1 \approx 12,45$ m bis $L_1 \approx 21,23$ m.	25
Abbildung 3-5: Modellierung des Riemens mittels einer Feder	26
Abbildung 3-6: Modellierung des Riemens mittels eines Feder-Dämpfer-Elements	27
Abbildung 3-7: Der Verlauf der Stribeckkurve über die Geschwindigkeit, bestehend aus der Haftreibung F_H , der Roll- und Gleitreibung F_{RG} und der Fluidreibung F_F (vgl. [Bac-2012], S. 32])	28
Abbildung 4-1: Schema der Grey Box Model Estimation mit dem am Fahrwerk gemessenen Beschleunigungsverlauf als Eingang und der simulierten Beschleunigung des Hubschlittens als Ausgang der Simulation	30

Abbildung 4-2:	Schema der Grey Box Model Estimation mit dem sieben Phasen Verlauf als Eingang und der simulierten Beschleunigung des Fahrwerks und des Hubschlittens als Ausgänge der Simulation	31
Abbildung 4-3:	Der Zeitversatz $tdiff$ zwischen dem Beginn des sieben Phasen Verlaufs und dem tatsächlichen Losfahren des RBG	31
Abbildung 5-1:	Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen des Hubschlittens der ersten Fahrt (Tabelle 5-1). Als Modelleingang wird die gemessene Fahrwerksbeschleunigung verwendet.	33
Abbildung 5-2:	Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen des Hubschlittens von vier Fahrten über eine Zeitspanne von 3,5 s. Als Modelleingang wird die gemessene Fahrwerksbeschleunigung verwendet.	34
Abbildung 5-3:	Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen des Hubschlittens einer Fahrt. Als Modelleingang wird die gemessene Fahrwerksbeschleunigung verwendet. Die Balkenparameter des Schwingungsmodells wurden mit Hilfe der hier gezeigten Beschleunigungsmessdaten bestimmt (Tabelle 5-1, Fahrt 5).	35
Abbildung 5-4:	Ausschnitt der Frequenzspektren der gemessenen und simulierten Beschleunigungsverläufe des Hubschlittens der Fahrt 2	36
Abbildung 5-5:	Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen von Fahrt 1. Als Modelleingang wird der sieben Phasen Verlauf verwendet. Die Kinematikparameter entsprechen den in Tabelle 5-1 bei Fahrt 1 eingetragenen Werten.	37
Abbildung 5-6:	Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen von Fahrt 2. Als Modelleingang wird der sieben Phasen Verlauf verwendet. Die Kinematikparameter entsprechen den in Tabelle 5-1 bei Fahrt 2 eingetragenen Werten.	38
Abbildung A-1:	Die Funkeinheit und eine Messeinheit des Messsystems (vgl. [Kar-2017, S.6f])	A-1
Abbildung A-2:	Anbringung einer Messeinheit auf dem Fahrwerk und einer Messeinheit auf dem Hubschlitten des RBG	A-2
Abbildung B-1:	Die gemessenen Beschleunigungsverläufe des Fahrwerks und des Hubschlittens einer Fahrt ungefiltert	B-1
Abbildung B-2:	Ausschnitt aus dem zugehörigem Frequenzspektrum bis 150 Hz	B-1
Abbildung B-3:	Die tiefpassgefilterten Beschleunigungsverläufe von drei RBG Fahrten mit denselben Kinematikparametern	B-2
Abbildung C-1:	Die Schwingung im Beschleunigungsverlauf kurz bevor sich das RBG in Bewegung setzt und ein Versuch daraus $tdiff$ abzulesen	C-2

- Abbildung C-2: Die Schwingung im Beschleunigungsverlauf des Riemens kurz bevor sich das RBG in Bewegung setzt und ein Versuch daraus *tdiff* abzulesen C-2
- Abbildung C-3: Der Wert des ersten Beschleunigungsmaximums einer Fahrt C-3
- Abbildung C-4: Die Werte der jeweils ersten Maxima im geglätteten Beschleunigungsverlauf von sieben RBG Fahrten über den Ruck C-4
- Abbildung E-1: Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen von Fahrt 3. Als Modelleingang wird der sieben Phasen Verlauf verwendet. Die Kinematikparameter entsprechen den in Tabelle 5-1 bei Fahrt 3 und die Modellparameter den in Tabelle 5-2 eingetragenen Werten. In Abbildung E-3 ist das zugehörige Frequenzspektrum abgebildet. E-1
- Abbildung E-2: Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen von Fahrt 4. Als Modelleingang wird der sieben Phasen Verlauf verwendet. Die Kinematikparameter entsprechen den in Tabelle 5-1 bei Fahrt 4 und die Modellparameter den in Tabelle 5-2 eingetragenen Werten. In Abbildung E-4 ist das zugehörige Frequenzspektrum abgebildet E-2
- Abbildung E-3: Ausschnitt der Frequenzspektren der gemessenen und simulierten Beschleunigungsverläufe des Hubschlittens der Fahrt 3 mit dem sieben Phasen Verlauf als Modelleingang E-3
- Abbildung E-4: Ausschnitt der Frequenzspektren der gemessenen und simulierten Beschleunigungsverläufe des Hubschlittens der Fahrt 4 mit dem sieben Phasen Verlauf als Modelleingang E-3

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1:	Übersicht über die Parameter des RBG	4
Tabelle 5-1:	Übersicht über die Kinematik Parameter und Hubschlittenhöhen x_m der in diesem Kapitel abgebildeten Fahrten und die für die Simulation verwendeten Parameter EI , d und kT	34
Tabelle 5-2:	Übersicht über die für Fahrt 1 und 2 verwendeten Parameter	36

Anhang A Das Messsystem

Das verwendete Messsystem beruht auf eine vorrangegangene Bachelorarbeit [Kar-2017] und besteht aus zwei Messeinheiten und einer Funkeinheit (Abbildung A-1). Die Messeinheiten sind hierbei identisch und werden von einem Arduino Mikrocontroller gesteuert. Mit einem Beschleunigungssensor wird die Beschleunigung in drei Achsen und mit 1000 Hz gemessen und auf einer SD Karte gespeichert. Über einen PC können Befehle über die Funkeinheit an die beiden Messeinheiten gesendet werden. Die gewonnenen Daten können anschließend am Computer ausgewertet werden.

