

Eingereicht von  
**Lukas Lahninger, BSc**

Angefertigt am  
**Institut für  
Elektrische Antriebe und  
Leistungselektronik**

Beurteiler  
**o.Univ.-Prof.  
DI Dr. sc. techn.  
Wolfgang Amrhein**

Mitbetreuung  
**DI Dr. Florian Poltschak**

November 2022

# **Energiebasierte Schwingungsre- gelung für elektromagnetische Hochfrequenz-Oszillationsantriebe**



Masterarbeit  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Diplom-Ingenieur  
im Masterstudium  
Mechatronik



# Vorwort

Die vorliegende Masterarbeit, welche den Titel „Energiebasierte Schwingungsregelung für elektromagnetische Hochfrequenz-Oszillationsantriebe“ trägt, wurde am Institut für Elektrische Antriebe und Leistungselektronik der Johannes Kepler Universität in Zusammenarbeit mit dem JKU HOERBIGER Research Institute for Smart Actuators angefertigt.

Ich möchte mich sehr herzlich bei o.Univ.-Prof. DI Dr. sc. techn. Wolfgang Amrhein und DI Dr. Florian Poltschak für die Betreuung der Masterarbeit, die Bereitstellung der notwendigen Materialien und vor allem für die wertschätzende Zusammenarbeit bedanken. Die kritische Auseinandersetzung mit den behandelten Themen und der gegenseitige Austausch dazu haben mir ermöglicht, verschiedene Lösungsansätze zu verfolgen und in mehrere Richtungen forschen zu können. Die entstandene Arbeit ist das Ergebnis der Bewertung dieser Ansätze hinsichtlich ihrer Effizienz und Durchführbarkeit.

Darüber hinaus möchte ich die wertvollen Diskussionen mit meinen Instituts- und Studienkolleg:innen nicht unerwähnt lassen, welche in einigen Fällen den entscheidenden Hinweis zum Vorankommen lieferten.

Ein besonderer Dank gilt meiner Familie, insbesondere meinen Eltern, Anita und Johannes Lahninger. Sie haben mir das Studium der Mechatronik an der Johannes Kepler Universität in Linz überhaupt ermöglicht und mich in dieser Zeit immer in vollem Umfang unterstützt.



# Kurzfassung

Der Entwurf elektromagnetischer Linearantriebe in Form von Hochfrequenz-Oszillationsantrieben stellt ein neuartiges Konzept hydraulischer Kolbenpumpen dar. Die kompakte Bauweise des Direktantriebs bringt eine Reihe von Vorteilen im Vergleich zu konventionellen Pumpen mit sich, wie etwa die Reduktion der Reibungsverluste. Für den effizienten Betrieb eines derart hochdynamischen Schwingungssystems wird eine Regelung benötigt, welche das Resonanzverhalten des Antriebs optimal berücksichtigt.

In der vorliegenden Arbeit wird diesem Bedarf mit einem energiebasierten Ansatz begegnet, welcher mithilfe der Analyse der mechanischen Gesamtenergie eine Hubregelung ermöglicht. Das modellbasierte Regelungssystem stützt sich auf eine eingehende Analyse des elektromagnetischen Oszillators. Diese beinhaltet die physikalische Modellbildung und Simulation, unterstützt durch Messungen an einem Prototyp.

Das Prinzip des Reglers basiert auf der Kompensation der mechanischen Verlustleistung, um eine vorgegebene Referenzenergie des Schwingungssystems und damit die harmonische Schwingung des Läufers aufrecht zu erhalten. Um die Effizienz der entwickelten Regelung bewerten zu können, wird deren Leistungsverbrauch mit jenem einer direkten Feedforward-Ansteuerung verglichen. Die erhaltenen Ergebnisse zeigen, dass der Leistungsverbrauch der entwickelten Regelung durch Ausnutzung der Resonanzfrequenz jenem optimalen Verbrauch entspricht, der durch die exakte Einstellung der Resonanzfrequenz bei direkter Ansteuerung erreicht wird.

Die Vorteile der energiebasierten Regelung liegen in ihrer Anpassungsfähigkeit hinsichtlich der Resonanzfrequenz und der angelegten hydraulischen Last. Dies wird anhand von Simulationen einschließlich des hydraulischen Systems präsentiert. Das Ziel dieser Arbeit ist es, einen Beitrag zu der Untersuchung der Durchführbarkeit und Effizienz eines energiebasierten Regelungsansatzes für Oszillationsantriebe insbesondere bei höheren Schwingungsfrequenzen zu liefern.



# Abstract

The design of electromagnetic linear drives as high frequency oscillation drives represents a novel concept of hydraulic piston pumps. The compact architecture of direct drives offers a variety of benefits, for example the reduction of friction losses compared to conventional pumps. To operate this highly dynamic oscillation system, it is necessary to develop a control which optimally considers the resonance characteristics of the drive.

In this thesis, the requirement of an efficient control is met by an energy based approach. It is possible to realize a stroke control by analyzing the mechanical energy of the oscillator. The model based control system results from a thorough analysis of the electromagnetic oscillator. It includes the physical modelling and simulation, supported by measurements on the prototype.

The principle of the control is based on the compensation of mechanical power loss in order to maintain a given reference energy of the oscillation system and, as a consequence, the harmonic oscillation of the mover itself. To assess the efficiency of the developed control, its power consumption is compared to a direct feedforward actuation. The obtained results show that the power consumption of the oscillation control equals one of a direct feedforward actuation in resonance at optimal frequency settings.

The advantages of the energy based control principle lie in its adaptability to the resonance frequency and the applied hydraulic load. This is shown by simulations including the hydraulic system. The main objective of this thesis is to provide a contribution to the analysis of the feasibility and efficiency of an energy based control principle for oscillation drives especially at higher oscillation frequencies.





# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Charakterisierung oszillierender Linearantriebe . . . . .	1
1.1.1	Vor- und Nachteile gegenüber konventionellen Antriebskonzepten . . . . .	3
1.1.2	Anwendungsgebiete . . . . .	4
1.2	Zielsetzung und Aufbau der Masterarbeit . . . . .	4
<b>2</b>	<b>Modellbildung des Antriebssystems</b>	<b>7</b>
2.1	Der Hochfrequenz-Oszillationsantrieb . . . . .	7
2.1.1	Aufbau und Funktionsprinzip des Schwingsystems . . . . .	7
2.1.2	Betriebsdaten der Prototypen . . . . .	9
2.2	Modellierung des elektromagnetischen Aktuators . . . . .	13
2.3	Modellierung des mechanischen Oszillators . . . . .	17
2.3.1	Lineares Schwingungsmodell . . . . .	18
2.3.2	Messung der Federsteifigkeit . . . . .	20
2.3.3	Ausschwingversuch . . . . .	22
2.4	Analyse des Gesamtsystems . . . . .	26
2.4.1	Messung der statischen Gesamtkraft . . . . .	26
2.4.2	Analyse des Resonanzverhaltens . . . . .	30
2.4.3	Frequenzabhängigkeit der Aktuatorkraftkurve . . . . .	33
2.4.4	Verluste und Wirkungsgrad . . . . .	33
<b>3</b>	<b>Energiebasierte Regelung</b>	<b>39</b>
3.1	Anwendungen künstlich erzeugter Schwingungen . . . . .	39
3.2	Der ungedämpfte harmonische Oszillator . . . . .	40
3.3	Prinzip der Regelung auf Basis der Zustandsenergie . . . . .	42
3.4	Simulation des geregelten Antriebssystems . . . . .	47
3.4.1	Systeminvertierung des Aktuators . . . . .	48
3.4.2	Simulationsergebnisse . . . . .	49
3.4.3	Verwendung eines Trägersignals . . . . .	51
3.5	Realisierung des Regelungsprinzips . . . . .	55
3.5.1	Messergebnisse des geregelten Systems . . . . .	55
3.6	Auswertung der Ergebnisse . . . . .	58
3.6.1	Vergleich der Simulations- und Messergebnisse . . . . .	58
3.6.2	Vergleich der Regelung mit einer direkten Feedforward-Ansteuerung . . . . .	58
<b>4</b>	<b>Hydraulische Last</b>	<b>63</b>
4.1	Modellbildung des hydraulischen Systems . . . . .	63
4.2	Simulationsmodell der Hydraulik . . . . .	65
4.3	Auswertung der Simulationsergebnisse . . . . .	69
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>71</b>

5.1	Zusammenfassung . . . . .	71
5.2	Ausblick . . . . .	73
5.2.1	Einsatz des Hopf-Oszillators als Sinusgenerator . . . . .	73
5.2.2	Verwendung von Reinforcement Learning zur Unterstützung der Modellidentifikation . . . . .	74
<b>Anhang</b>		<b>77</b>
<b>A Simulationsmodelle</b>		<b>77</b>
A.1	Leistungselektronik . . . . .	77
A.2	Aktuatormodell . . . . .	80
A.3	Mechanisches Modell . . . . .	81
A.4	Energiebasierte Regelung . . . . .	82
A.5	Systeminvertierung des Aktuators . . . . .	84
A.6	Hydraulisches System . . . . .	85
A.7	Gesamtmodell . . . . .	86
<b>B Implementierte X2C<sup>®</sup>-Modelle</b>		<b>87</b>
B.1	Aktuatorinvertierung . . . . .	87
B.2	Energiebasierte Regelung . . . . .	88
B.3	Gesamtsystem der Regelung . . . . .	89
<b>C Messdaten</b>		<b>90</b>
C.1	Messung der Federsteifigkeit . . . . .	90
<b>Abbildungsverzeichnis</b>		<b>91</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>		<b>93</b>
<b>Nomenklatur</b>		<b>95</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>		<b>99</b>

# Kapitel 1

## Einleitung

Konventionelle hydraulische Kolbenpumpen weisen einen Kurbeltrieb auf, welcher das zur Verfügung stehende Motordrehmoment in die benötigte translatorische Antriebskraft auf den Kolben umwandelt. Als Standardlösung ist das mechanische Getriebekonzept breit etabliert, weist jedoch deutliche Schwächen im Hinblick auf Reibungsverluste und die Baugröße des Gesamtsystems auf. Erhebliche Fortschritte in der Entwicklung der Leistungselektronik und Regelungstechnik in den letzten Jahrzehnten ermöglichen nun die Erforschung und Entwicklung neuartiger Antriebskonzepte.

Hierbei gewinnen vor allem Kriterien wie die kompakte Bauweise der mechanischen Systeme, die Robustheit der Regelung sowie die Effizienz des Gesamtsystems immer mehr an Bedeutung. Ein Teilgebiet der aktuellen Forschung konzentriert sich vor allem auf die Entwicklung elektromagnetischer Linearantriebe in Verbindung mit Kolbenpumpen [1–3]. Während Linearmotoren bisher vorwiegend für präzise Stellaufgaben eingesetzt wurden, rückt zunehmend auch der Einsatz bei der Erzeugung hochdynamischer Schwingungen in den Vordergrund.

In diesem Zusammenhang spielt die Regelung des elektromagnetischen Antriebs eine bedeutende Rolle. Verschiedene Ansätze kommen hierbei zur Anwendung, wobei jeder gewisse Vor- und Nachteile mit sich bringt. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Ansatz basierend auf der Dissipativität des Systems verfolgt, worauf insbesondere in Kapitel 3 genauer eingegangen wird [4], [5]. Das entwickelte Regelungssystem bietet wesentliche Vorteile im Hinblick auf die Effizienz des Gesamtsystems und wurde konkret für den Anwendungsfall des Linearantriebs als hydraulische Oszillationspumpe angepasst.

### 1.1 Charakterisierung oszillierender Linearantriebe

Die gängige Lösung zur Realisierung von Linearbewegungen besteht aus einem rotatorischen Antrieb, dessen Bewegung mithilfe eines mechanischen Getriebes in eine translatorische Bewegung umgewandelt wird. Das grundlegende Prinzip ist für den Fall einer doppelseitigen Kolbenpumpe mit Sperrventilen in Abbildung 1.1 dargestellt. Obwohl sich dieses Konzept für unzählige Anwendungsfälle bewährt hat, weist es einige grundlegende Einschränkungen auf. Zuerst legt die Getriebekinematik das Bewegungsprofil der Kolben eindeutig fest, sodass die Form der mechanischen Bewegung nicht angepasst werden kann. Des Weiteren sind die Gelenke des



### 1.1.1 Vor- und Nachteile gegenüber konventionellen Antriebskonzepten

Elektromagnetische Hochfrequenz-Oszillationspumpen weisen in den folgenden Punkten Stärken gegenüber Kolbenmaschinen mit mechanischen Getrieben auf [2]:

- Erhebliche Reduktion der Reibungsverluste
- Wegfall der Getriebekomponenten
- Die kompakte Bauweise führt zu einer kleineren Pumpengröße und in der Folge zu Gewichtseinsparungen.
- Variabel einstellbares Bewegungsprofil im Gegensatz zu einer fixen Getriebekinematik
- Hermetische Abkapselung des Fördermediums
- Die Bauweise ermöglicht den Einsatz effektiver Oszillatorregelungen zur Leistungsverbesserung.
- In Verbindung mit einem elektrischen Akkumulator kann ein mobiler Einsatz realisiert werden.

Gleichzeitig treten folgende negative Eigenschaften, welche sich aufgrund der gewählten Antriebsart ergeben, auf:

- Größerer Aufwand für Leistungselektronik und Regelung erforderlich
- Kein konstanter Volumenstrom des Pumpmediums aufgrund der geringeren Anzahl an Kolben
- Das ständige Umschalten zwischen Pump- und Ansaugphase führt zu Drucksprüngen in der Pumpkammer und Unterbrechungen des Massenstroms [3]
- Die periodische Umwandlung der kinetischen Energie des Läufers in potentielle Federenergie führt zu geringfügigen Wärmeverlusten in den Federn.

Leati weist in [3] auch auf Untersuchungen bezüglich der Kavitation hin. Es wurde insbesondere die Auswirkung der Auswahl hydraulischer Ventile auf das Auftreten von Kavitation behandelt. Diese tritt bei Verwendung von passiven Sperrventilen auf, kann jedoch durch Optimierung der Ventilplatte minimiert werden. Werden hingegen aktive Hydraulikventile verwendet, kann Kavitation sogar vollständig vermieden werden. Allerdings müssen derartige Ventile mithilfe von Spulen elektromagnetisch geschaltet werden, was eine Einschränkung der Höhe der Betriebsfrequenz darstellt. Ein höherer Aufwand ergibt sich zudem durch die hierfür notwendige Positionssensorik, welche zusätzliche Kosten verursacht. Im vorliegenden Versuchsaufbau werden daher passive Sperrventile verwendet.

Diese Gegenüberstellung führt zu der Erkenntnis, dass die HFOP für spezialisierte hydraulische Anwendungsfälle ein interessantes und wettbewerbsfähiges Antriebskonzept darstellt. Es ergibt sich ein vielseitiges Anwendungsfeld, welches in der Folge erläutert wird.

### 1.1.2 Anwendungsgebiete

Durch die kompakte und leichte Bauweise eignet sich die HFOP in der hier vorgestellten Größenordnung bestens für hydraulische Maschinen mit einer elektrischen Nennleistung im Bereich von ein bis zwei Kilowatt. Die Kolbenpumpe ist für eine hohe Kraftdichte ausgelegt, sodass sich eine Vielzahl von Anwendungsfeldern sowohl in der Industrie, der Landwirtschaft als auch im Dienstleistungssektor ergibt. Insbesondere die Möglichkeit, mithilfe eines elektrischen Akkumulators einen mobilen Betrieb zu gewährleisten, macht das Konzept der HFOP zu einer attraktiven Option für hydraulische Kraftmaschinen.

Denkbar ist beispielsweise der Einsatz in hydraulischen Kränen, Rettungs- und Bergewerkzeugen sowie in Hydraulikkühlern, wie Abbildung 1.2 zeigt. Besonderes Augenmerk wird zunehmend auch auf die Verwendung von Exoskeletten für Beschäftigte in der Serien- und Fließfertigung gelegt. An unterschiedlichen hydraulischen Konzepten für derartige Exoskelette arbeiten derzeit diverse Forschungsgruppen [6]. Zudem befinden sich solche Systeme zunehmend in industrieller Erprobung [7], [8]. Dies eröffnet ein weiteres mögliches Zukunftsfeld für die Verwendung der vorgestellten Hochfrequenz-Oszillationspumpe.



(a) Einsatz in hydraulischen Bergegeräten



(b) Betrieb eines hydraulischen Krans

**Abbildung 1.2:** Mögliche Anwendungsfälle der hydraulischen Oszillationspumpe

## 1.2 Zielsetzung und Aufbau der Masterarbeit

Im Rahmen der vorliegenden Masterarbeit werden die folgenden Fragestellungen behandelt:

- Kann der Leistungsverbrauch des Hochfrequenz-Oszillationsantriebs mithilfe des vorgestellten energiebasierten nichtlinearen Regelungsprinzips maßgeblich im Vergleich zu einer direkten Ansteuerung mit Spannungsreferenzsignal verbessert werden?

- Wie groß ist die erreichte Energieersparnis und von welchen Parametern ist sie wie stark abhängig? Können damit Vorteile gegenüber konventionellen Pumpensystemen in gewissen Anwendungsgebieten geschaffen werden?
- Wie wirkt sich das Hinzufügen einer hydraulischen Last zu dem Simulationsmodell auf die Funktion und den Wirkungsgrad des geregelten Gesamtsystems aus?