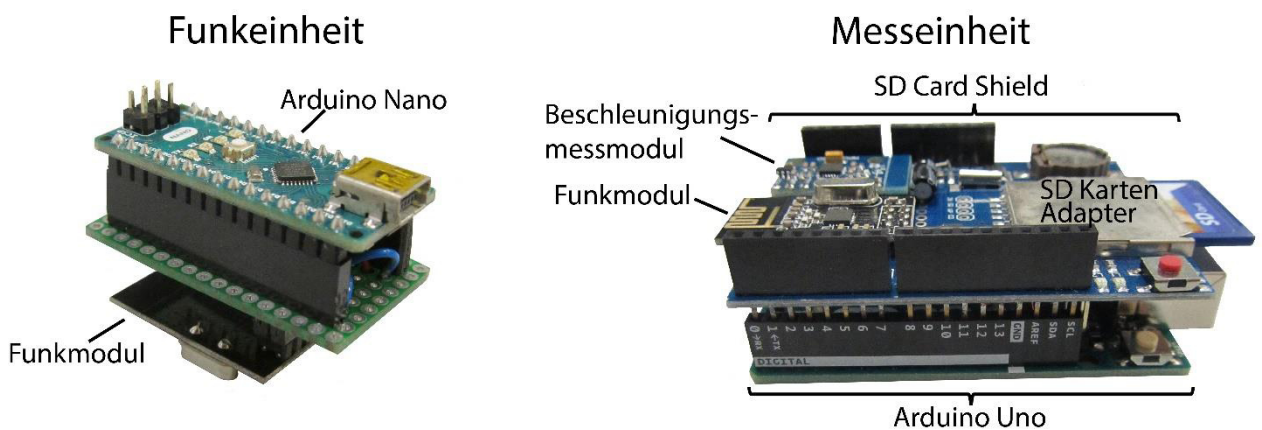


Abbildung A-1: Die Funkeinheit und eine Messeinheit des Messsystems (vgl. [Kar-2017, S.6ff])

Bei einer Messung kann beispielsweise eine Messeinheit auf dem Fahrschlitten und eine Messeinheit auf dem Hubschlitten des RBG angebracht werden (Abbildung A-2).

Um zeitsynchrone Beschleunigungsdaten zu erhalten, werden die Messaufzeichnungen der beiden Einheiten möglichst schnell hintereinander gestartet und gestoppt. Dies geschieht in weniger als 1,3 Millisekunden.

Die Messaufzeichnungen haben aufgrund von leicht unterschiedlichen Taktfrequenzen der beiden Messeinheiten unterschiedlich viele Messpunkte. Da jedoch jeweils der erste und letzte Messpunkt der beiden Messungen zur etwa gleichen Zeit aufgenommen wurde, können die beiden Messungen synchronisiert werden.

Da sich nach Messstop noch ein Teil der Messdaten in dem Buffer des Beschleunigungssensors befinden, wird dafür zu der Zahl an Messpunkten des Messfiles noch die Anzahl an Messpunkten im Buffer addiert. Anschließend können die beiden Datensätze über die gleiche Zeitlänge interpoliert werden.

Hierzu ein Beispiel:

Bei einer Messung werden bei der ersten Messeinheit (ME 1) 29700 Beschleunigungsdaten in ein Datenfile gespeichert. Auch befinden sich noch 300 Messpunkte im Buffer des Beschleunigungssensors. Beides addiert ergibt 30000 Datenpunkte bzw. 10000 Punkte pro Achsenrichtung.

Die zweite Messeinheit (ME 2) speichert in der gleichen Zeit 30150 Datenpunkte in ein Datenfile und es verbleiben 150 Messpunkte im Buffer. Daraus folgen 30300 Datenpunkte bzw. 10100 Datenpunkte pro Achsenrichtung.

Innerhalb des in etwa gleichen Messintervalls von circa 10 Sekunden hat somit der Beschleunigungssensor der zweiten ME 1% mehr Messpunkte als der Sensor der ersten ME aufgezeichnet. Wird nun der Abstand der einzelnen Messpunkte von der ME 1 auf 1,01 Millisekunden und bei der ME 2 auf eine Millisekunde gesetzt, so sind die beiden Beschleunigungsaufzeichnungen synchronisiert.

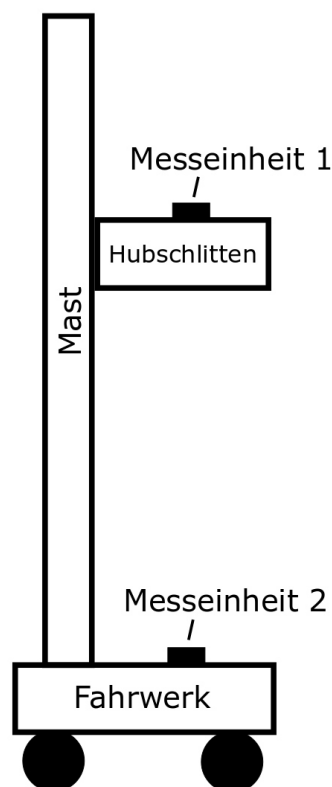


Abbildung A-2: Anbringung einer Messeinheit auf dem Fahrwerk und einer Messeinheit auf dem Hubschlitten des RBG

Anhang B Weitere gemessene Beschleunigungsverläufe

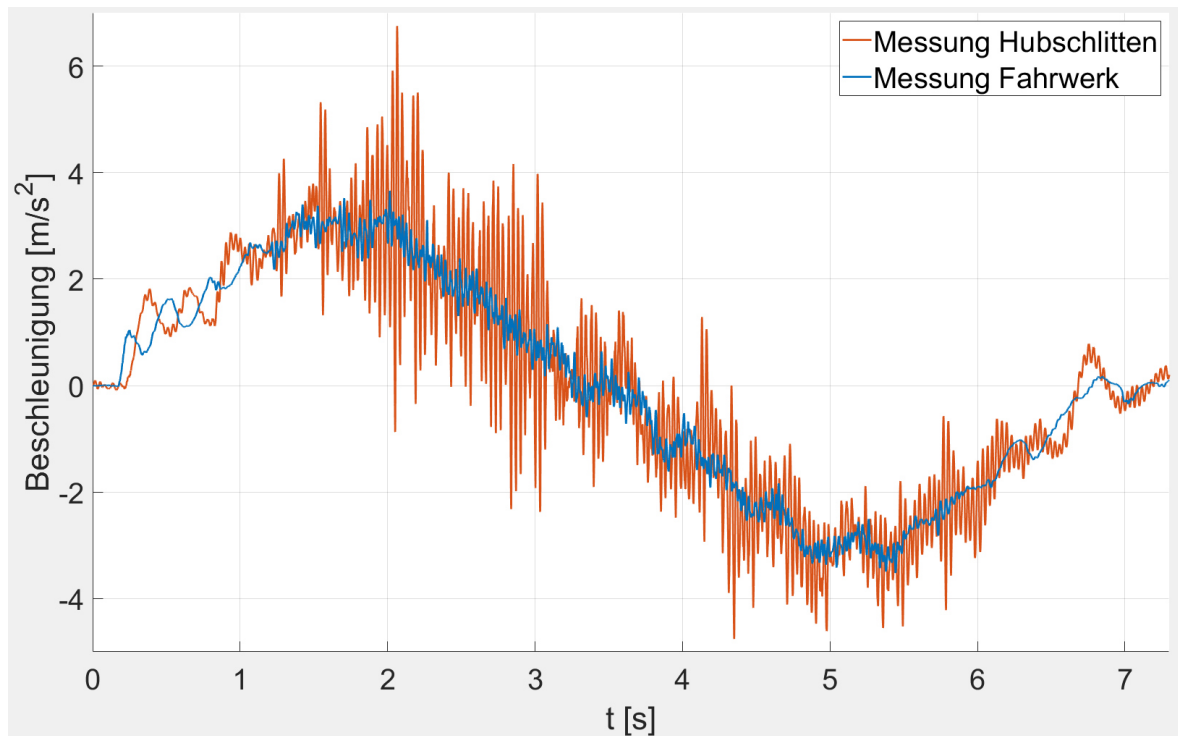


Abbildung B-1: Die gemessenen Beschleunigungsverläufe des Fahrwerks und des Hubschlittens einer Fahrt ungefiltert

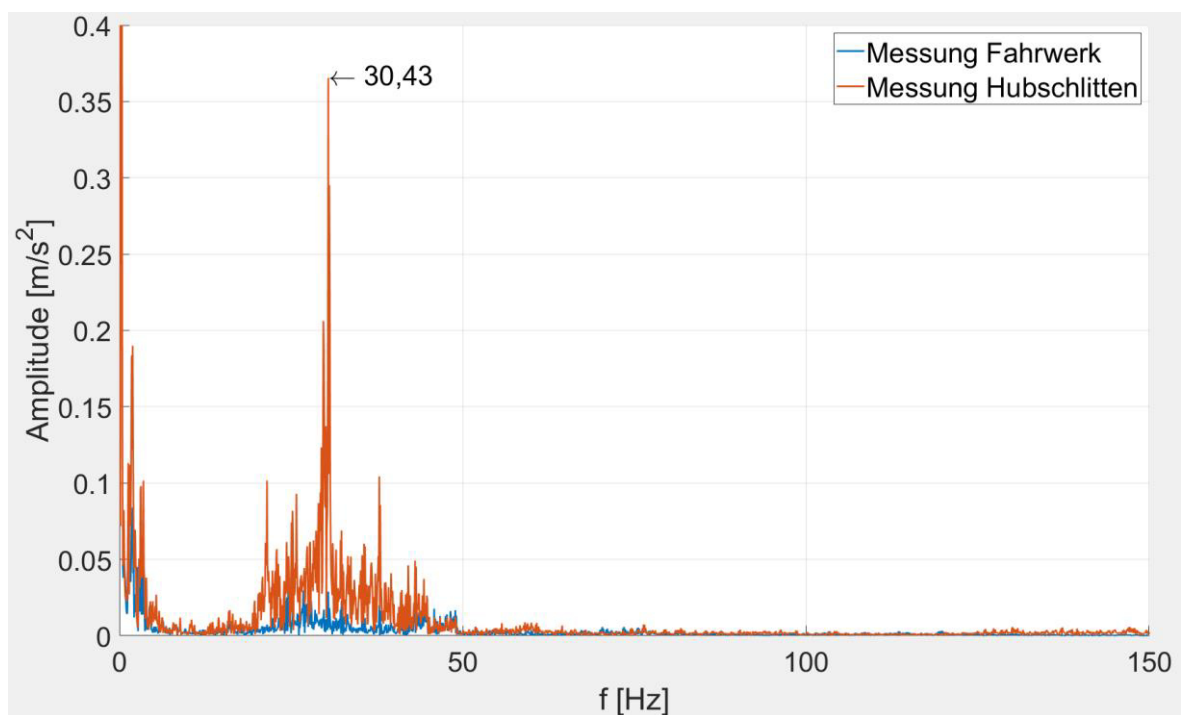


Abbildung B-2: Ausschnitt aus dem zugehörigem Frequenzspektrum bis 150 Hz

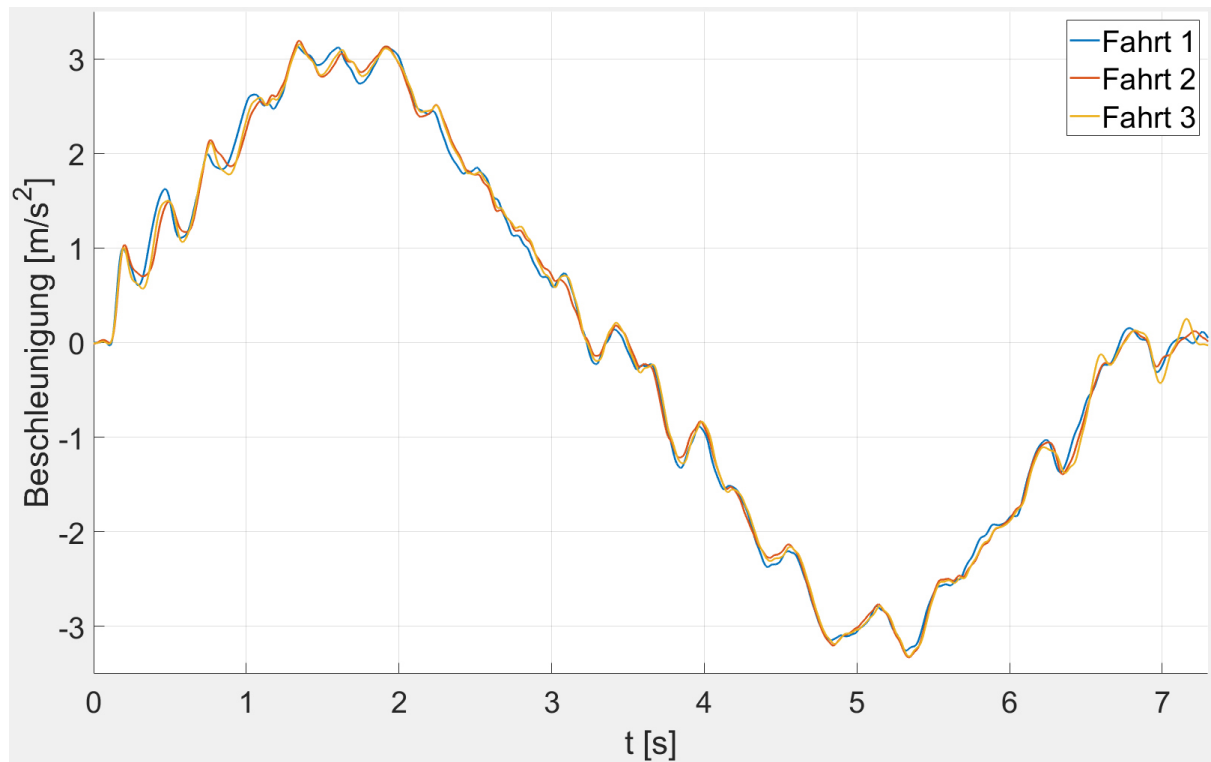


Abbildung B-3: Die tiefpassgefilterten Beschleunigungsverläufe von drei RBG Fahrten mit denselben Kinematikparametern

Anhang C Ansätze zur Bestimmung der Haftreibung

In diesem Kapitel werden drei Ansätze zur Bestimmung des zeitlichen Versatzes zwischen dem sieben Phasen Verlauf und dem Losfahren des RBGs t_{diff} vorgestellt. Nach der Überlegung in Kapitel 4.3 lässt sich aus t_{diff} die Haftreibung bestimmen.