Für die erfolgreiche Regelung des Hochfrequenzantriebs mit dem vorgestellten Prinzip ist ein ausreichend zuverlässiges Modell des elektromagnetischen, mechanischen und hydraulischen Systems unabdingbar. Zu diesem Zweck wird in Kapitel 2 das Funktionsprinzip erklärt und die Modellbildung basierend auf Messungen am Prototyp vorgenommen. Anschließend wird in Kapitel 3 ein Überblick über das Forschungsfeld der schwingungserhaltenden Regelungskonzepte gegeben und das vorgeschlagene Regelungsprinzip anhand von Grundlagen der Regelungstheorie vorgestellt. Darauf aufbauend erfolgt die Implementierung der Regelung im untersuchten Prototypen. Um die Funktionstüchtigkeit und Effektivität des Regelungssystems zu testen, werden Messungen im laufenden Betrieb des geregelten Gesamtsystems durchgeführt, welche ebenfalls in Kapitel 3 festgehalten sind.

Da die Regelung vor allem für den Einsatz in hydraulischen Pumpen zur Anwendung kommen soll, wird in der Folge die Auswirkung des Anbringens einer hydraulischen Last an das Simulationsmodell in Kapitel 4 untersucht, um die Anwendung des Regelungsprinzips für den Betrieb als Pumpe abschließend bewerten zu können. Kapitel 5 fasst schließlich die erhaltenen Ergebnisse zusammen und gibt einen Ausblick auf potentielle zukünftige Forschungsarbeiten im Bereich der Hochfrequenz-Oszillationsantriebe.





## Kapitel 2

# Modellbildung des Antriebssystems

Um die Schwingungsgenerierung des Läufers zu verstehen, wird im Folgenden der Aufbau und das Funktionsprinzip der HFOP erklärt. Die Konstruktion ist derart gewählt, dass durch das Zusammenwirken des mechanischen und elektromagnetischen Systems eine harmonische Schwingung des Läufers begünstigt wird.

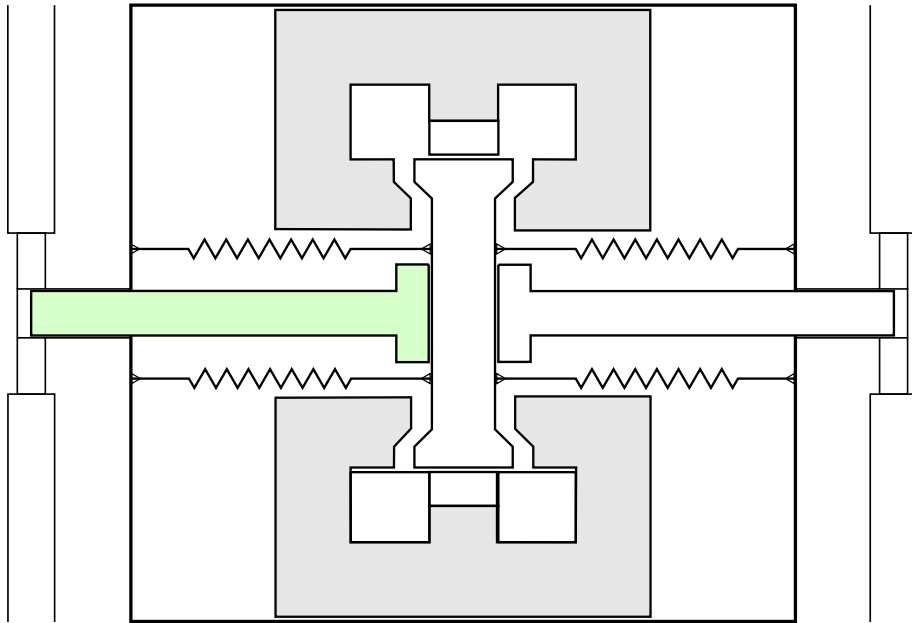
Im weiteren Verlauf wird die Modellierung der Oszillationspumpe präsentiert, welche durch Simulationen und Messungen am Aufbau evaluiert und erweitert wird. Ein elektromechanisches Modell, welches das reale Verhalten der HFOP möglichst genau beschreibt, ist essenziell für die zielgerichtete und energieoptimale Regelung des Systems.

### 2.1 Der Hochfrequenz-Oszillationsantrieb

Das Gesamtsystem des Hochfrequenz-Oszillationsantriebs ist auf die freie Schwingung des Läufers ausgelegt, wobei mit dem vorliegenden Prototyp Schwingfrequenzen in der Größenordnung von 250 Hz erzielt werden.

#### 2.1.1 Aufbau und Funktionsprinzip des Schwingsystems

Die HFOP besitzt zwei Pumpkammern, welche jeweils ein Sperrventil am Einlass und ein weiteres am Auslass aufweisen. Der Transport des Fördermediums erfolgt für jede Seite separat, wobei die Ansaug- und Pumpphase zueinander um eine halbe Periodendauer versetzt sind. Um den Läufer und in der Folge die anliegenden Kolben in Schwingung zu versetzen, werden die Antriebskräfte des elektromagnetischen Aktuators mit den rückstellenden Kräften zweier mechanischer Federn überlagert. Das zugrunde liegende Funktionsprinzip ist in Abbildung 2.1 und Abbildung 2.2 dargestellt.



einer periodischen Schwingung des Läufers. Das Fördermedium wird mithilfe der Sperrventile von dem Einlass zu dem Auslass über die Pumpkammer transportiert.

### 2.1.2 Betriebsdaten der Prototypen

Für die Testung der zweiten Generation des Hochfrequenzantriebs wurden zwei Arten von Prototypen entwickelt. Der erste Subtyp, dargestellt in Abbildung 2.3, weist zwei getrennte Kunststoffkolben zur Förderung des Pumpmediums durch die Pumpkammern auf und wird zur Testung als Pumpe eingesetzt. Der zweite Subtyp, in Abbildung 2.4 ersichtlich, wird mit einem durchgängigen Metallkolben betrieben, welcher direkt mit dem Läufer verbunden ist. Dieser eignet sich dadurch für statische Kraftmessungen am Läufer und wurde für sämtliche Messungen im Zusammenhang mit der Aktuatorkraft herangezogen.

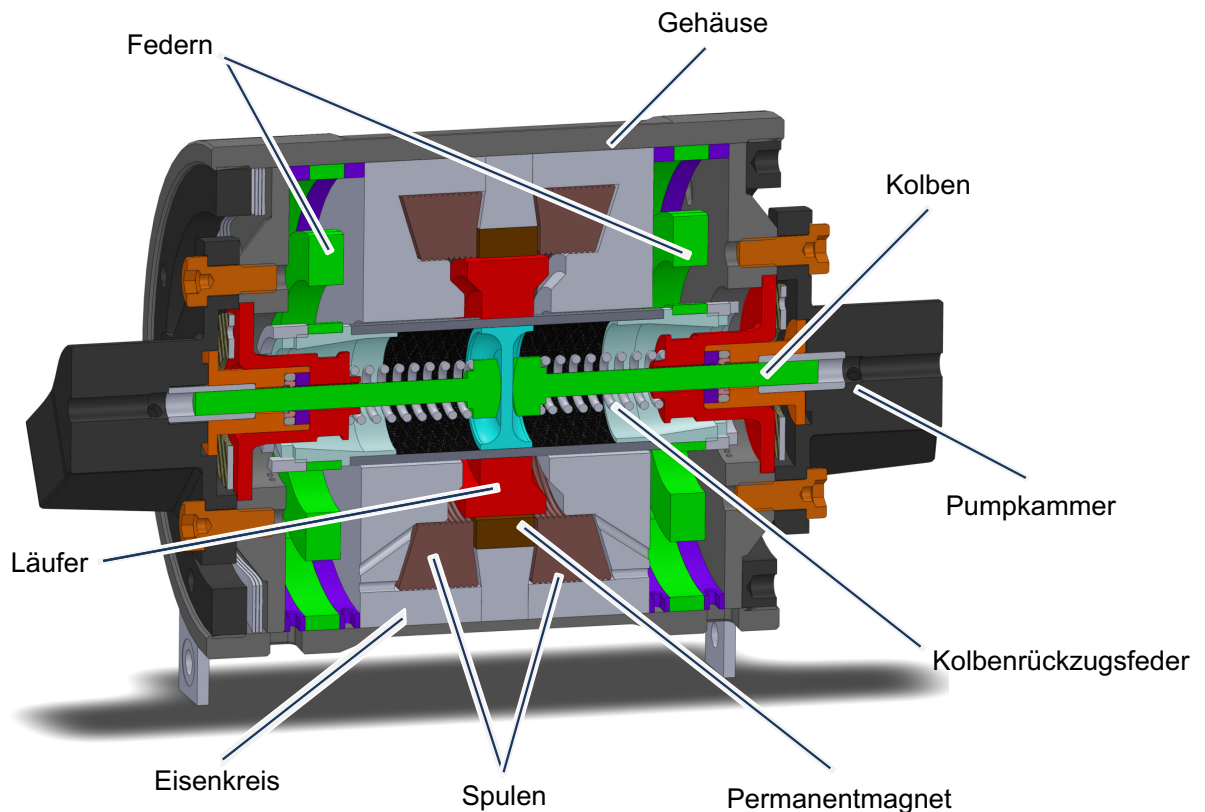


Abbildung 2.3: Prototyp für die Testung des hydraulischen Systems

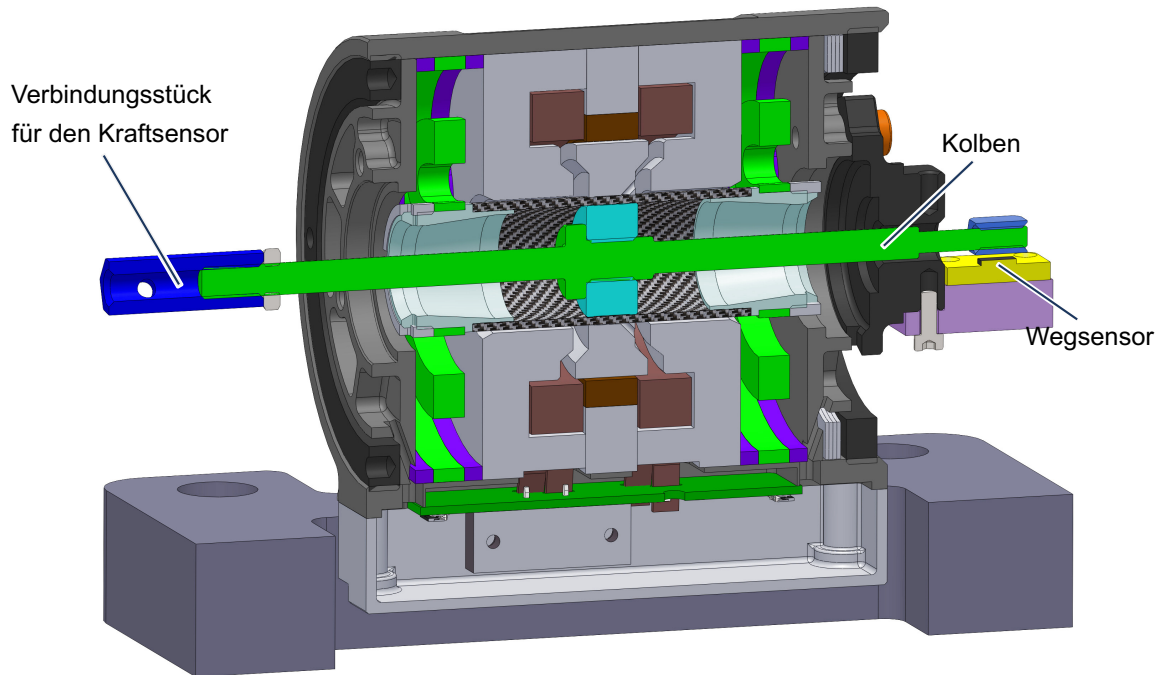


Abbildung 2.4: Prototyp für die Kraftmessung

Das mechatronische Gesamtsystem setzt sich aus den Komponenten in Abbildung 2.5 zusammen: Die Leistungselektronik wird mithilfe eines Akkus, eines Zwischenkreises und eines Inverters realisiert. Die entsprechenden Simulationsmodelle dieser Teilsysteme in MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup> sind in Abbildung A.1-A.3 festgehalten. Der Antrieb selbst besteht aus dem elektromagnetischen Aktuator in Verbindung mit dem mechanischen Schwingungssystem, deren Simulationsmodelle in Abbildung A.4 und Abbildung A.5 dargestellt sind. Das Messsystem umfasst die Positions- und Strommessung mit Abtastrate  $f_S$ . Die Regelung sowie die Berechnung des Spannungsreferenzsignals für den Aktuator erfolgt auf einem Labor-PC mithilfe der Entwicklungsumgebung X2C<sup>®</sup> [9], welche in MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup> eingebettet ist. Die entsprechenden Simulationsmodelle befinden sich in Abbildung A.7 und Abbildung A.8. Die Theorie und Implementierung des Regelungssystems sind in Kapitel 3 zu finden. Die Kraft auf den Aktuator zufolge der hydraulischen Last wird mithilfe des hydraulischen Teilsystems modelliert, welches in Kapitel 4 ausführlich behandelt und in Abbildung A.9 simuliert wird. Die Zusammenschaltung der einzelnen Simulationsmodelle zu einem Gesamtsystem ist letztendlich in Abbildung A.10 ersichtlich.

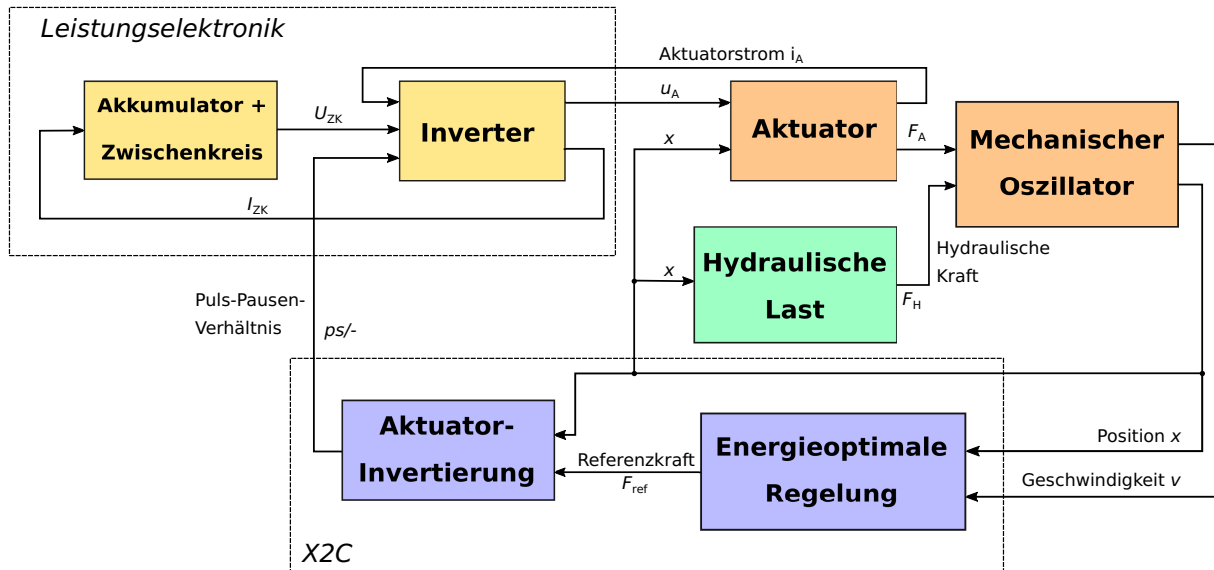


Abbildung 2.5: Mechatronisches Gesamtsystem

In Tabelle 2.1 sind wichtige elektrische Betriebsparameter der Leistungselektronik zusammengefasst. Der Nominalwert der konstanten Versorgungsspannung  $U_0$  kann hierbei vorübergehend um bis zu 12 V über- oder unterschritten werden. Hohe Spannungsspitzen können jedoch die Zwischenkreiskondensatoren des Inverters zerstören. Der Nennstrom ist als Effektivwert angegeben, die Multiplikation mit der Versorgungsspannung führt zu der vorgegebenen elektrischen Nennleistung. Die Abtastrate  $f_S$  bezieht sich auf die Verarbeitung der gemessenen Signale und die Ausgabe des Referenzsignals des Regelungssystems, wobei dies vollständig mithilfe der Entwicklungsumgebung X2C<sup>®</sup> erfolgt. Die Endwerte der Spannung, des Stroms und der Temperatur bilden die Endwerte jener auf den Bereich von -1 bis 1 normierten Skala, welche für die Werte sämtlicher Signale in X2C<sup>®</sup> gilt. Die jeweiligen Maximalwerte sind jene Werte, bei deren Erreichen die Schutzschaltung des Leistungsinverters eine Notabschaltung auslöst.