C.1 Untersuchungen mittels Filmaufnahmen

Bei Filmaufnahmen mit 240 Bilder pro Sekunde konnte bis auf höchstens einem Bild kein Drehen des Antriebsrads vor dem tatsächlichen Losfahren des RBGs festgestellt werden. Das kann aber auch daran liegen, dass der Zeitversatz t_{diff} sehr klein und damit auch die Drehung des Rads bis zum tatsächlichen Losfahren sehr klein ist.

C.2 Bestimmung von t_{diff} mittels Schwingungen im Beschleunigungsverlauf

Bevor das RBG losfährt ist bei den meisten Messungen bereits eine Schwingung in der Beschleunigung feststellbar. Wird davon ausgegangen, dass der Beginn der Schwingungen mit dem Anfang des sieben Phasen Verlaufs zusammenfällt, so könnte der unbekannten Zeitversatz t_{diff} abgelesen werden (Abbildung C-1). Die Methode führt jedoch auch bei ähnlichen Ruckwerten zu sehr unterschiedlichen t_{diff} Werten. Bessere Ergebnisse könnte der Zeitversatz zwischen den ersten Schwingungen im Riemen und dem tatsächlichem losfahren des RBG ergeben. Abbildung C-2 zeigt einen Ausschnitt aus der Beschleunigungsmessung mit einem Sensor auf dem Riemen und einem Sensor auf dem Fahrwerk des RBG. Weil auch hier nicht bekannt ist, ob der Beginn der Schwingung mit dem Beginn des sieben Phasen Verlaufs tatsächlich zusammenfällt und aus zeitlichen Gründen, wurde dieser Ansatz nicht weiterverfolgt.

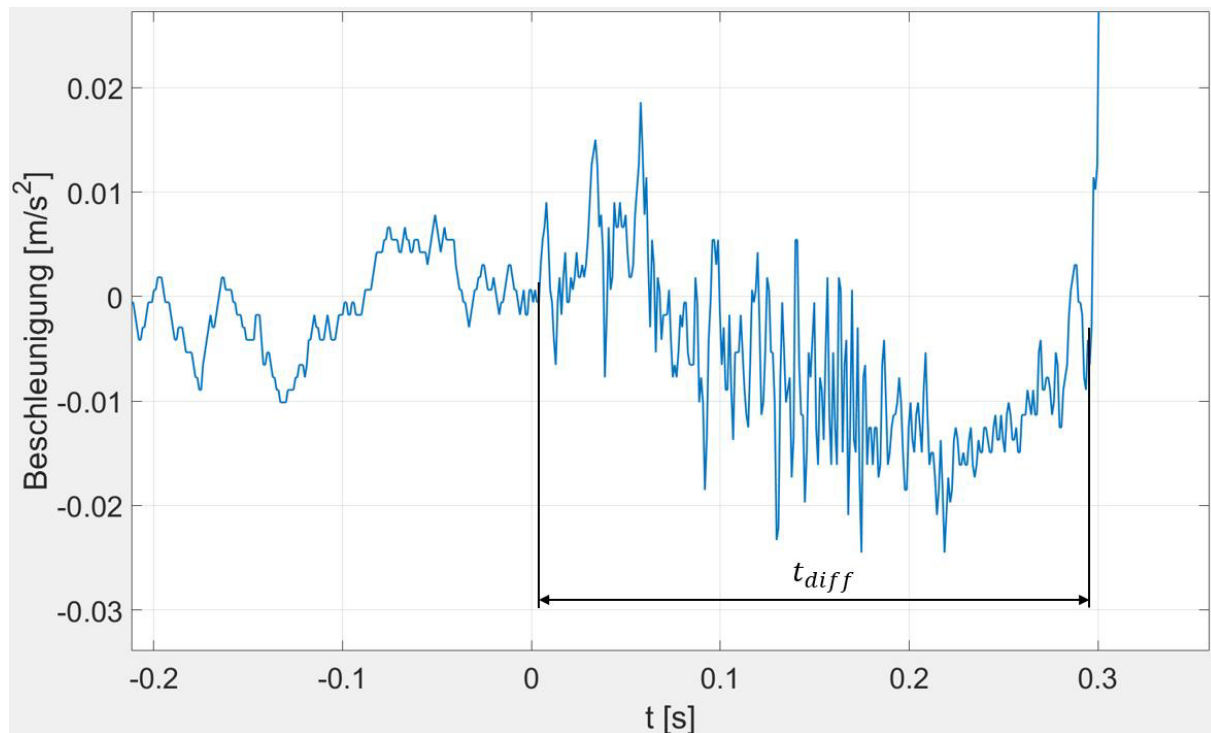


Abbildung C-1: Die Schwingung im Beschleunigungsverlauf kurz bevor sich das RBG in Bewegung setzt und ein Versuch daraus t_{diff} abzulesen