Bezeichnung	Parameter	Wert
Versorgungsspannung	$U_0$	48 V
Nennstrom	$I_N$	25 A (RMS)
Elektrische Nennleistung	$P_{el,N}$	1,2 kW
Abtastrate	$f_S$	10 kHz
Endwert der Spannungsskala	$U_{end}$	102,3 V
Maximalspannung	$U_{max}$	88 V
Endwert der Stromskala	$I_{end}$	125 A
Maximalstrom	$I_{max}$	91 A
Endwert der Temperaturskala	$T_{end}$	150 °C
Maximaltemperatur	$T_{max}$	125 °C

Tabelle 2.1: Elektrische Betriebsparameter der Leistungselektronik

Das Schwingensystem des Oszillationsantriebs ist für eine Nennfrequenz von  $f_N = 250$  Hz ausgelegt. In der Umgebung dieser Frequenz tritt Resonanz auf, wodurch die freie Schwingung des Läufers bewusst hervorgerufen wird. Durch das Betreiben in Resonanz wirkt der Aktuator wie ein mechanisches Filter, welches höherfrequente Störkräfte wie beispielsweise hydraulische Lasten unterdrückt [3]. Unter der Annahme einer harmonischen Schwingung treten die Positions- und Geschwindigkeitsverläufe wie in Abbildung 2.6 auf.

$$\begin{aligned} x(t) &= \hat{x} \sin(\omega_0 t) \\ v(t) &= \frac{dx(t)}{dt} = \hat{x} \omega_0 \cos(\omega_0 t) = \hat{v} \cos(\omega_0 t) \end{aligned} \quad (2.1)$$

Werden beide Pumpenseiten berücksichtigt, so ergibt sich für den Volumenstrom des Pumpmediums aufgrund der Sperr- und Durchlasswirkung der hydraulischen Ventile im Idealfall eine gleichgerichtete sinusförmige Funktion, welche in Abbildung 2.6 im unteren Grafen exemplarisch für die Nennfrequenz  $f_N = 250 \text{ Hz}$  dargestellt ist. Das Profil des Volumenstroms errechnet sich mithilfe der Läufergeschwindigkeit  $v(t)$  und der Kolbenquerschnittsfläche  $A_K$  zu

$$Q(t) = |A_K \cdot v(t)| = |A_K \hat{v} \cos(\omega_0 t)|. \quad (2.2)$$

Der durchschnittliche Volumenstrom ergibt sich aus dem Gleichrichtwert von (2.2) und beträgt

$$\bar{Q} = \frac{2}{T} \int_{t_0}^{t_0 + \frac{T}{2}} Q(t) dt = \frac{2}{\pi} \hat{Q} = \frac{2}{\pi} A_K \hat{v} \quad (2.3)$$

mit der Periodendauer  $T = f_N^{-1}$  der Kolbenschwungung. Hieraus lässt sich in der Folge die erreichte hydraulische Leistung ohne Verluste zu

$$P_{hyd} = \Delta p \bar{Q} = (p_P - p_T) \bar{Q} \quad (2.4)$$

mit der Druckdifferenz  $\Delta p = p_P - p_T$  zwischen Ein- und Auslass berechnen [10]. Die behandelten Parameter sind mit den zugehörigen Werten in Tabelle 2.2 angegeben.

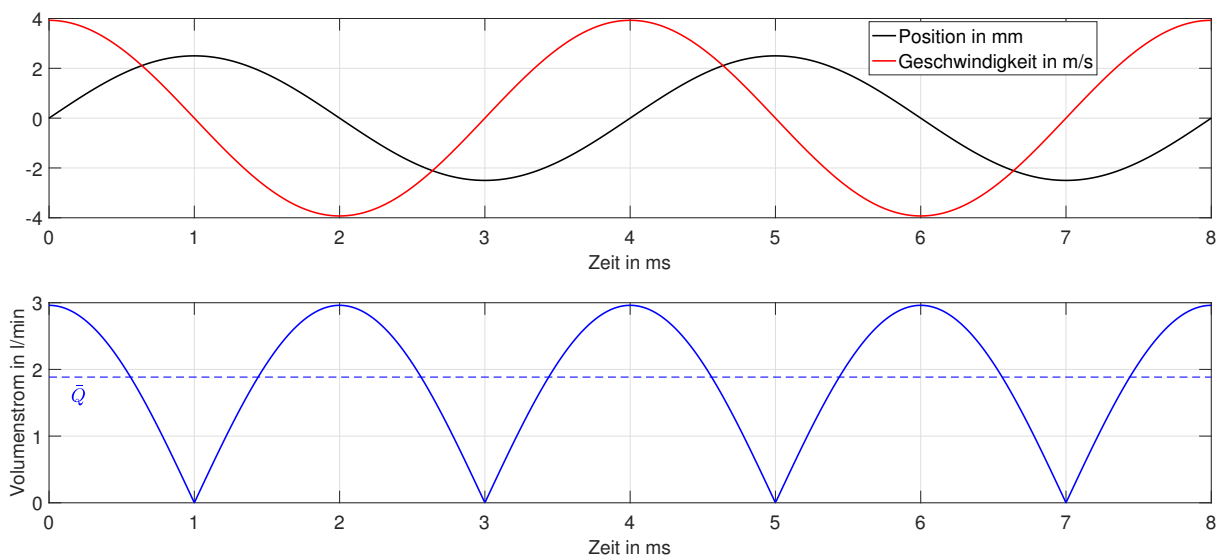


Abbildung 2.6: Verläufe der Position, der Geschwindigkeit und des Volumenstroms

Bezeichnung	Parameter	Wert	
Nennfrequenz	$f_N$	250	Hz
Nennamplitude der Läuferposition	$\hat{x}_N$	2,5	mm
Nenngeschwindigkeit	$\hat{v}_N$	3,93	m/s
Mittlere Durchflussrate	$\bar{Q}$	1,885	l/min
Maximaler Pumpendruck	$p_{P,max}$	200	bar
Tankdruck	$p_T$	10	bar
Maximale hydraulische Leistung	$P_{hyd,max}$	600	W

Tabelle 2.2: Hydraulische Betriebsparameter der HFOP-II

## 2.2 Modellierung des elektromagnetischen Aktuators

Der elektromagnetische Aktuator, welcher aus einem Eisenkreis, den Kupferspulen, Permanentmagneten und dem Läufer besteht, ist in Abbildung 2.3 ersichtlich. Die Modellierung des Aktuatorssystems, sowohl für die Simulation als auch für die modellbasierte Regelung, teilt sich in ein elektrisches System und in das daraus resultierende Kraftprofil auf. Zuerst werden mithilfe des elektrischen Ersatzschaltbildes in Abbildung 2.7 die elektrischen Parameter der Spule modelliert. Dabei entstehen – abhängig von dem Spulenstrom  $i_A$  – Kupferverluste  $P_{V,Cu}$ , welche mithilfe des Serienwiderstands  $R_{S,ges}$  in dem Ersatzschaltbild beschrieben werden.

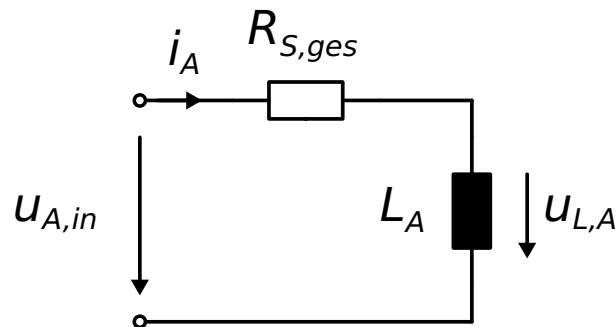


Abbildung 2.7: Ersatzschaltbild der Aktuatorspulen

Die Spannungsgleichung der verlustbehafteten Spule lautet

$$u_{A,in}(t) = R_{S,ges} i_A(t) + \frac{\partial \Psi_A(t)}{\partial t}, \quad (2.5)$$

die Kupferverluste berechnen sich zu

$$P_{V,Cu} = R_{S,ges} i_{A,eff}^2. \quad (2.6)$$

Es handelt sich bei  $R_{S,ges}$  um den Gesamtwiderstand der beiden in Serie geschalteten Aktuatorspulen, welche jeweils eine Windungszahl von  $N = 25$  aufweisen:

$$R_{S,ges} = \frac{\rho_{Cu} l_{W,ges}}{A_W} \left( 1 + \alpha_{T,Cu} (T_W - 20^\circ\text{C}) \right) \quad (2.7)$$

Um (2.5) auf eine einzige Windung zu beziehen und den Strom  $i_A$  durch die magnetische Durchflutung  $\theta_A = N i_A$  zu ersetzen, wird zusätzlich der Teilwiderstand

$$R_{S,1} = \frac{R_{S,ges}}{N^2} \quad (2.8)$$

gebildet. Die Spannungsgleichung des Aktuators, welche auf eine Windung bezogen ist, ergibt sich zu

$$u_{A,1}(t) = \frac{u_{A,in}(t)}{N} = R_{S,1} \theta_A(t) + \frac{\partial \Phi_A(t)}{\partial t} \quad (2.9)$$

und wird für das Aktuatormodell verwendet, da zur Bestimmung der Aktuatorkraft  $F_A$  und der magnetischen Durchflutung  $\theta_A$  Finite-Elemente-Methode-Simulationen (FEM-Simulationen) basierend auf einer einzigen Windung durchgeführt wurden. Abhängig von der Eingangsspannung  $u_{A,in}$ , welche der Inverter der Leistungselektronik liefert, wird der verkettete magnetische Fluss  $\Psi_A$  im Eisenkreis des Aktuators aufgebaut. Dieser errechnet sich durch Umstellung von (2.5) zu

$$\Psi_A(t) = \int_{t_0}^t (u_{A,in}(\tau) - R_{S,ges} i_A(\tau)) d\tau \quad (2.10)$$

Für den magnetischen Fluss infolge der Bestromung einer einzigen Windung gilt analog hierzu gemäß (2.9)

$$\Phi_A(t) = \int_{t_0}^t (u_{A,1}(\tau) - R_{S,1} \theta_A(\tau)) d\tau \quad (2.11)$$

Der magnetische Fluss bewirkt aufgrund der Reluktanzkraft wie in Abschnitt 2.1 beschrieben eine Aktuatorkraft  $F_A = L_{F\Phi}(\Phi_A, x)$ . Dieser Zusammenhang wurde mithilfe einer FEM-Simulation im Vorfeld untersucht. Hierzu wurden die Aktuatorkraft  $F_A$  und der Aktuatorfluss  $\Phi_A$  abhängig von der magnetischen Durchflutung  $\theta_A$  und der Position  $x$  simuliert und in den Lookup-Tables  $L_{F\theta}$  und  $L_{\Phi\theta}$  gespeichert. Anschließend erfolgte eine Invertierung, um die Aktuatorkraft sowie die magnetische Durchflutung von dem Aktuatorfluss abhängig zu machen. Diese Lookup-Tables kamen schließlich in der Simulation zur Anwendung. Die beiden Kennlinien sind in Abbildung 2.8 und Abbildung 2.9 grafisch dargestellt.

$$\text{FEM-Simulation: } \left. \begin{array}{l} F_A = L_{F\theta}(\theta_A, x) \\ \Phi_A = L_{\Phi\theta}(\theta_A, x) \end{array} \right\} \xrightarrow{\text{invertiert zu}} \left\{ \begin{array}{l} F_A = L_{F\Phi}(\Phi_A, x) \\ \theta_A = L_{\theta\Phi}(\Phi_A, x) \end{array} \right.$$



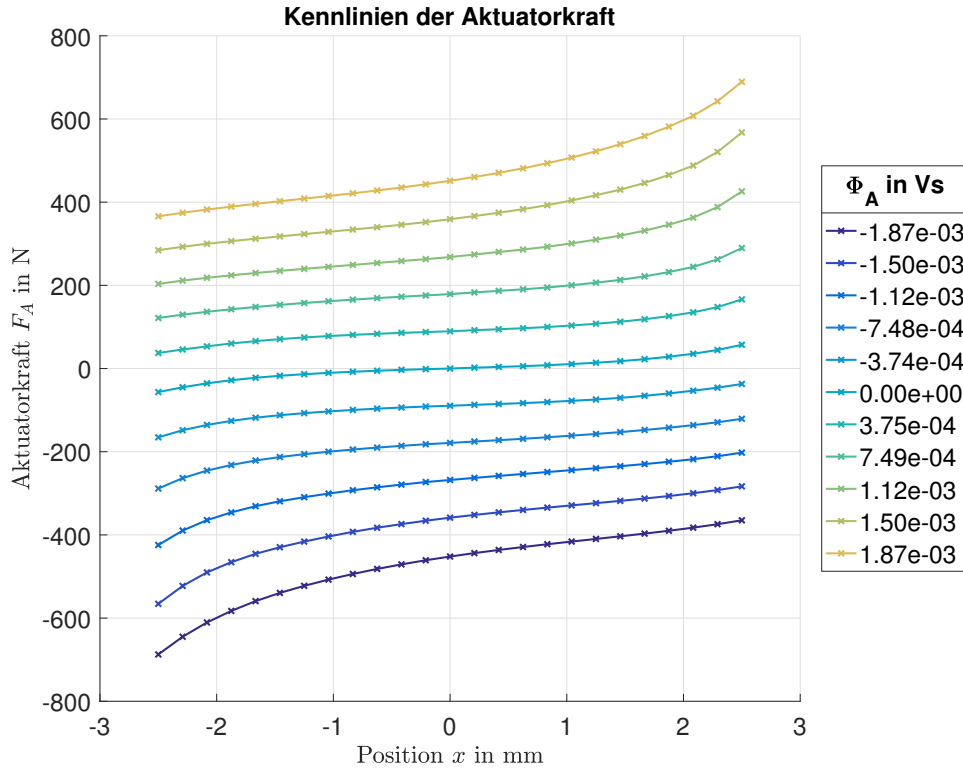


Abbildung 2.8: Kennlinien der Aktuatorkraft

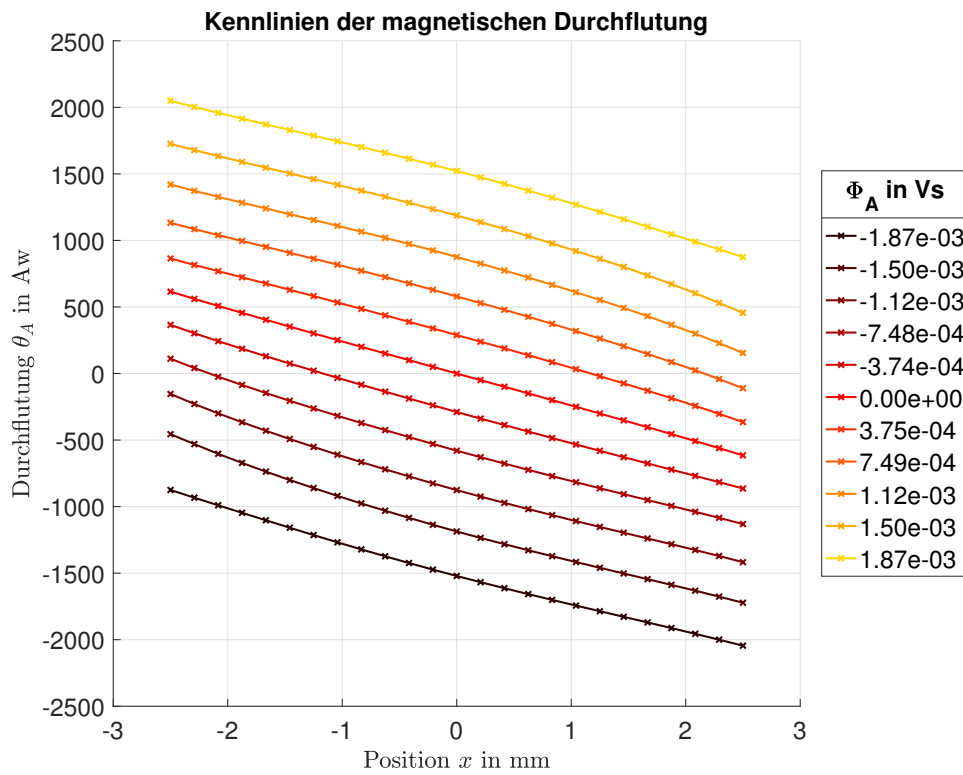


Abbildung 2.9: Kennlinien der magnetischen Durchflutung

Abbildung 2.10 zeigt die hieraus resultierende Modellstruktur für den Aktuator. Dieser wurde im

Anschluss für die Simulation in MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup> implementiert. Das Simulationsmodell, welches auch die Verlust- und Momentanleistung des Aktuators liefert, ist in Abbildung A.4 in Anhang A festgehalten.

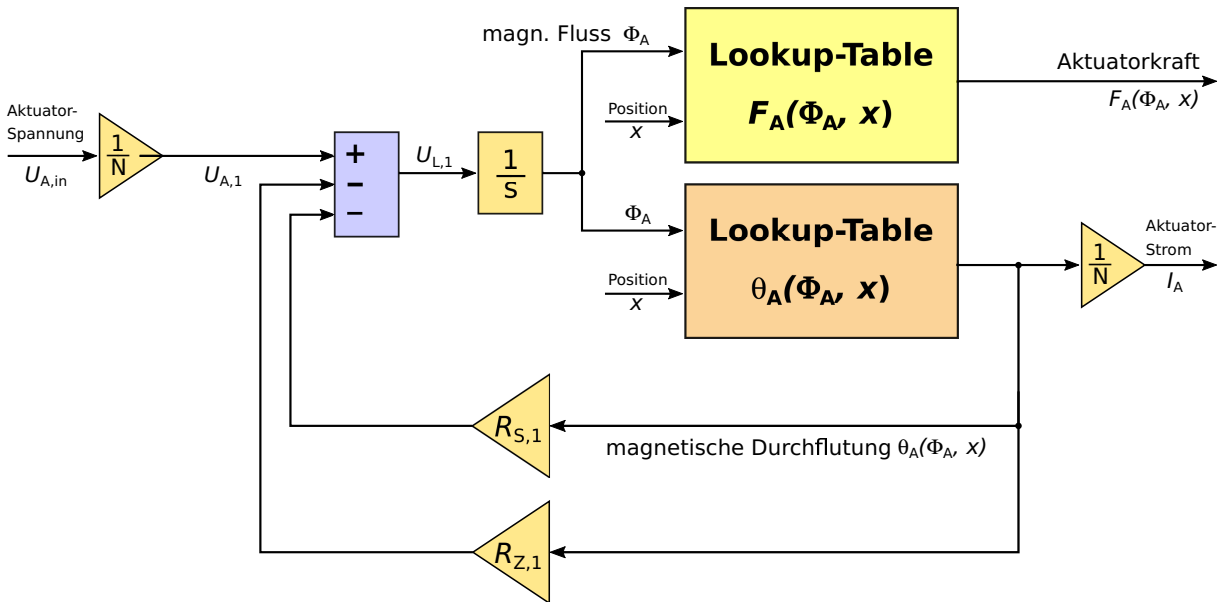


Abbildung 2.10: Aktuatoremodell in Blockstruktur

Für die Bestimmung des gesamten Kupferwiderstands beider Spulen  $R_{S,ges}$  wurde eine spannungsrichtige Widerstandsmessung des Stranges durchgeführt. Hierzu wurde eine definierte Stromstärke außen an dem Spulenstrang, unterstützt durch eine Strommessung mithilfe eines Multimeters, eingepreßt und der Spannungsabfall direkt an den Spulen mit einem weiteren Multimeter gemessen. In Tabelle 2.3 sind die Messergebnisse festgehalten. Der gemessene Strangwiderstand  $R_{S,ges}$  beträgt

$$R_{S,ges} = 46,7 \text{ m}\Omega, \quad (2.12)$$

womit sich der auf eine Windung bezogene Teilwiderstand  $R_{S,1}$  zu

$$R_{S,1} = \frac{R_{S,ges}}{N^2} = 7,472 \cdot 10^{-5} \Omega \quad (2.13)$$

ergibt.

Eingepreßter Strom $I_e$ in A	Gemessene Spannung $U_m$ in mV	Gemessener Strangwiderstand $R_{S,m}$ in m $\Omega$
0,1	4,6	46
0,5	23,4	46,8
1,0	46,7	46,7
1,5	70,1	46,73
2,0	93,4	46,7

Tabelle 2.3: Messergebnisse der spannungsrichtigen Widerstandsmessung

Der Widerstand  $R_{Z,1}$  bezieht sich auf Zusatzverluste, welche neben den Kupferverlusten im Aktuator auftreten und Wirbelstromverluste in den Spulen, Streuverluste und weitere nicht identifizierte Verluste beinhalten. Die Ermittlung von  $R_{Z,1}$  erfolgt durch klemmenseitiges Anpassen der Strom- und Spannungskurven der Aktuatorsimulation in Abschnitt 3.4 an die gemessenen Werte in Abschnitt 3.5. Der Wert des Widerstands ist wiederum auf eine Spulenwindung bezogen. In Tabelle 2.4 sind die wichtigsten Parameter des Aktuatorsmodells aufgelistet.

Parameter	Bezeichnung	Einheit
$A_W$	Leiterfläche der Spule	m <sup>2</sup>
$F_A$	Aktuatorkraft	N
$i_A$	Aktuatorstrom	A
$L_A$	Aktuatorinduktivität	H
$l_{W,ges}$	gesamte Wicklungslänge beider Spulen	m
$N$	Windungszahl einer Aktuatorspule	-
$P_{V,Cu}$	Kupferverluste der Spulen	W
$R_{S,ges}$	Gesamter Kupferwiderstand beider Spulen	$\Omega$
$R_{S,1}$	Teilwiderstand einer Windung	$\Omega$
$R_{Z,1}$	Widerstand der Zusatzverluste bezogen auf eine Spulenwindung	$\Omega$
$T_W$	Temperatur der Wicklung	°C
$u_{A,in}$	Aktuator-Eingangsspannung	V
$u_{A,1}$	Eingangsspannung einer Windung	V
$\alpha_{T,Cu}$	Widerstands-Temperaturkoeffizient von Kupfer	1/K
$\theta_A$	magnetische Durchflutung der Spulen	Awdg
$\sigma_{Cu}$	elektrische Leitfähigkeit von Kupfer	S/m
$\Phi_A$	magnetischer Aktuatorfluss	Wb
$\Psi_A$	verketteter magnetischer Akutatorfluss	Wb

**Tabelle 2.4:** Parameter des Aktuatorsmodells

## 2.3 Modellierung des mechanischen Oszillators

Das dynamische Verhalten der HFOP wird mithilfe eines gedämpften Ein-Massen-Schwingers, auf den zusätzlich Reibungskräfte und die hydraulische Last einwirken, modelliert. Dieses Schwingungssystem unterliegt dem Einfluss der Antriebskraft des Aktuators. Die Kräftebilanz des Läufers inklusive der elektromagnetischen Antriebskraft des Aktuators ist in (2.14) in allgemeiner Form angegeben [3].

$$m_L \ddot{x} = F_A(x, i) - F_F(x) - F_D(\dot{x}) + F_H(\dot{x}, \Delta p) \quad (2.14)$$

mit den Größen in Tabelle 2.5.

Parameter	Bezeichnung	Einheit
$x(t)$	Läuferposition	m
$\dot{x}(t)$	Läufergeschwindigkeit	m/s
$\ddot{x}(t)$	Läuferbeschleunigung	m/s <sup>2</sup>
$m_L$	Läufermasse	kg
$F_A(x, i)$	Kraft des elektromagnetischen Aktuators	N
$F_F(x)$	Federkraft	N
$F_D(\dot{x})$	Dämpfungs- und Reibungskraft	N
$F_H(\dot{x}, \Delta p)$	Kraft der hydraulischen Last	N
$\Delta p$	Differenz zwischen Pumpendruck $p_P$ und Tankdruck $p_T$	bar
$i(t)$	Aktuatorstrom	A

**Tabelle 2.5:** Parameter der mechanischen Kräftebilanz

Hierbei wirken die Federkraft, die Dämpfungskraft und die hydraulische Last jeweils abbremsend auf den Läufer, während die Aktuatorkraft sowohl antreibend als auch abbremsend in Erscheinung treten kann. Die nachfolgenden Betrachtungen beziehen sich auf das hydraulisch unbelastete Antriebssystem mit  $F_H = 0$ , das heißt auf die Bewegung des Läufers in freier Umgebung. Unter Annahme eines schwach gedämpften Schwingers wird nun zunächst das Modell mit linearer Feder- und Dämpfungskraft betrachtet.

### 2.3.1 Lineares Schwingungsmodell

Für den einfachen Fall einer zu der Läuferposition direkt proportionalen Federkraft und einer zu der Läufergeschwindigkeit direkt proportionalen Dämpfungskraft können die Federsteifigkeit  $k$  und die Dämpfungskonstante  $d$  als konstante Parameter des Schwingungssystems eingeführt werden. Unter Vernachlässigung der Reibungskraft  $F_R$  folgt aus (2.14) die Differentialgleichung der Schwingung

$$\ddot{x} = -\frac{d}{m_L}\dot{x} - \frac{k}{m_L}x + \frac{F_A(x, i)}{m_L} \quad (2.15)$$

für den hydraulisch unbelasteten Oszillator [11]. Mit der Grenzfrequenz des ungedämpften Oszillators  $\omega_0$  und dem dimensionslosen Lehr'schen Dämpfungsmaß  $D$  lässt sich (2.15) in die universelle Form

$$\ddot{x} + 2D\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = \omega_0^2r(t) \quad (2.16)$$

überführen [11]. Hierbei gilt für die Parameter  $\omega_0$  und  $D$  sowie für die Anregungsfunktion  $r(t)$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_L}}, \quad D = \frac{d}{2m_L\omega_0} = \frac{d}{2\sqrt{m_Lk}}, \quad r(t) = \frac{F_A(x, i)}{k}. \quad (2.17)$$

Wird das System sich selbst überlassen ( $r(t) = 0$ ), beträgt das charakteristische Polynom von (2.16)

$$\lambda^2 + 2D\omega_0\lambda + \omega_0^2 = 0. \quad (2.18)$$

Für den technisch relevanten Fall der schwach gedämpften Schwingung ( $D < 1$ ) ergibt sich die Lösung der homogenen Schwingungsgleichung entsprechend [11] zu

$$x_h(t) = \hat{x}_1 e^{\lambda_1 t} + \hat{x}_2 e^{\lambda_2 t} = \hat{x} e^{-D\omega_0 t} \cos(\omega_D t - \varphi_0) \quad (2.19)$$

mit den Parametern

$$\lambda_{1,2} = -D\omega_0 \pm j\omega_0 \sqrt{1 - D^2}. \quad (2.20)$$

Hierbei beträgt die Resonanzfrequenz der gedämpften Schwingung

$$\omega_D = \omega_0 \sqrt{1 - D^2} = \omega_0 \sqrt{1 - \frac{d^2}{4m_L k}}. \quad (2.21)$$

Die Lösung in (2.19) beschreibt folglich eine harmonische Schwingung mit exponentiell abklingender Amplitude für das freie System. Diese für den linearen Fall charakteristische Schwingungsform ist in Abbildung 2.11 dargestellt.

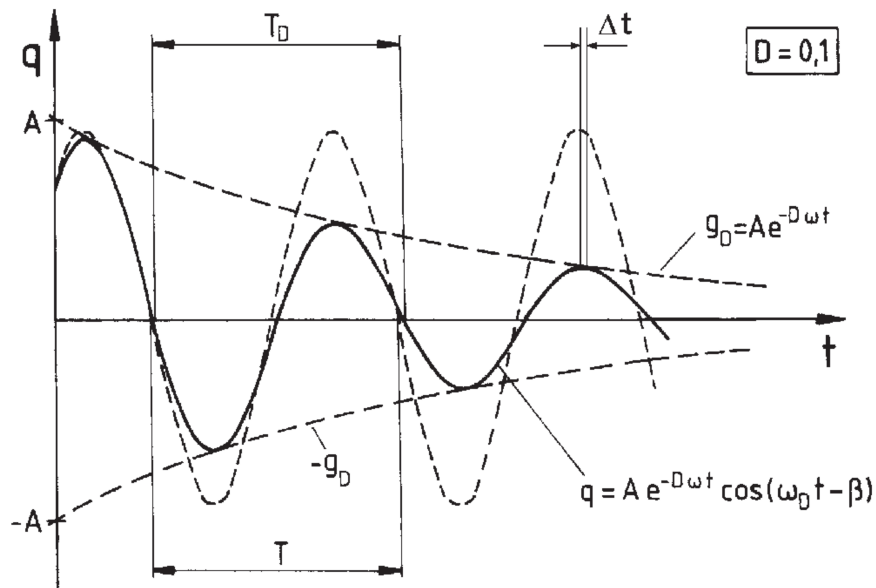


Abbildung 2.11: Exponentiell abklingende harmonische Schwingung [11]

Die Resonanzfrequenz des gedämpften Schwingungssystems  $\omega_D$  ist offensichtlich stark von der Grenzfrequenz des ungedämpften Systems  $\omega_0$  und somit von der Federsteifigkeit  $k$  und der Läufermasse  $m_L$  abhängig. Zusätzlich ändert sie sich mit der Dämpfungskonstante  $D$ . Für kleine Dämpfungskonstanten ist diese Änderung jedoch noch relativ gering, wie Abbildung 2.12 zeigt. Das Verhältnis der Resonanzfrequenz  $\omega_D$  zu der Grenzfrequenz des ungedämpften Systems  $\omega_0$  ist gemäß

$$\frac{\omega_D}{\omega_0} = \sqrt{1 - D^2} \quad (2.22)$$

vom Lehr'schen Dämpfungsmaß  $D$  abhängig. Daraus folgt, dass die Resonanzfrequenz für kleine Dämpfungskonstanten  $D$  näherungsweise mit der Grenzfrequenz des ungedämpften Systems

$$\omega_D \approx \omega_0 \quad (2.23)$$

angegeben werden kann. In Unterabschnitt 2.3.3 ist dies anhand der ermittelten Schwingungsparameter unmittelbar ersichtlich.

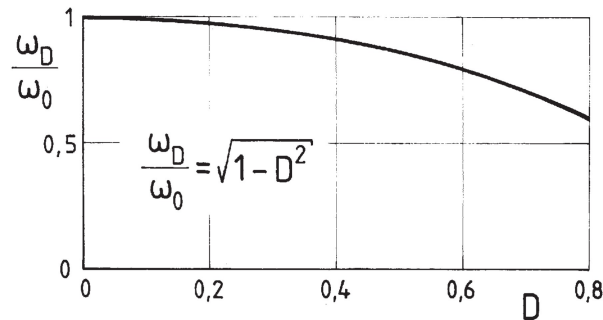


Abbildung 2.12: Verhältnis der Resonanzfrequenz zu der Grenzfrequenz des ungedämpften Oszillators [11]

### 2.3.2 Messung der Federsteifigkeit

Um die Steifigkeit der mechanischen Federn zu bestimmen, wurde der Prototyp für die Kraftmessung bereits im Vorfeld dieser Arbeit in einer Ausführung ohne Permanentmagnete und Spulen an einer hydraulischen Prüfmaschine vermessen [12]. Abbildung 2.13a zeigt den Querschnitt des Prototyps in dieser speziellen Ausführung und Abbildung 2.13b den Aufbau für die Kraftmessung der Feder an der hydraulischen Presse.

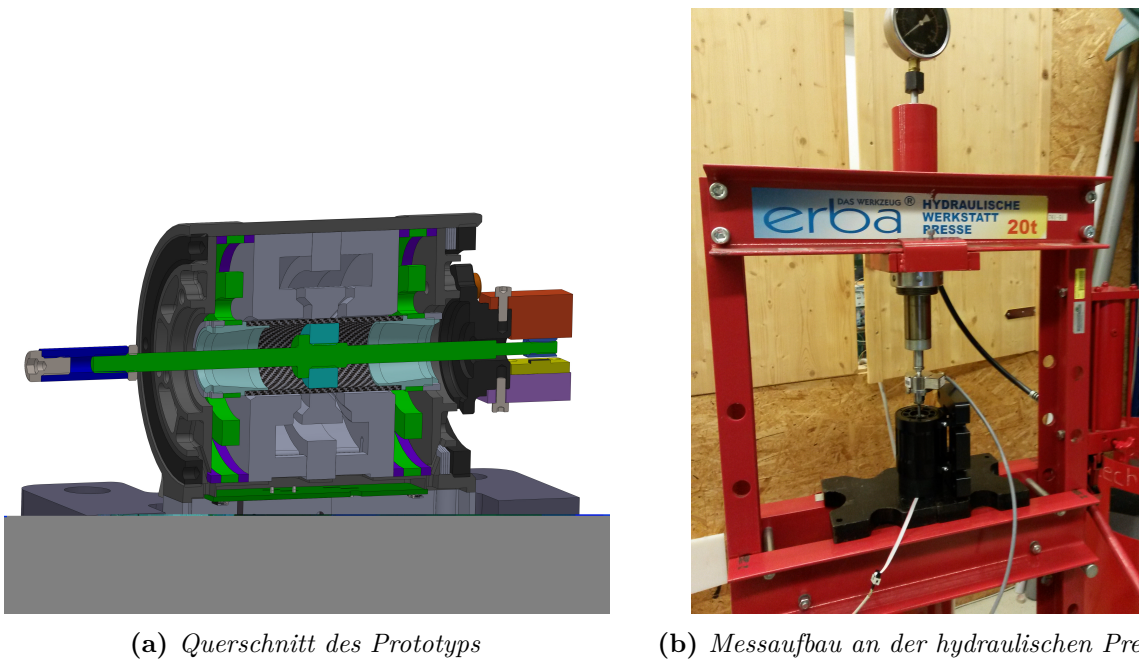


Abbildung 2.13: Aufbau für die Messung der Federsteifigkeit [12]

Im Rahmen der statischen Kraftmessung wurde der Läufer des Prototyps schrittweise ausgelenkt und in regelmäßigen Abständen an seiner Position gehalten, um den Betrag der rückstellenden Federkraft zu ermitteln. Die einzelnen Messpunkte sind sowohl für den Kraftaufbau als auch für die darauf folgende Entlastung in Abbildung 2.14 dargestellt [12].