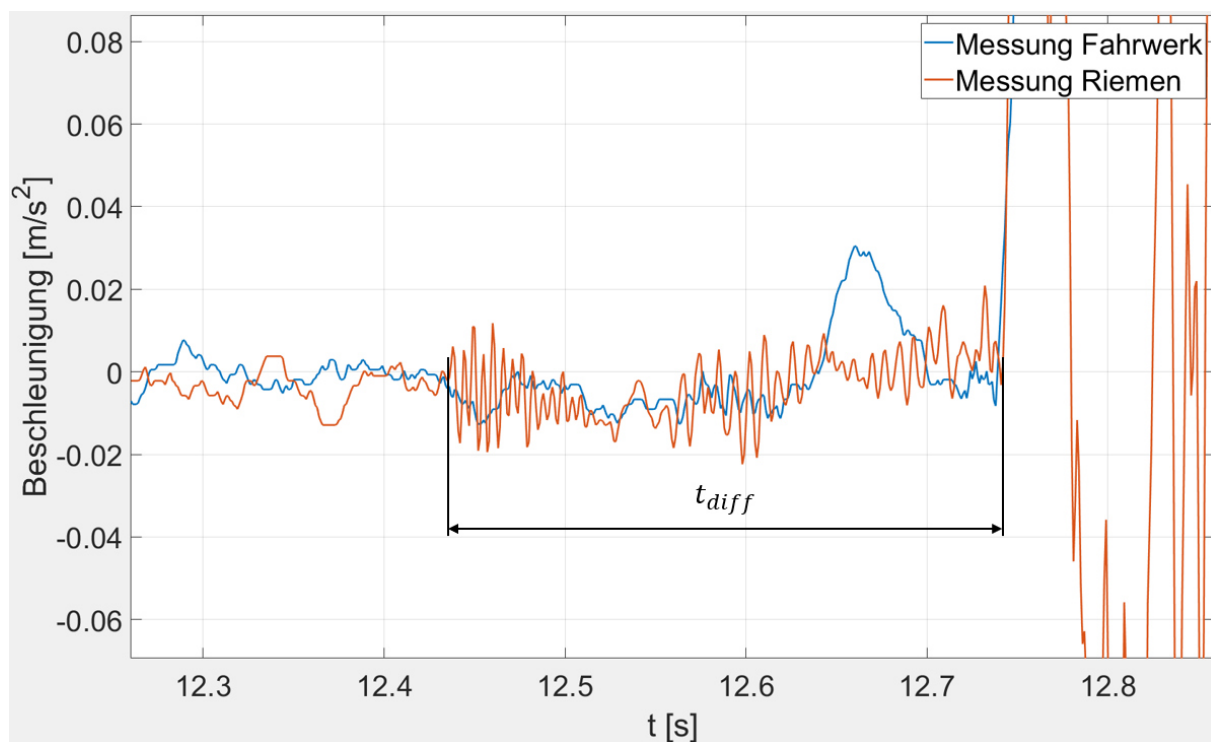


Abbildung C-2: Die Schwingung im Beschleunigungsverlauf des Riemens kurz bevor sich das RBG in Bewegung setzt und ein Versuch daraus t_{diff} abzulesen

C.3 Bestimmung von t_{diff} aus dem Wert des ersten Beschleunigungsmaximums

Ein weiterer Ansatz, der nicht weiterverfolgt wurde, ist t_{diff} aus dem ersten Maximum des Beschleunigungsverlaufs herzuleiten (Abbildung C-3). Zwischen dem in der Antriebssteuerung eingestellten Ruckwert und dem ersten Maximum des Beschleunigungsverlaufs lässt sich eine direkte Proportionalität erkennen (Abbildung C-4).