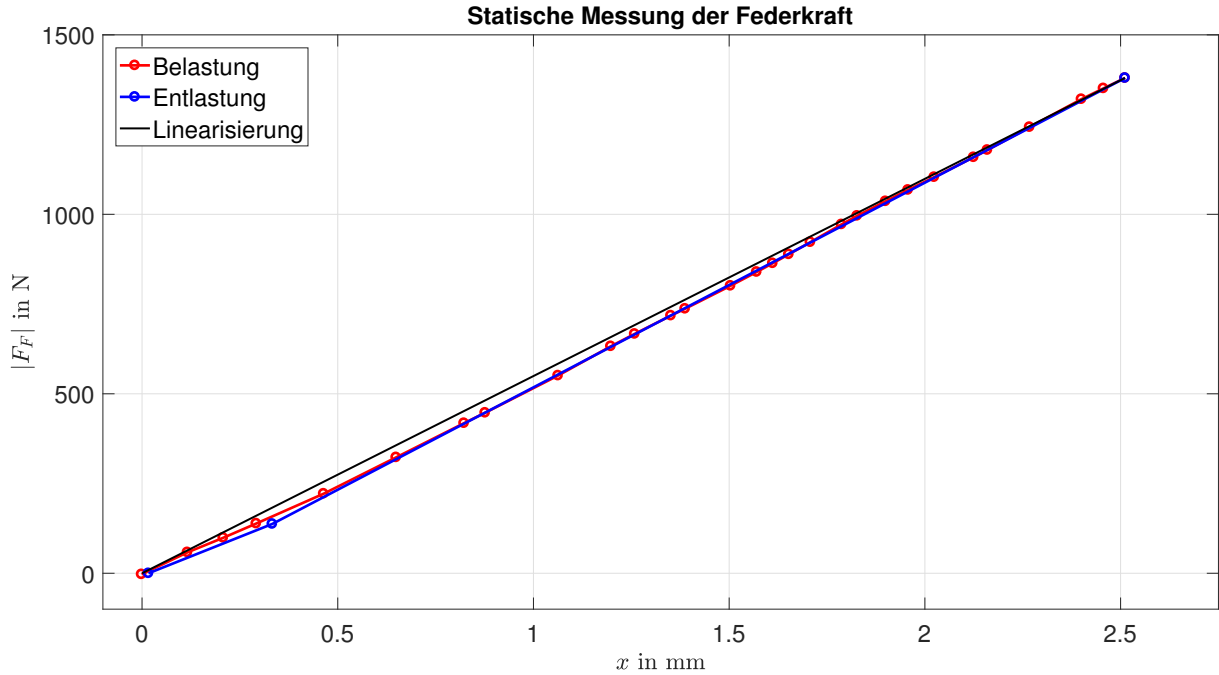


Abbildung 2.14: Ergebnis der statischen Kraftmessung [12]

Es ergibt sich ein näherungsweise linearer Verlauf für die Federkraft in Abhängigkeit zu der Position, jedoch treten Schwankungen der Kennliniensteigung und somit der positionsabhängigen Federsteifigkeit auf. Die Messpunkte der Federkraft und Federsteifigkeit sind für den Belastungsfall in Tabelle C.1 in Anhang C zusammengefasst. Durch lineare Interpolation der aufgenommenen Messpunkte  $k_i$  an den Stellen  $x_i$  kann die Federkraftkennlinie als Lookup-Table in das Modell von (2.14) in der Form

$$F_F(x) = f(k_i, x_i) = k_i \cdot x_i \quad (2.24)$$

aufgenommen werden. Die so erhaltene Federkennlinie bildet die Grundlage für das Simulationsmodell, wobei die Kennlinie für negative Positionswerte im Ursprung gespiegelt wird. Durch Umstellung von (2.24) auf die positionsabhängige Federsteifigkeit  $k_i(x_i)$  kann diese entlang der Läuferposition aufgetragen werden, wie in Abbildung 2.15 zu sehen ist. Hierbei werden nur Positionswerte verwendet, welche hinreichend weit von 0 entfernt sind, um Fehler aufgrund der Division durch sehr kleine Werte zu vermeiden. Zusätzlich wird die Federkraftkennlinie anhand der Start- und Endpunkte linearisiert, um die Federsteifigkeit auf den konzentrierten Parameter

$$k = \frac{F_{F,max}}{x_{max}} = \frac{1379,8 \text{ N}}{2,51 \text{ mm}} = 549,4 \text{ N/mm} \approx 550 \text{ N/mm} \quad (2.25)$$

für das lineare Oszillatormodell zu reduzieren. Die linearisierte Federkraftkennlinie ist in Abbildung 2.14 als Funktion in schwarzer Farbe dargestellt.

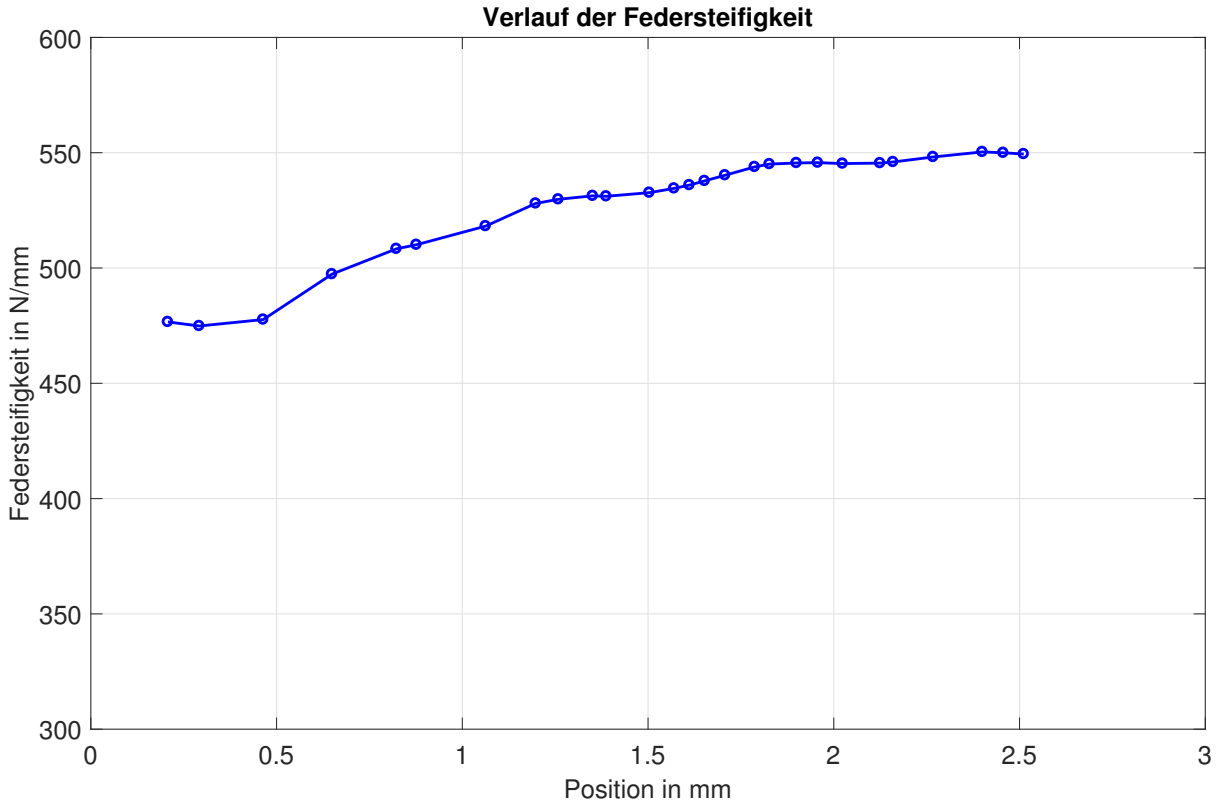


Abbildung 2.15: Verlauf der Federsteifigkeit über die Position

### 2.3.3 Ausschwingversuch

Nach Abschluss der Messung der Federsteifigkeit  $k(x)$  werden die Läufermasse  $m_L$  und der Dämpfungsparameter  $d$  mithilfe eines Ausschwingversuchs empirisch ermittelt, sodass die mechanischen Schwingungsparameter in der Folge vollständig bestimmt sind. Der frei bewegliche Läufer wird hierzu mithilfe eines Kunststoffhammers einem Kraftimpuls ausgesetzt, was im Idealfall der Anregung des mechanischen Systems

$$\ddot{x} = -\frac{d}{m_L}\dot{x} - \frac{k(x)}{m_L}x + \frac{F_A(x, \dot{x})}{m_L} + \frac{F_{in}(t)}{m_L} \quad (2.26)$$

mit einer Impulsfunktion

$$F_{in}(t) = F_0 \delta(t) \quad (2.27)$$

am Eingang entspricht. Diese ideale Anregung wird im vorliegenden Modell mithilfe eines Rechteckimpulses der Form

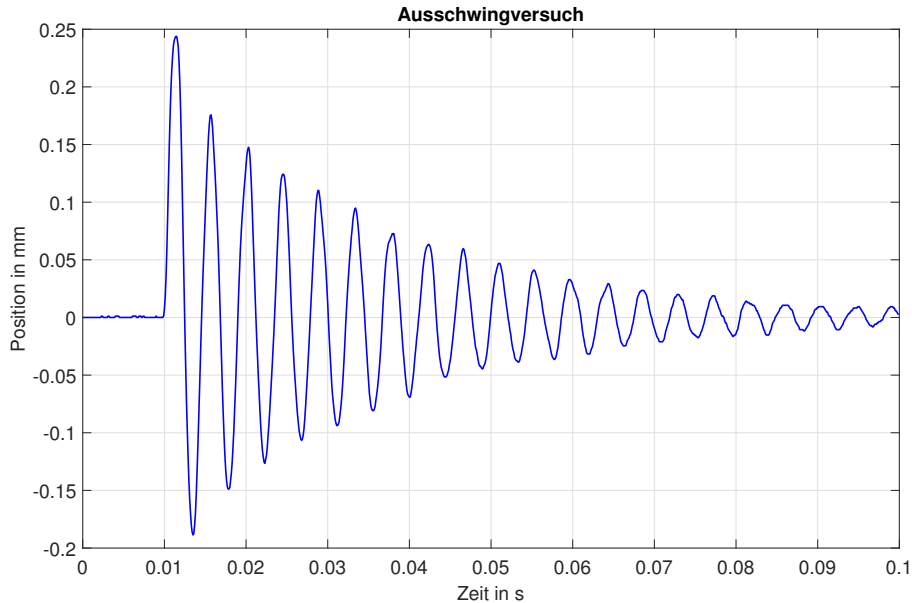
$$F_{in}(t) = \hat{F} \operatorname{rect}\left(\frac{t - t_{on}}{\epsilon}\right) \quad (2.28)$$

mit

$$\hat{F} \epsilon = \int_{-\infty}^{\infty} F_0 \delta(t) dt \quad (2.29)$$



angenähert, welcher eine Impulshöhe der Kraft  $\hat{F}$  und eine Dauer der Zeit  $\epsilon$  aufweist [13]. Der Positionsverlauf des Läufers unmittelbar nach der Anregung entspricht der Impulsantwort des mechanischen Systems und wird mithilfe eines Wegsensors, welcher in Abbildung 2.4 dargestellt ist, aufgezeichnet. Es handelt sich hierbei um einen extern befestigten Positions-Encoder vom Typ *POSIC ID1102L*, welcher speziell für den Prototyp der Kraftmessung eingesetzt wird [14]. Abbildung 2.16 zeigt den gemessenen Positionsverlauf der Impulsantwort, der zur Modellidentifikation herangezogen wird.



**Abbildung 2.16:** Gemessenes Positionssignal während des Ausschwingversuchs

Für die Simulation des entworfenen Modells wird eine Blockstruktur des offenen Systems entsprechend Abbildung 2.5 ohne Last und Regelungssystem in MATLAB®/Simulink® aufgebaut. Die Federkraftkennlinie aus Abbildung 2.14 ist hierbei bereits im Simulationsmodell implementiert.

Das mechanische Modell, welches in Abbildung A.5 dargestellt ist, realisiert das Systemverhalten aus (2.26). Die Messergebnisse der Federkraft aus Unterabschnitt 2.3.2 sind hierbei als Lookup-Table implementiert. Die Läufermasse  $m_L$  und der Dämpfungsparameter  $d$  werden im Gegensatz dazu als konstante Größen geführt. Eine Abschätzung der Läufermasse aus den Einzelmassen der Komponenten und der Federmasse liefert das Ergebnis

$$m_L = m_{mov} + \frac{m_{fed}}{3} = 182 \text{ g} + \frac{200 \text{ g}}{3} \approx 249 \text{ g} \quad (2.30)$$

mit der Läufermasse  $m_L$ , welche sich aus der bewegten Masse  $m_{mov}$  und der effektiven Federmasse  $m_{fed,eff} = m_{fed}/3$  zusammensetzt [15]. Nun wird eine Simulation des Modells mit einem Kraftimpuls am Eingang durchgeführt und mit dem gemessenen Verlauf der Läuferposition verglichen. Die natürliche Schwingungsfrequenz hängt gemäß (2.21) unter Vernachlässigung der Dämpfung nur von der Läufermasse  $m_L$  und der Federsteifigkeit  $k$  ab, welche bereits bestimmt ist. Diese Vereinfachung ist zulässig, da sich die Resonanzfrequenz  $\omega_D$  nur sehr geringfügig mit der Dämpfung  $d$  ändert. Diese Eigenschaft wurde in Unterabschnitt 2.3.1 bereits analytisch nachgewiesen und wird in Tabelle 2.6 anhand der erhaltenen Parameterwerte demonstriert. Die Läufermasse wird nun so lange im Simulationsmodell angepasst, bis die Schwingungsfrequenzen der Messung und Simulation übereinstimmen. Zusätzlich wird der Dämpfungsparameter  $d$  an das

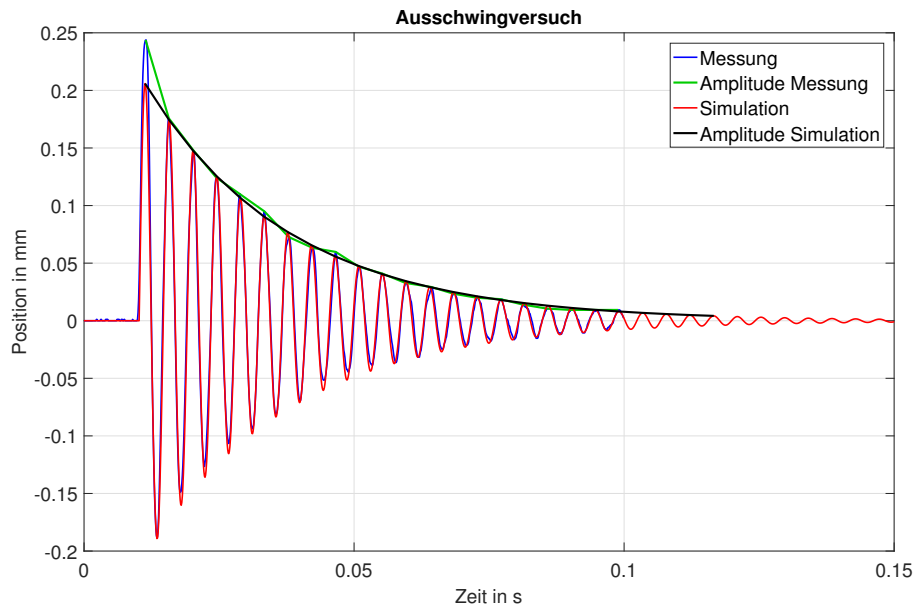
Abklingen der Amplitude im Ausschwingversuch angepasst. Das Ergebnis ist in Abbildung 2.17 ersichtlich.

$$m_L = 244 \text{ g} \quad (2.31)$$

$$d = 18 \text{ Ns/m} \quad (2.32)$$

Hierbei wird die Reibung ausschließlich durch den geschwindigkeitsproportionalen Anteil  $F_D$  mit dem Dämpfungsparameter  $d$  abgebildet. Diese Dämpfung entsteht vorwiegend aufgrund der inneren Reibung der mechanischen Federn und Ummagnetisierungsverlusten im Eisen. Auf die Modellierung eines konstanten Anteils der Reibung  $F_{R,const}$  wird verzichtet, da dieser im Ausschwingversuch nicht beobachtet wurde und, falls vorhanden, nur einen verschwindend geringen Anteil ausmacht.

Der erste Schwingungsscheitel des Läufers in Abbildung 2.17 fällt aufgrund des Hammerimpulses größer aus und ist der natürlichen Schwingung des Massenschwingers nicht zuzuordnen. Er wird daher für die Parameteridentifizierung des mechanischen Systems nicht berücksichtigt. Im restlichen Verlauf decken sich die gemessene und simulierte Kurve sehr gut. Das Experiment wurde für eine vergleichsweise kleine Schwingungsamplitude durchgeführt, um den Einfluss der äußeren Statorschwingung möglichst gering zu halten [12].



**Abbildung 2.17:** Überlagerung der gemessenen und simulierten Positionssignale im Zeitbereich

In Abbildung 2.18 ist die Überlagerung der gemessenen Daten und der Simulation mithilfe einer Fast-Fourier-Transformation (FFT) im Frequenzbereich dargestellt. Die Leistungsdichtespektren weisen ein gemeinsames Maximum bei 227,00 Hz auf. Die Resonanzfrequenzen des realen Oszillators und des angepassten Simulationsmodells stimmen sehr gut überein.

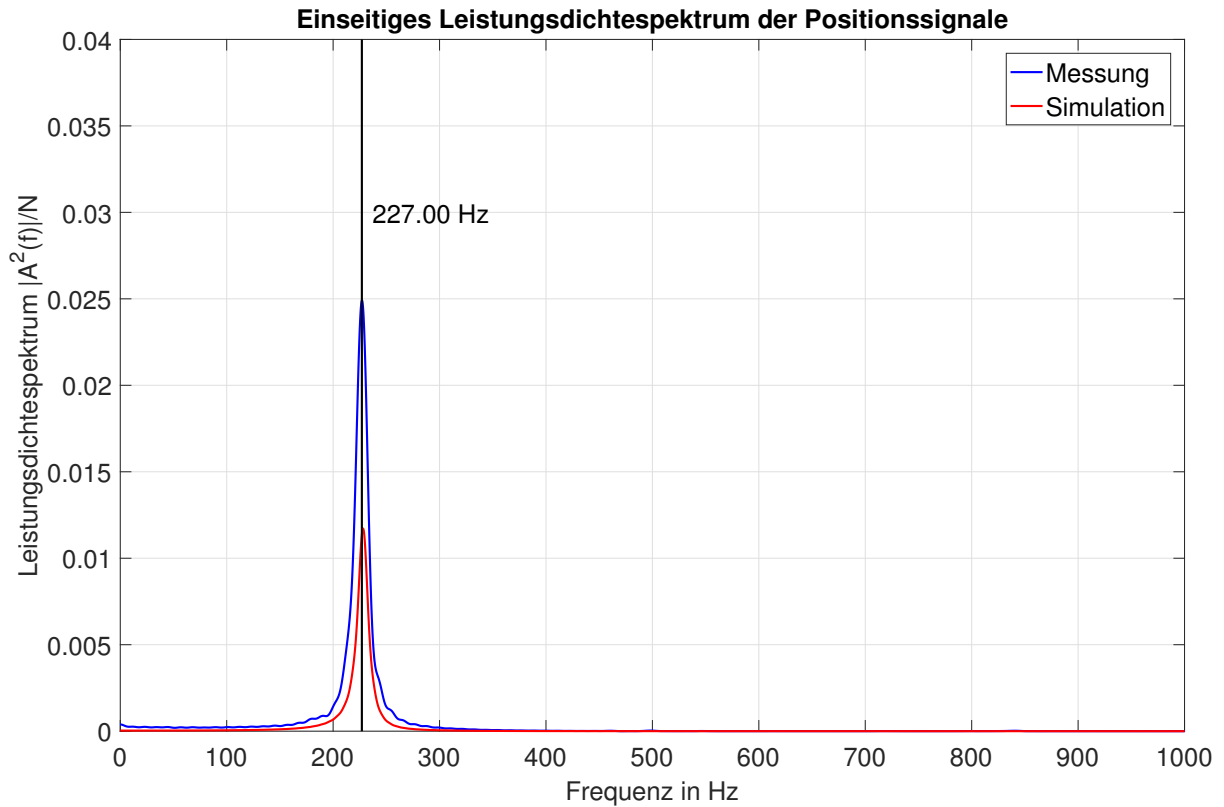


Abbildung 2.18: Überlagerung der gemessenen und simulierten Positionssignale im Frequenzbereich

Aus den erhaltenen Schwingungsparametern können nun die Grenzfrequenz des ungedämpften Schwingungssystems  $f_0$  gemäß (2.17) sowie die Resonanzfrequenz unter Berücksichtigung des Dämpfungsparameters  $f_D$  laut (2.21) für unterschiedliche Federsteifigkeiten ermittelt werden. Um die Werte der Frequenz in Hertz zu erhalten, wird durch den Faktor  $2\pi$  dividiert. Tabelle 2.6 liefert eine Gegenüberstellung der erhaltenen Grenz- und Resonanzfrequenzen.

Federsteifigkeit in N/mm	Grenzfrequenz $f_0$ in Hz	Resonanzfrequenz mit Dämpfung $f_D$ in Hz
475	222,06	221,98
500	227,83	227,75
525	233,46	233,38
550	238,95	238,88

Tabelle 2.6: Resonanzfrequenzen des Schwingungsmodells für verschiedene Federsteifigkeitswerte

Diese Gegenüberstellung macht deutlich, dass die tatsächliche Resonanzfrequenz für kleine Dämpfungskonstanten kaum von der Grenzfrequenz des ungedämpften Schwingungssystems abweicht, wie (2.22) zeigt. Die Resonanzfrequenz steigt hierbei aufgrund des Zusammenhangs von (2.17) und (2.21) mit höherer Federsteifigkeit an.

## 2.4 Analyse des Gesamtsystems

Nach der Untersuchung des mechanischen Oszillators im vorhergehenden Unterabschnitt wird nun das Zusammenwirken des Oszillators mit dem Aktuator genauer betrachtet. Es erfolgt eine Analyse der statischen Gesamtkraft, des Resonanzverhaltens, die Berechnung des Wirkungsgrads sowie die Simulation des Gesamtsystems. Um das erhaltene Modell zu kontrollieren, werden die Messergebnisse mit den Ergebnissen der Simulation verglichen.

### 2.4.1 Messung der statischen Gesamtkraft

Die Messung der Federkraft in Unterabschnitt 2.3.2 bildet den ersten Schritt für die mechanische Modellidentifizierung und wurde bereits im Vorfeld dieser Masterarbeit durchgeführt. In einem zweiten Schritt werden nun jene Kraftkennlinien untersucht, welche durch die zusätzliche Wirkung des elektromagnetischen Aktuators entstehen. Es handelt sich hierbei um die Überlagerung der Feder- und Aktuatorkraft. Die resultierende Kraft wurde wiederum statisch aufgenommen. Dies erfolgte mithilfe eines Messsystems bestehend aus einer Kurbel und einer mechanischen Übersetzung, welches in Abbildung 2.19 und Abbildung 2.20 dargestellt ist. Mithilfe dieses Aufbaus ist es möglich, eine näherungsweise sinusförmige Bewegungs- und Kraftkurve auf den Läufer einzuprägen und die Gegenkraft der Feder gemeinsam mit der Aktuatorkraft bei Konstantbestromung der Spulen zu messen.

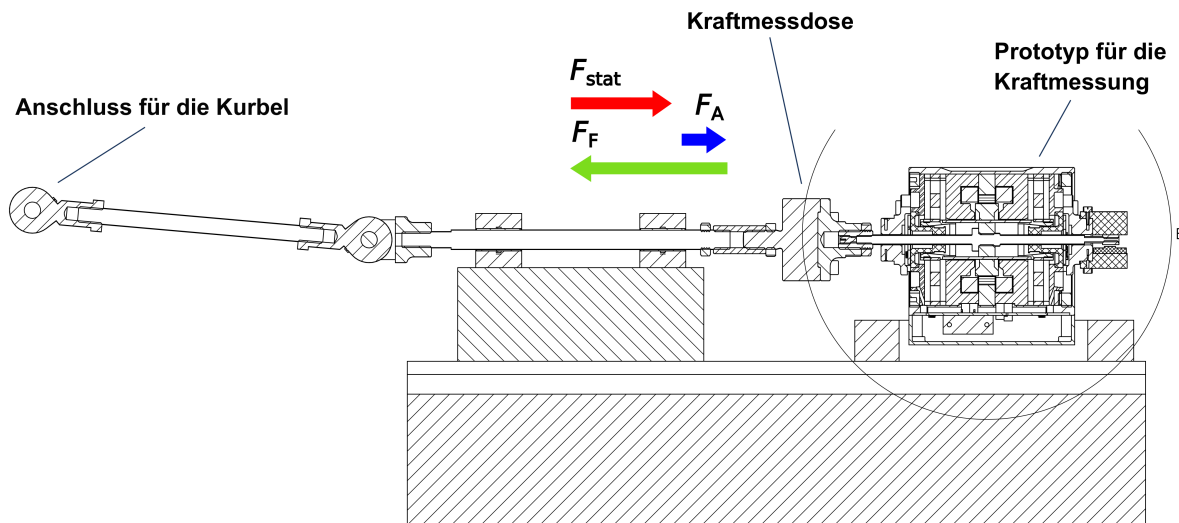


Abbildung 2.19: Messprinzip für die statische Gesamtkraft

Die über die Kurbel statisch eingeprägte Kraft  $F_{stat}$  steht mit der Feder- und der Aktuatorkraft  $F_F(x)$  und  $F_A(x,i)$  gemäß (2.33) in Beziehung.

$$F_{stat} = F_F(x) - F_A(x,i) \quad (2.33)$$

In einem ersten Schritt wurde der Läufer ohne Bestromung des Aktuators mithilfe der Kurbel mehrmals über den gesamten Hub bewegt. Abbildung 2.21 zeigt die erhaltene Kraftkennlinie, welche im Ursprung startet und in der Folge eine Hysteresekurve bildet. Es fällt auf, dass die

Hysteresis im Ursprung, dem Ort der größten Geschwindigkeit aufgrund der sinusförmigen Anregung, am stärksten ist. Die Umkehrpunkte hingegen laufen spitz zusammen und enthalten keinen Sprung der Kraftkennlinie. Dies deutet sehr stark auf das Vorhandensein einer geschwindigkeitsproportionalen Dämpfung hin, während konstante Dämpfungsterme, beispielsweise aufgrund von Reibung, zu vernachlässigen sind.

**Abbildung 2.20:** Aufbau zur Messung der statischen Gesamtkraft

Der Verlust der mechanischen Energie, welcher sich bei jedem Durchlauf der Schwingungsperiode ergibt, wird durch Integration der Differenz der oberen und unteren Kraftkennlinie  $F_1(x)$  und  $F_2(x)$  erhalten, wie in (2.34) dargestellt ist.

$$\Delta W_{V,Hys} = \int_{-\hat{x}}^{\hat{x}} F_1(x) dx - \int_{-\hat{x}}^{\hat{x}} F_2(x) dx = \int_{-\hat{x}}^{\hat{x}} F_1(x) - F_2(x) dx \quad (2.34)$$

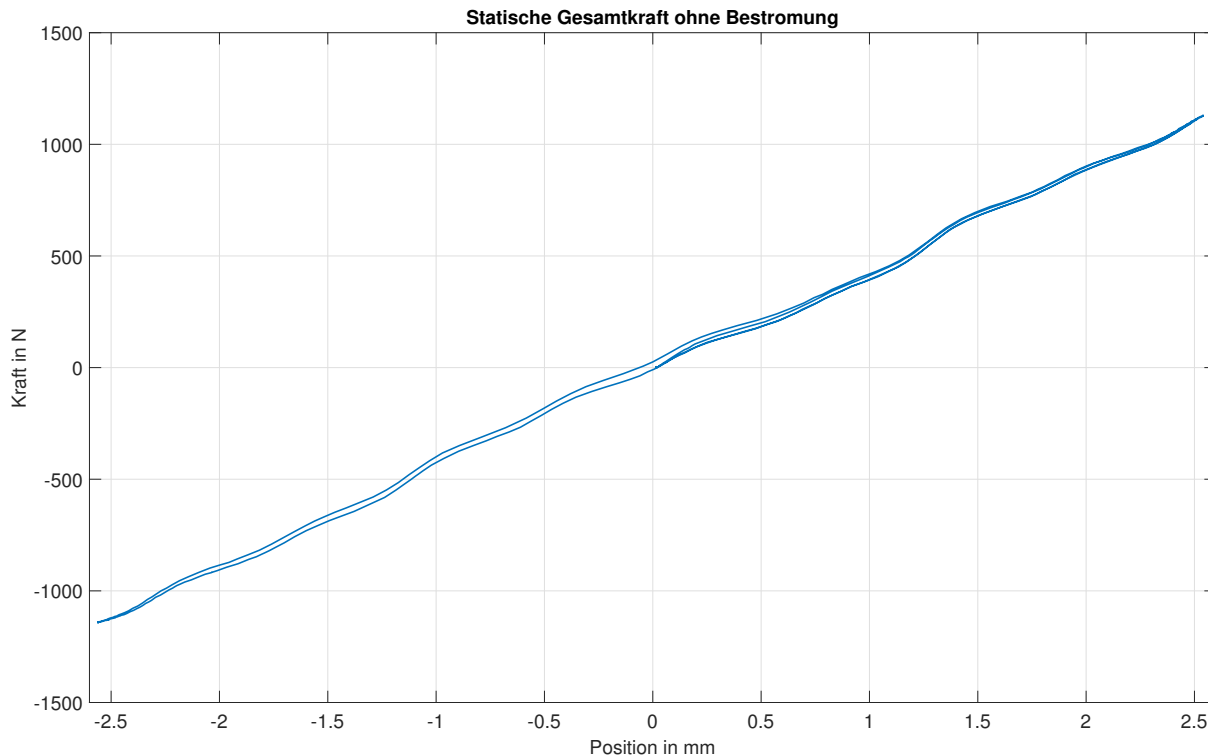


Abbildung 2.21: Kennlinie der Gesamtkraft für  $i = 0$

Die Berechnung aus (2.34) wurde mithilfe numerischer Integration an den Kurven in Abbildung 2.21 durchgeführt und liefert das Ergebnis

$$\Delta W_{V,Hys} = \int_{-\hat{x}}^{\hat{x}} F_1(x) - F_2(x) dx = 119,5 \text{ mJ}. \quad (2.35)$$

Die Energiemenge in (2.35) geht pro Durchlauf einer Periode über den gesamten Hub verloren. Sie entspricht der eingeschlossenen Fläche der Hystereseurve und fasst die mechanischen Energieverluste des Antriebssystems zusammen. Diese Verlustmenge muss während der Oszillation des Läufers ständig kompensiert werden.

Bemerkenswert sind zudem die Schwankungen der Gesamtkraft über die Position, welche von einer linearen Kennlinie deutlich abweichen. Diese treten besonders im Bereich von Auslenkungen unter 2 mm auf. Daraus wird die These abgeleitet, dass sich die Schwankungen aufgrund der nicht konstanten Federsteifigkeit in diesem Bereich gemäß Abbildung 2.15 ergeben und durch die Überlagerung mit der Aktuatorkraft die Form in Abbildung 2.21 erhalten.

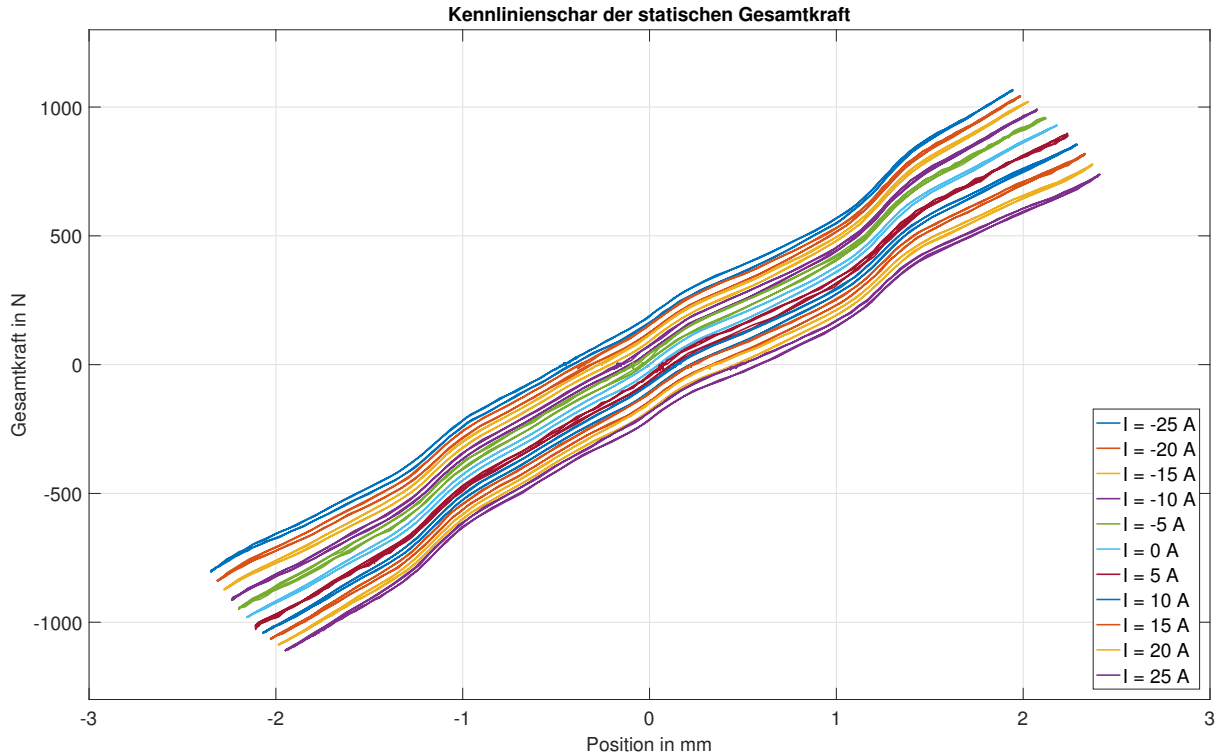


Abbildung 2.22: Kennlinienschar der Gesamtkraft

Dieser Effekt kann auch bei der Aufnahme der Kennlinien auf unterschiedlichen Konstantstromlevels beobachtet werden, wie in Abbildung 2.22 zu sehen ist. Der Strom wurde hierbei in Schritten von 5 A von  $-25\text{ A}$  bis  $25\text{ A}$  variiert und die Gesamtkraftkennlinie jeweils nach dem gleichen Prinzip wie in Abbildung 2.21 aufgenommen. Es zeigt sich, dass die Veränderung des Stroms zu einer gleichmäßigen Verschiebung der Kraftkennlinie in der Achse der Gesamtkraft führt. Dieser Offset kann durch ein additives Element gemäß der Beziehung

$$F_{ges}(x, i) = F_0(x) + k_i i \quad (2.36)$$

mit dem Proportionalitätsfaktor  $k_i$  für den Strom modelliert werden. Dieser beträgt für das Kennlinienfeld in Abbildung 2.22 etwa

$$k_i = -7,6\text{ N/A}. \quad (2.37)$$

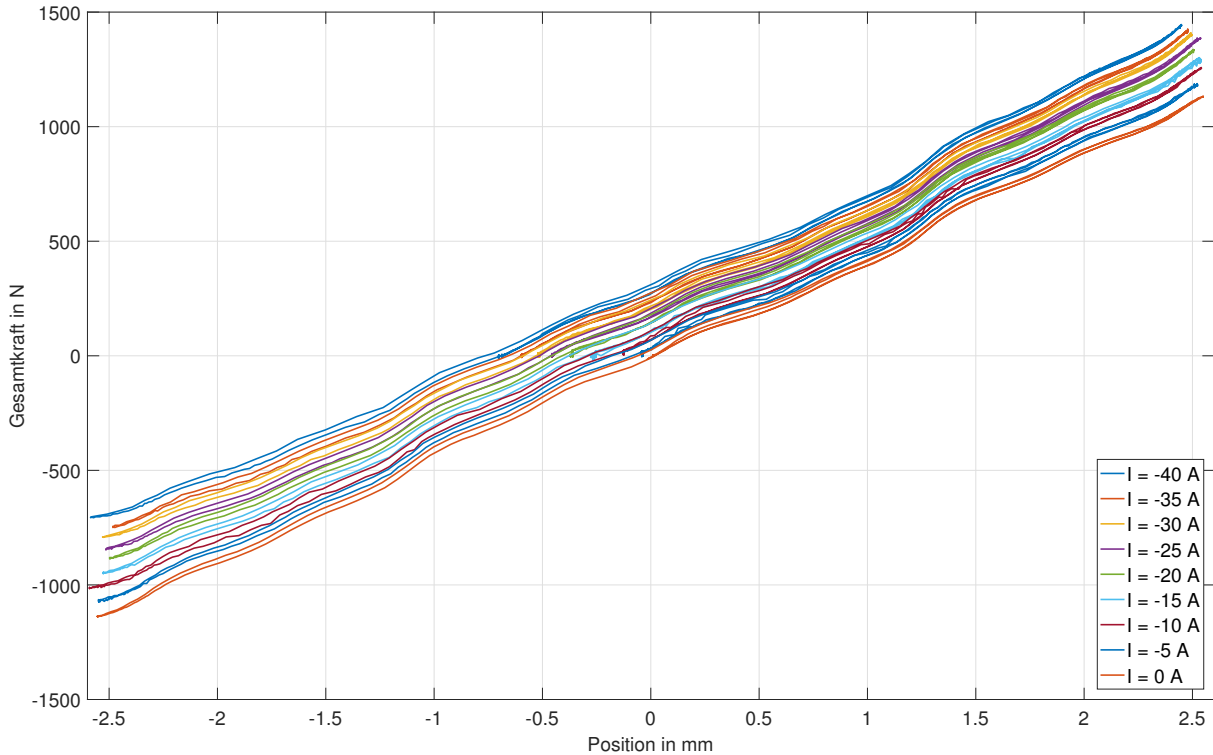


Abbildung 2.23: Kennlinienschar der Gesamtkraft bei negativer Bestromung

Abbildung 2.23 zeigt das Kennlinienfeld der Gesamtkraft im gesamten Hubbereich von  $-2,5$  mm bis  $2,5$  mm für negative Bestromung in Abständen von  $5$  A von  $0$  A bis  $-40$  A. Man erkennt, dass sich die Form der Kennlinien und der konstante Offset auch bei höheren Stromstärken fortsetzt.