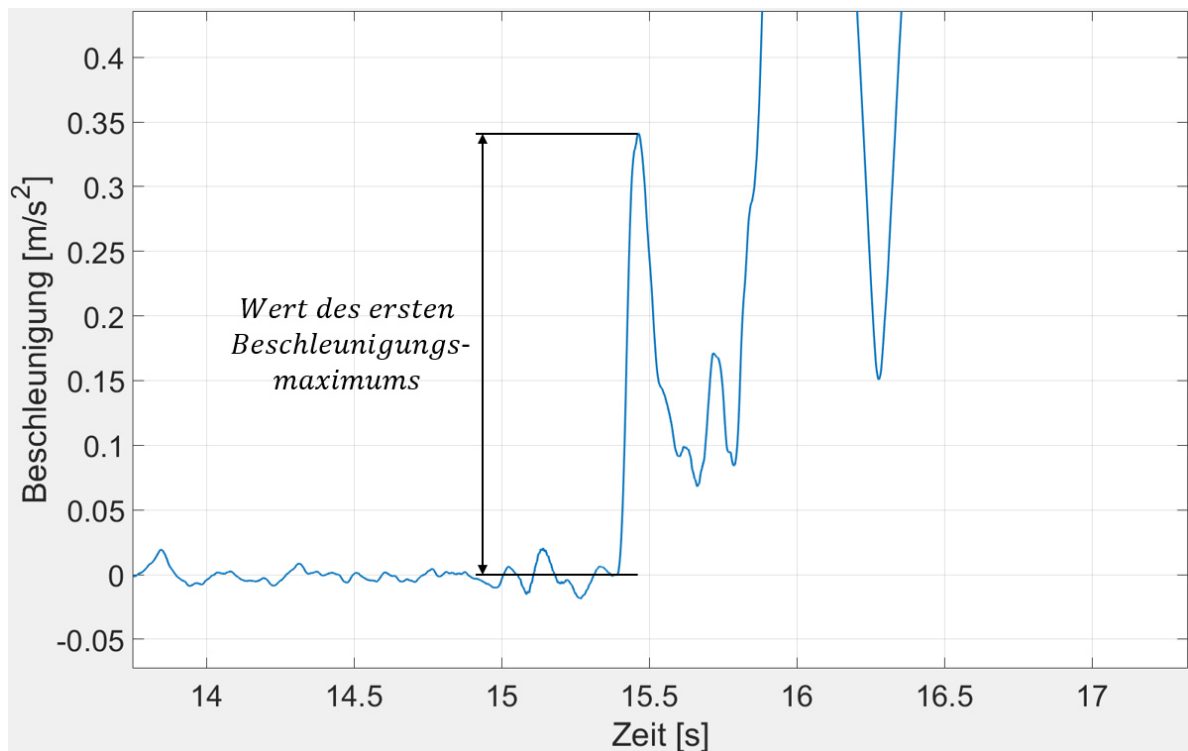


Abbildung C-3: Der Wert des ersten Beschleunigungsmaximums einer Fahrt

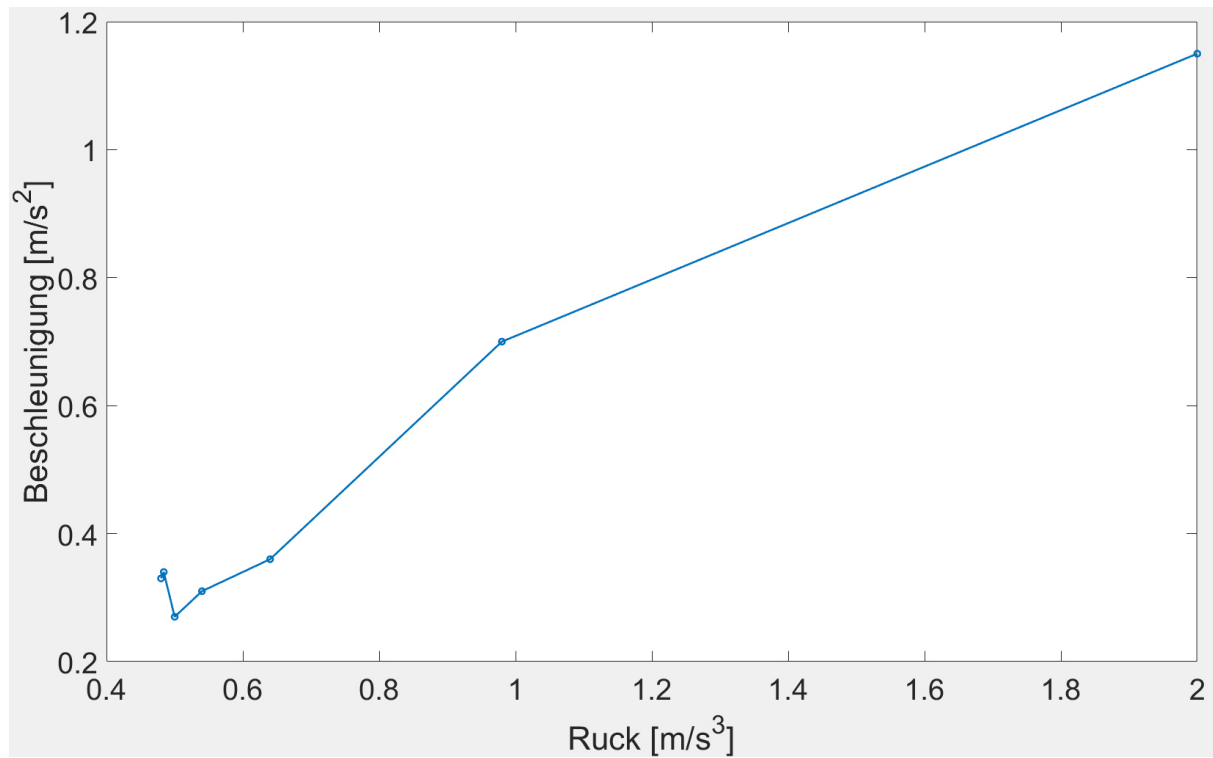


Abbildung C-4: Die Werte der jeweils ersten Maxima im geglätteten Beschleunigungsverlauf von sieben RBG Fahrten über den Ruck

Anhang D Bedienung der MATLAB Funktionen

D.1 Bedienung der Simulations-Funktion

Die Parameter e , d , k , c_R , d_R , y_{RG} , y_H , y_F , V_s und δ des Modells werden in einen Vektor namens „Parameters“ geschrieben. e ist dabei ein Faktor, mit dem das Elastizitätsmodul E berechnet wird und k ein Faktor aus dem die Einspannsteifigkeit k_T berechnet wird. In der Sektion „options“ können folgende Einstellungen getätigt werden:

- Wird `replace_ddw1_with_measured_data = 1` gesetzt, wird statt dem sieben Phasen Verlauf die gemessene Beschleunigung des Fahrwerks als Modelleingang verwendet.
- Wird `belt_vibration_and_friction = 1` gesetzt, wird das Modell um die Riemen-schwingung und Reibung erweitert.
- `tend` bestimmt die Simulationsdauer.
- `r = 'r0406jr7'` legt die zu verwendenden Messdaten und Kinematikparameter fest. Das geschieht in den nächsten zwei Sektionen mittels zweier Switch-case-Anweisungen.

Die Geometrie- und Massen- parameter befinden sich in der „geometry and mass parameters“ Sektion.

Sind alle Einstellungen getroffen, kann das Skript gestartet werden und es erscheint ein Fenster mit den Simulationsergebnissen.

D.2 Bedienung der Grey Box Model Estimation

Das Skript für die Grey Box Model Estimation heißt „STC_osc_GBME“. In der Sektion „options“ kann eingestellt werden, ob die Fahrwerksdaten oder der sieben Phasen Verlauf als Modelleingang hergenommen werden soll. Auch kann hier der Name der zu verwendenden Messdaten ausgewählt werden. Mit der Wahl werden auch die zugehörigen Kinematikparameter in der Sektion „kinematic parameters“ ausgewählt. In der Sektion „Model setup“ kann der zu verwendende Parametersatz gewählt werden. Auch können hier Parameter fixiert und für jeden Parameter eine Unter- und Obergrenze festgelegt werden. Mit der Sektion „Test Model“ kann die Simulation mit dem aktuellen Parametersatz getestet werden. Die nonlinear Grey Box Model Estimation wird in der „Parameter Estimation“ Sektion gestartet. Das Simulationsmodell dafür befindet sich

in der „STC_osc_GBME_sim“ Funktion. Die neu ermittelten Parameter können wieder mit der „Test Model“ Sektion getestet werden.

D.3 Hinzufügen zusätzlicher Messfahrten

Sollen die Messdaten des Fahrwerks und des Hubschlittens einer Fahrt der Simulation und der Grey Box Model Estimation hinzugefügt werden, kann folgendermaßen vorgegangen werden. „Name“ bezieht sich dabei im Folgendem auf den Namen der Messfahrt, „Name1“ auf die Messdaten des Fahrwerks und „Name2“ auf die Messdaten des Hubschlittens:

1. Die Beschleunigungsdaten jeweils in der GUIdaten2 laden und auf Schritt zwei gehen, sodass die Beschleunigungsdaten Offset bereinigt werden. Der Messausschnitt (Range) der Verläufe darf nicht verändert werden. Anschließend unter „Name1_“ und „Name2_“ in den Workspace speichern.
2. Die Funktion `sync_data` mit den Namen der Messdaten aufrufen:
`[Name1_Ax,Name2_Ax] = sync_data('Name1','Name2')`
3. `Name1_Ax` und `Name2_Ax` in eine .mat Datei speichern
4. Einen zusätzlichen case in der Sektion „load the measured acceleration data...[]“ hinzufügen:

```
case 'Name'  
    load Name  
    x_m = Hubschlittenhöhe;  
    int = Anfang der Fahrt : Ende der Fahrt;  
    rin = Name1_Ax(int);  
    rout = Name2_Ax(int);
```

5. Einen zusätzlichen case in der Sektion „travel parameters“ hinzufügen:

```
case 'Name'  
    maxJerk = der in der Antriebssteuerung eingestellte maximale Ruckwert;  
    maxAcc = der in der AS eingestellte max. Beschleunigungswert;  
    maxVel = der in der AS eingestellte max. Geschwindigkeitswert;  
    distance = die bei der Fahrt zurückgelegte Distanz;
```

Anhang E Weitere Schwingungssimulationen

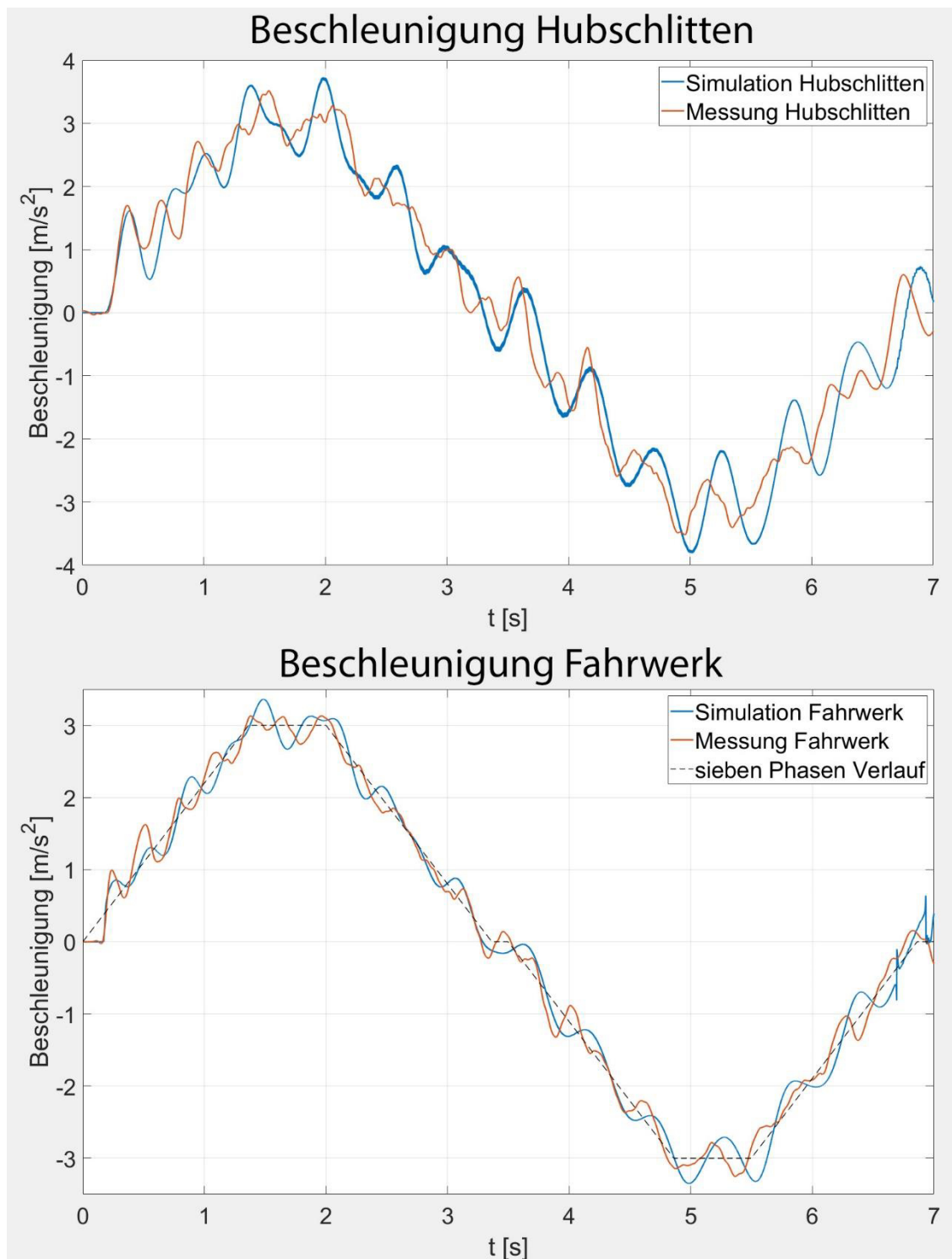


Abbildung E-1: Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen von Fahrt 3. Als Modelleingang wird der sieben Phasen Verlauf verwendet. Die Kinematikparameter entsprechen den in Tabelle 5-1 bei Fahrt 3 und die Modellparameter den in Tabelle 5-2 eingetragenen Werten. In Abbildung E-3 ist das zugehörige Frequenzspektrum abgebildet.

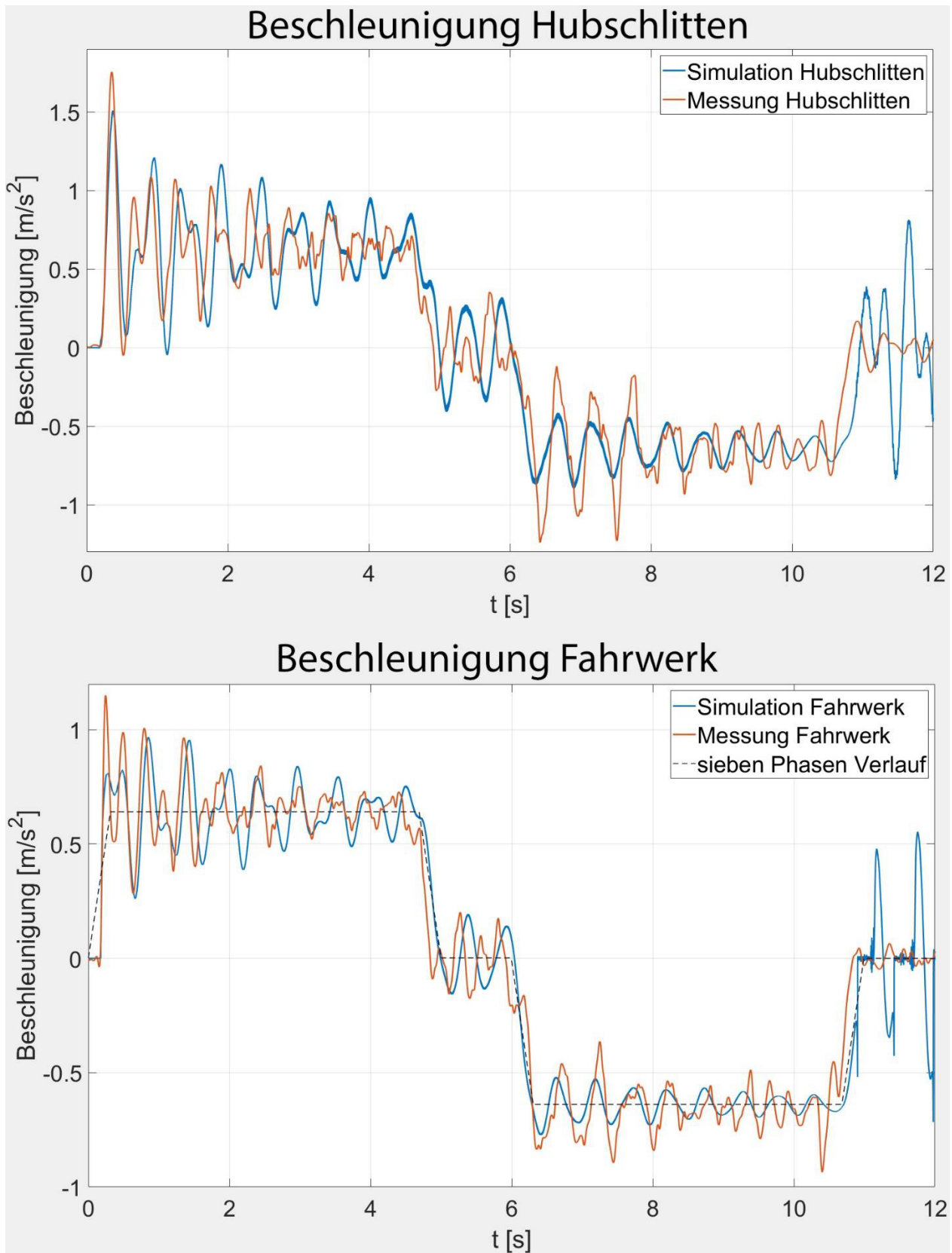


Abbildung E-2: Die simulierten und gemessenen Beschleunigungen von Fahrt 4. Als Modelleingang wird der sieben Phasen Verlauf verwendet. Die Kinematikparameter entsprechen den in Tabelle 5-1 bei Fahrt 4 und die Modellparameter den in Tabelle 5-2 eingetragenen Werten. In Abbildung E-4 ist das zugehörige Frequenzspektrum abgebildet