## 2.4.2 Analyse des Resonanzverhaltens

Um das Eingangs-Ausgangs-Verhalten des Gesamtsystems zu untersuchen, wird es mithilfe einer Feedforward-Ansteuerung bei verschiedenen Frequenzen und Eingangsspannungsamplituden angeregt. Dabei wird untersucht, welcher Hub für gewisse Ansteuerspannungen erreicht werden kann und für welche Frequenzen dieser maximal wird. Das Eingangs-Ausgangs-Verhalten kann mithilfe des Verstärkungsfaktors

$$\kappa(u, f) = \frac{y(u, f)}{u(f)} = \frac{s(\hat{u}_{in}, f)}{\hat{u}_{in}(f)} \quad (2.38)$$

mit dem Hub  $s(\hat{u}_{in}, f)$  in mm, der Eingangsspannungsamplitude  $\hat{u}_{in}(f)$  in V und der Frequenz  $f$  in Hz dargestellt werden. Hohe Werte stehen hierbei für ein effizientes Schwingungsverhalten, welches bei der jeweiligen Frequenz des Hubmaximums des Oszillators erreicht wird. Abbildung 2.24 zeigt die aufgenommenen Messergebnisse für Ansteuerspannungsamplituden von  $5$  bis  $25$  V.



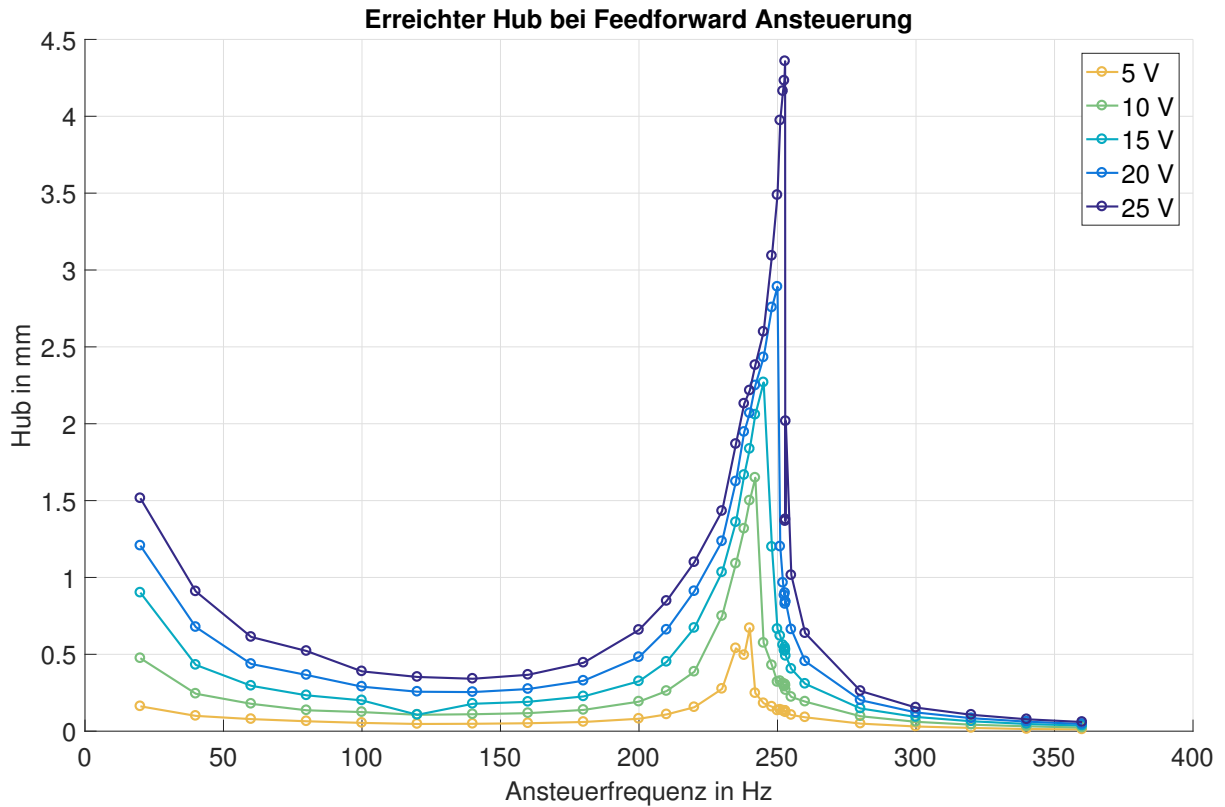


Abbildung 2.24: Analyse des Hubs für Ansteueramplituden bis 25 V

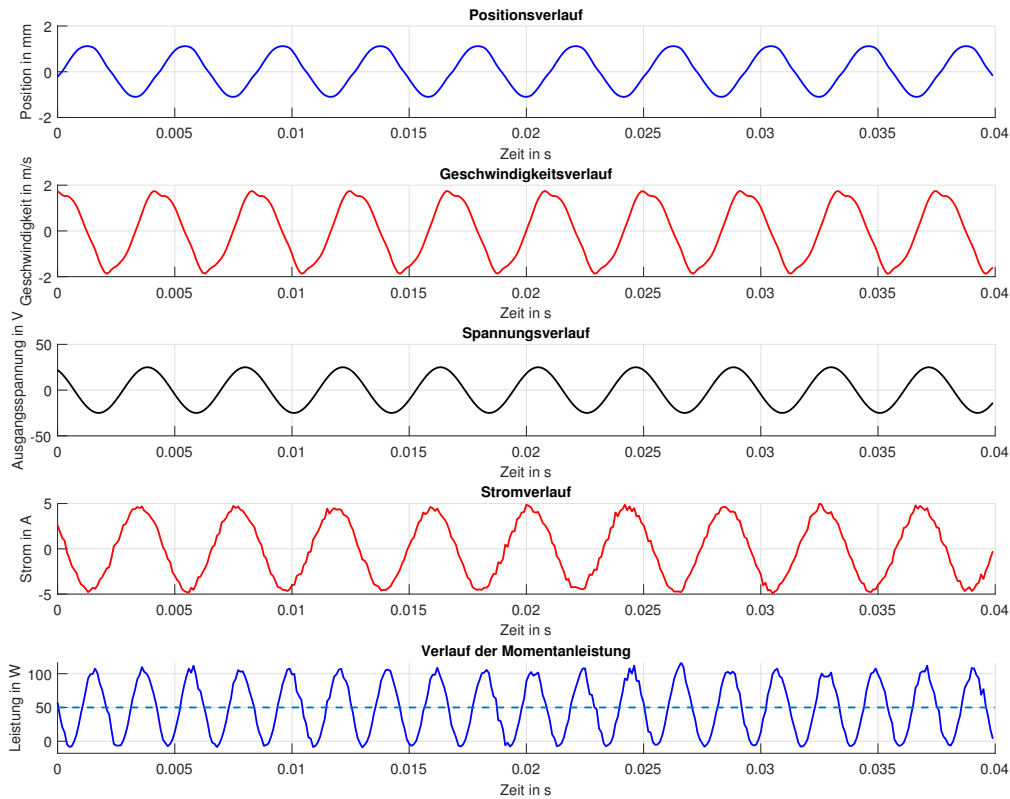
Es ist klar erkennbar, dass sich für eine fixe Ansteuerspannungsamplitude je nach Ansteuerfrequenz deutliche Unterschiede für den erreichbaren Hub ergeben. Dieser Versuch bildet das Resonanzverhalten des mechanischen Oszillators in Kombination mit der Einwirkung des Aktuators ab. Sehr auffällig ist die Verschiebung des Hubmaximums in höhere Frequenzbereiche für steigende Ansteueramplituden. Diese Beobachtung steht auch im Einklang mit der steigenden Federsteifigkeit in Abbildung 2.15, welche über (2.21) mit der Resonanzfrequenz verknüpft ist. Demnach steigt für eine höhere Federsteifigkeit auch die Resonanzfrequenz – das System verstimmt sich bei größeren Schwingungsamplituden in den Bereich höherer Frequenzen. Tabelle 2.7 stellt den maximalen Hub mit den zugehörigen Frequenzen für die jeweiligen Eingangsamplituden dar.

Spannungsamplitude in V	Max. Hub in mm	Verstärkungsfaktor in mm/V	Frequenz in Hz
5	0,67	0,134	240
10	1,65	0,165	242
15	2,27	0,151	245
20	2,89	0,145	250
25	4,36	0,174	252,75

Tabelle 2.7: Auswertung des jeweiligen Hubmaximums aus Abbildung 2.24

Die erhaltenen Frequenzen des Hubmaximums sind insgesamt etwa 14 bis 18 Hz höher als die Resonanzfrequenzen, welche im Rahmen des Ausschwingversuchs in Tabelle 2.6 gemessen wurden. Der Einfluss des Aktuators bei direkter Ansteuerung des Läufers führt somit zu einer Verschiebung

der für die Regelung relevanten Resonanzfrequenzen, welche in der Folge berücksichtigt wird. In Abbildung 2.25 ist beispielhaft der zeitliche Verlauf der Position und Geschwindigkeit sowie der Eingangsspannung, des Stroms und der daraus resultierenden Momentanleistung für eine Eingangsspannungsamplitude von 25 V und einem Hub von 2,22 mm bei einer Frequenz von 240 Hz dargestellt.



**Abbildung 2.25:** Signalverläufe bei einer Ansteuerung mit 25 V Ansteueramplitude und einer Frequenz von 240 Hz

Die elektrische Momentanleistung  $p_{el}(t) = u(t) \cdot i(t)$ , welche näherungsweise sinusförmig bei doppelter Ansteuerfrequenz zwischen 0 und 100 W pendelt, beträgt im Durchschnitt  $\bar{P}_{el} = 50 \text{ W}$ . Der Verstärkungsfaktor beträgt für dieses Beispiel

$$\kappa(25 \text{ V}, 240 \text{ Hz}) = \frac{2,22 \text{ mm}}{25 \text{ V}} = 0,089 \text{ mm/V}, \quad (2.39)$$

also deutlich unter dem erreichbaren Wert von 0,174 mm/V bei der Resonanzfrequenz von 252,75 Hz für diese Ansteuerungsamplitude. Dies macht deutlich, dass bereits eine geringfügige Abweichung von der Resonanzfrequenz zu einem signifikanten Effizienzverlust führt. Durch die Betrachtung des Verstärkungsfaktors und der durchschnittlichen elektrischen Leistung kann die Effizienz der Pumpe für gleichbleibenden Hub analysiert werden. Dies stellt für die weiteren Untersuchungen ein wichtiges Bewertungsinstrument der zu entwickelnden Regelungsstrategie dar.

### 2.4.3 Frequenzabhängigkeit der Aktuatorkraftkurve

Die effiziente Schwingungsanregung durch den Aktuator kann ebenso durch die Form der Aktuatorkraft-Weg-Kurve beurteilt werden. Im idealen Betrieb befinden sich das Signal der Aktuatorkraft und der Läufergeschwindigkeit in Phase. Dieser Umstand wird in Abschnitt 3.3 genauer anhand der Theorie dissipativer Systeme erläutert und ist in Abbildung 3.3 ersichtlich. Dies bedeutet, dass die Aktuatorkraft stets zu der Schwingungserhaltung beiträgt. Besteht hingegen eine Phasenverschiebung zwischen Geschwindigkeit und Aktuatorkraft, wirkt diese im Verlauf einer Schwingungsperiode teilweise bremsend auf den Läufer, sodass die Effizienz des Antriebssystems sinkt.

Die Frequenz der Kraftanregung hat hierbei einen großen Einfluss auf die Phasenlage von Geschwindigkeit und Aktuatorkraft. Bei sehr kleinen Frequenzen verhält sich der Läufer quasi-statisch, sodass die Aktuatorkraft und Position in Phase liegen. Die Aktuatorkraft kompensiert damit die rückstellende Federkraft, wodurch der Leistungsverbrauch sehr hoch ist. Wird die Frequenz erhöht, nähert sich die Phasenlage von Position und Aktuatorkraft  $\varphi_{x,F}$  immer mehr dem Idealzustand von  $\pi/2$  an, welcher bei der Resonanzfrequenz des Systems erreicht wird. Bei höherer Frequenz wirkt der Aktuator wieder teilweise bremsend, die Phasenverschiebung  $\varphi_{x,F}$  steigt auf  $\pi/2$  bis  $\pi$  an.

In Abbildung 2.26 ist die Aktuatorkraft-Weg-Kurve für verschiedene Anregungsfrequenzen abgebildet. Im ersten Bild ist die Frequenz sehr gering, wodurch die quasistatische Kurve ohne Hysterese und mit Verlauf durch den Ursprung entsteht. In der Folge wird die Frequenz erhöht. Aufgrund der Dynamik resultiert eine Kurve mit Hysterese, welche eine leichte Drehung aufweist. Wird dieser Effekt bis zur Resonanzfrequenz fortgesetzt, dreht sich die Aktuatorkraftkurve bei einer Phasenlage von  $\pi/2$  in eine horizontale Lage, wie im dritten Bild zu sehen ist. Der Läufer kann somit unter geringem Kraftaufwand effizient angeregt werden. Bei höheren Frequenzen dreht sich die Aktuatorkraftkurve weiter, sodass der Schwingungsbetrieb wieder ineffizienter wird. Die Hysterese nimmt ab, da aufgrund des dämpfenden Effekts geringere Schwingungsamplituden und -geschwindigkeiten erreicht werden als in Resonanz.

### 2.4.4 Verluste und Wirkungsgrad

Entsprechend der Aufteilung des Gesamtsystems in ein elektromagnetisches, mechanisches und hydraulisches Teilsystem in Abbildung 2.5 werden auch die entstehenden Verluste modelliert. Das hier betrachtete Verlustmodell der HFOP-II entspricht jenem Modell, welches Leati in [3] für die erste Generation der HFOP zugrunde legt. In diesem Abschnitt werden die einzelnen Verlustanteile sowie die Berechnung des Teil- und Gesamtwirkungsgrads in ihren Grundzügen präsentiert.