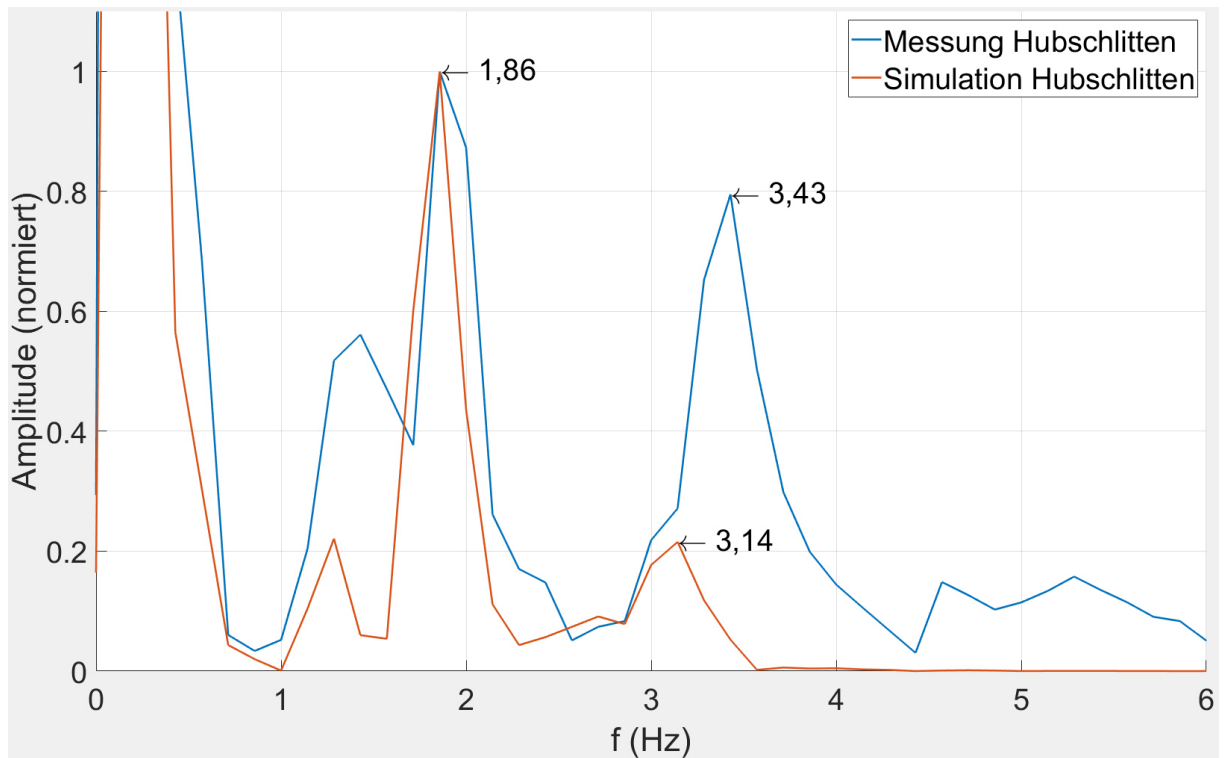


Abbildung E-3: Ausschnitt der Frequenzspektren der gemessenen und simulierten Beschleunigungsverläufe des Hubschlittens der Fahrt 3 mit dem sieben Phasen Verlauf als Modelleingang

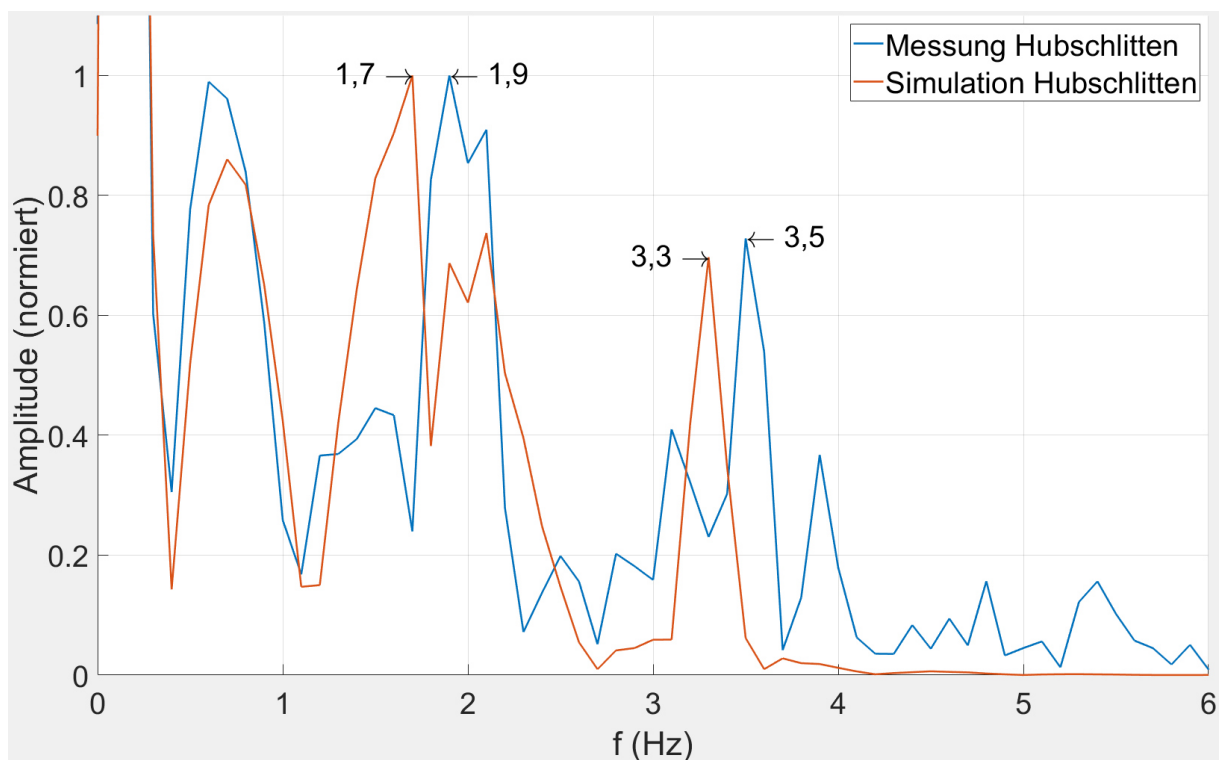


Abbildung E-4: Ausschnitt der Frequenzspektren der gemessenen und simulierten Beschleunigungsverläufe des Hubschlittens der Fahrt 4 mit dem sieben Phasen Verlauf als Modelleingang

Eidesstattliche Erklärung

Ich versichere hiermit, dass ich die von mir eingereichte Abschlussarbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe.

Ort, Datum, Unterschrift