#### Elektromagnetische Verluste

Durch die Bestromung der Spulen mit dem ohmschen Kupferwiderstand  $R_{S,ges}$  entstehen zunächst **Kupferverluste**, welche den quadratischen Zusammenhang

$$P_{V,Cu} = R_{S,ges} i_{A,eff}^2 \quad (2.40)$$

mit dem Spulenstrom aufweisen. Wie bereits in Abschnitt 2.2 dargelegt wurde, hängt der Strom nicht nur nichtlinear mit der Aktuatorkraft zusammen, sondern wird auch von der Läuferposition

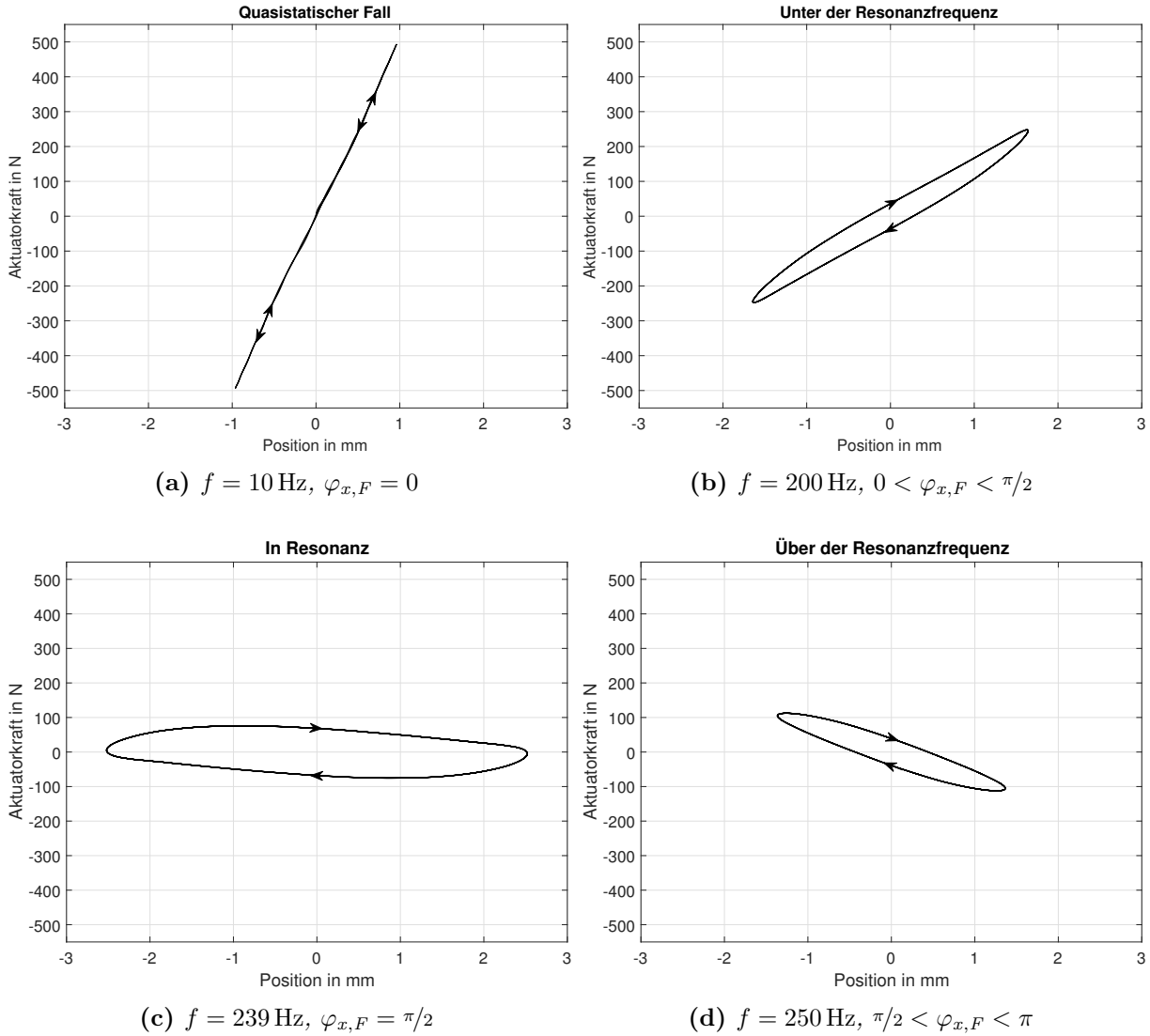


Abbildung 2.26: Drehung der Aktuatorkraftkurve mit zunehmender Schwingungsfrequenz

beeinflusst. Außerdem wurde in Unterabschnitt 2.4.2 gezeigt, dass auch die Schwingfrequenz einen maßgeblichen Einfluss auf die Höhe des Ansteuerstroms birgt. Diese Einflüsse auf die Kupferverluste werden auch von Leati in seiner Dissertation aufgezeigt.

Weiters treten die **magnetischen Hystereseverluste** aufgrund des Durchlaufens der magnetischen Hysteresekurve während des Betriebs auf. Diese werden durch Integration der Hysteresekurve gemäß

$$P_{V,Hys} = \oint H dB \quad (2.41)$$

für einen magnetischen Zyklus mit einer gegen Null gehenden Frequenz  $f$  berechnet. Diese Verlustart gilt somit für ein quasistatisches Durchlaufen der Hysteresekurve [16]. Für dynamische Vorgänge, welche auch bei der Hochfrequenz-Oszillationspumpe eine bedeutende Rolle spielen, treten darüber hinaus die **Wirbelstromverluste** in elektrisch leitfähigen Materialien stärker in Erscheinung. Diese sind die Konsequenz des Induktionsgesetzes, wonach in elektrisch leitfähigen Materialien, welche sich in der Nähe eines zeitlich veränderlichen Magnetfeldes befinden, Wirbelstromfelder induziert werden. Für ein dünnes leitfähiges Materialstück mit der Dicke  $d_M$ , der

elektrischen Leitfähigkeit  $\sigma$  und der Dichte  $\rho$  gilt für die Wirbelstromverluste

$$P_{V,WS} = \frac{\pi^2 \sigma d_M^2 \hat{B}^2 f^2}{6 \rho} \quad (2.42)$$

mit der maximalen magnetischen Flussdichte  $\hat{B}$  des zeitlich veränderlichen Magnetfelds [16]. Die direkte Frequenzabhängigkeit der Wirbelstromverluste führt dazu, dass diese im Design der HFOP-II berücksichtigt werden müssen. Aus diesem Grund werden für die ferromagnetischen Bauteile des Stators und Läufers Soft Magnetic Composites (SMC) vom Typ Somaloy des Herstellers Höganäs verwendet [17]. Zudem ist mit Wirbelströmen aufgrund der besonderen, bandförmigen Form des Leiterquerschnitts in den Spulen zu rechnen. Außerdem sind **Streuverluste**  $P_{V,St}$  des magnetischen Flusses im Eisenkern anzuführen.

Im vorliegenden Aktuatormodell werden alle elektromagnetischen Verluste, welche von den Kupferverlusten abweichen, zu **Zusatzverlusten**  $P_{V,Z}$  zusammengefasst. Die gesamten elektromagnetischen Verluste ergeben sich damit zu

$$P_{V,em} = P_{V,Cu} + P_{V,Hys} + P_{V,WS} + P_{V,St} = P_{V,Cu} + P_{V,Z}. \quad (2.43)$$

### Mechanische Verluste

Die **mechanischen Verluste**  $P_{V,mech}$  entstehen aufgrund von innerer Reibung in den mechanischen Federn und äußeren Reibungseffekten. Dieser Verlustanteil wurde bereits in Unterabschnitt 2.4.1 anhand der Kraftkennlinie untersucht und für den quasistatischen Fall in Form des mechanischen Energieverlusts  $\Delta W_{V,Hys}$  quantifiziert. Da die geschwindigkeitsproportionale Reibung im vorliegenden Fall dominiert, steigen die zu kompensierenden mechanischen Verluste  $\Delta W_{V,Hys,dyn}(\hat{x})$  mit dem angestrebten Hub an. Gleichzeitig wird die Hysteresekurve der Kraft mit steigender Frequenz  $f = 1/T$  öfters durchlaufen, wodurch die entstehenden mechanischen Verluste

$$P_{V,mech} = \frac{\Delta W_{V,Hys,dyn}(\hat{x})}{T} = \Delta W_{V,Hys,dyn}(\hat{x}) \cdot f \quad (2.44)$$

von Hub und Frequenz abhängig sind. Folglich ist im Betrieb der Oszillationspumpe darauf zu achten, diesen steigenden Energiebedarf für höhere Schwingungsamplituden in der Versorgung zu berücksichtigen.

### Hydraulische Verluste

Die Hauptursache der **hydraulischen Verluste**  $P_{V,hyd}$  sind laut Leati die Drosselverluste in den hydraulischen Sperrventilen [3]. Weitere kleinere Anteile ergeben sich aus den volumetrischen Verlusten und den damit verbundenen Energieverlusten aufgrund von Leckage und Querstromverlusten. Für umfangreichere Betrachtungen sei an dieser Stelle auf die Untersuchungen an Sperrventilen für die erste Generation der HFOP im Rahmen der Dissertation von Leati [3] und auf die einschlägige Literatur für den Entwurf hydraulischer Maschinen [18] verwiesen.

## Wirkungsgrad

Ein wichtiges Maß für die Effizienz der HFOP stellt deren Wirkungsgrad dar. Für den elektromagnetischen Antrieb ohne hydraulische Last wird hierfür die mittlere mechanische Leistung des Läufers im Verhältnis zu der mittleren zugeführten elektrischen Leistung betrachtet. Der **Wirkungsgrad des Aktuators**  $\mu_A$  ergibt sich damit zu

$$\mu_A = \frac{\bar{P}_{mech}}{\bar{P}_{el}} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T F_A(t) \dot{x}(t) dt}{\frac{1}{T} \int_0^T u_{in}(t) i(t) dt} = \frac{\int_0^T F_A(t) \dot{x}(t) dt}{\int_0^T u_{in}(t) i(t) dt} \quad (2.45)$$

mit der Aktuatorkraft  $F_A(t)$ . Für die Leistungsübertragung des Aktuators auf das zu transportierende Fluid wird der **hydromechanische Wirkungsgrad**  $\mu_{hm}$  mit der mittleren mechanischen und der hydromechanischen Leistung  $\bar{P}_{mech}$  und  $\bar{P}_{hm}$  durch den Zusammenhang

$$\mu_{hm} = \frac{\bar{P}_{hm}}{\bar{P}_{mech}} = \frac{-\frac{1}{T} \int_0^T F_H(t) \dot{x}(t) dt}{\frac{1}{T} \int_0^T F_A(t) \dot{x}(t) dt} = \frac{-\int_0^T F_H(t) \dot{x}(t) dt}{\int_0^T F_A(t) \dot{x}(t) dt} \quad (2.46)$$

eingeführt. Der **hydraulische Wirkungsgrad**  $\mu_{hyd}$  wiederum beschreibt die Leistungsübertragung von der hydromechanischen Aktuatorleistung auf die hydraulische Pumpleistung und wird gemäß

$$\mu_{hyd} = \frac{\bar{P}_{hyd}}{\bar{P}_{hm}} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T (p_P - p_T) Q(t) dt}{-\frac{1}{T} \int_0^T F_H(t) \dot{x}(t) dt} = \frac{\int_0^T (p_P - p_T) Q(t) dt}{-\int_0^T F_H(t) \dot{x}(t) dt} \quad (2.47)$$

bestimmt. Zusätzlich wird der Wirkungsgrad der Leistungsübertragung der Aktuatorkraft auf die hydraulische Leistung  $\mu_{hm,hyd}$  eingeführt, welcher durch den Zusammenhang

$$\mu_{hm,hyd} = \frac{\bar{P}_{hyd}}{\bar{P}_{mech}} = \mu_{hm} \mu_{hyd} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T (p_P - p_T) Q(t) dt}{\frac{1}{T} \int_0^T F_A(t) \dot{x}(t) dt} = \frac{\int_0^T (p_P - p_T) Q(t) dt}{\int_0^T F_A(t) \dot{x}(t) dt} \quad (2.48)$$

beschrieben wird und die Effizienz der Pumpe außerhalb des elektromagnetischen Aktuators beschreibt. Wird hingegen die gesamte Leistungsumwandlung von der zugeführten elektrischen bis zur hydraulischen Leistung im Pumpenbetrieb betrachtet, berechnet sich der **Gesamtwirkungsgrad**  $\mu_{tot}$  gemäß

$$\mu_{tot} = \frac{\bar{P}_{hyd}}{\bar{P}_{el}} = \mu_A \mu_{hm} \mu_{hyd} = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T (p_P - p_T) Q(t) dt}{\frac{1}{T} \int_0^T u_{in}(t) i(t) dt} = \frac{\int_0^T (p_P - p_T) Q(t) dt}{\int_0^T u_{in}(t) i(t) dt} \quad (2.49)$$

mit dem Pumpendruck  $p_P$ , dem Tankdruck  $p_T$  und dem Volumenstrom des transportierten Fluids  $Q(t)$  [3].





## Kapitel 3

# Energiebasierte Regelung des elektromechanischen Oszillators

Die Untersuchung, auf welche Art hochfrequent oszillierende Linearantriebe möglichst effizient geregelt werden können, bildet die Kernaufgabe der vorliegenden Arbeit. Besonders die spezifischen Herausforderungen im Zusammenhang mit Hochfrequenzpumpen werden hierzu hervorgehoben. Der erste Teil des Kapitels beschäftigt sich mit den theoretischen Grundlagen des gewählten Regelungskonzepts. Anschließend wird die Implementierung des Regelungssystems für den untersuchten Prototypen vorgestellt. Die Ergebnisse der Inbetriebnahme des Systems ohne hydraulische Last werden präsentiert und im Hinblick auf die Verlustreduktion des Gesamtaufbaus untersucht.

### 3.1 Anwendungen künstlich erzeugter Schwingungen

Das Ziel, aktiv eine freie Schwingung mithilfe von Stellsignalen zu realisieren, wird in verschiedensten technischen Systemen verfolgt. Dabei tritt in vielen Anwendungen eine energieoptimale Realisierung in den Vordergrund, um einen möglichst effizienten Betrieb zu gewährleisten. Neben Maschinen für den Materialtransport oder die Werkstoffverarbeitung kommt die gezielte Schwingungserzeugung beispielsweise auch bei Pick-and-Place-Robotern und Laufrobotern vermehrt zum Einsatz [19, 20].

Der Vorteil des auf der Zustandsenergie basierenden Ansatzes besteht darin, dass lediglich so viel Energie in das mechanische System zugeführt wird, dass die Schwingung konstant aufrecht erhalten wird. Für einen verlustfreien Schwinger wäre die Stellgröße folglich gleich null und das System würde seine Schwingung in Eigenfrequenz fortsetzen. Vergleicht man dieses Prinzip mit einer Trajektorienvorgabe, wird der Unterschied im dynamischen Verhalten ersichtlich. Während die Vorgabe der Position mithilfe einer Trajektorie ein erzwungenes dynamisches Systemverhalten herbeiführt, kann bei einer energiebasierten Regelung die freie Schwingung in der natürlichen Grundschwingung beibehalten werden. Ein erzwungenes Systemverhalten

führt hingegen außerhalb der Resonanzfrequenz zu einer erhöhten Zuführung von Energie in das System [21].

Das an der HFOP-II untersuchte Regelungsprinzip beruht auf diesem Ansatz. Es verfolgt das Ziel, die energieoptimale Schwingungserhaltung für oszillierende Linearantriebe einzusetzen, welche als hydraulische Pumpen betrieben werden. Dabei steht vor allem die Frage im Vordergrund, auf welche Art und Weise das vorgestellte Regelungsprinzip implementiert werden kann, sodass sich ein schwingungserhaltendes Gesamtsystem ergibt. Darüber hinaus werden die Energieersparnis und deren Einflussfaktoren untersucht, welche sich durch das gewählte Regelungsprinzip im Vergleich zu einer herkömmlichen Trajektorienvorgabe ergeben.

### 3.2 Der ungedämpfte harmonische Oszillator

Um sich dem Konzept der schwingungserhaltenden Regelung zu nähern, wird zuerst das Beispiel eines linearen, ungedämpften und reibungsfrei modellierten harmonischen Schwingers betrachtet. Dieser wird durch die Systemgleichung

$$\ddot{x} = \frac{k}{m_L}x = \omega_0^2 x \quad (3.1)$$

mit

$\ddot{x}$ .....	Beschleunigung des Läufers in $\text{m/s}^2$
$x$ .....	Position des Läufers in $\text{m}$
$k$ .....	Federsteifigkeit in $\text{N/m}$
$m_L$ .....	Läufermasse in $\text{kg}$
$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_L}}$ ...	Grenzfrequenz des ungedämpften Schwingsystems in $\text{rad/s}$

beschrieben. Die Lösung der Differentialgleichung stellt eine sinusförmige Schwingung mit Amplitude  $A$  und Frequenz  $\omega_0$  dar [11].

$$\begin{aligned} x(t) &= A \sin(\omega_0 t) \\ \dot{x}(t) &= A \omega_0 \cos(\omega_0 t) \\ \ddot{x}(t) &= -A \omega_0^2 \sin(\omega_0 t). \end{aligned} \quad (3.2)$$

Wird der Läufer dieses idealen Schwingsystems auf die Position  $A_0$  gebracht und dort losgelassen, schwingt das System in seiner Eigenfrequenz  $\omega_0$  ohne abzuklingen. Die Momentanenergie  $V(t)$  pendelt ständig zwischen potentieller und kinetischer Energie. Zum Zeitpunkt der vollen Auslenkung und in der Ausgangslage gilt jeweils

$$\begin{aligned} x = A_0 : & \quad V(t) = V_{\text{pot,max}} = \frac{1}{2}kA_0^2 \\ x = 0 : & \quad V(t) = V_{\text{kin,max}} = \frac{1}{2}m_L v_0^2. \end{aligned} \quad (3.3)$$

Da das System mit den getroffenen Annahmen keine Verluste aufweist, bleibt die Gesamtenergie stets gleich. Es gelten die Bedingungen

$$V(t) = V_{\text{pot}}(t) + V_{\text{kin}}(t) = \frac{1}{2}kx(t)^2 + \frac{1}{2}m_L\dot{x}(t)^2, \quad (3.4)$$

$$V(t) = V_{\text{pot,max}} = V_{\text{kin,max}} \quad (3.5)$$

und damit

$$kA_0^2 = m_Lv_0^2. \quad (3.6)$$

Durch Umformung von (3.6) erkennt man, dass die Schwingungsamplitude  $A_0$  und die maximale Geschwindigkeit  $v_0$  des Läufers im Fall des linearen ungedämpften Schwingers durch die Beziehung

$$v_0 = \sqrt{\frac{k}{m_L}}A_0 = \omega_0A_0 \quad (3.7)$$

linear über die Eigenfrequenz  $\omega_0$  miteinander verknüpft sind. Da die momentane Gesamtenergie des Systems stets gleich bleibt, schwingt der Läufer – abhängig von seiner anfänglichen Auslenkung – ohne externe Einflussnahme ständig mit einer fixen Amplitude  $A_0$  in seiner Eigenfrequenz  $\omega_0$  mit der Maximalgeschwindigkeit  $v_0$  [11]. Entspricht dieser Zustand der gewünschten Gesamtenergie  $V_{\text{ref}}$ , bleibt die Stellgröße null. Aufgrund der fehlenden Dämpfung und der damit gleichbleibenden Gesamtenergie handelt es sich um ein konservatives System. In Abbildung 3.1 sind mehrere Trajektorien der Schwingung auf verschiedenen Energieniveaus in einem Phasenportrait dargestellt. Die gleichbleibende Schwingung entspricht der Bewegung auf geschlossenen Trajektorien in der Form von Ellipsen.

Hierfür werden neue Zustände  $x_1$  und  $x_2$  für Position und Geschwindigkeit eingeführt. Die Systemgleichungen lauten damit

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \omega_0^2 x_1 \end{aligned} \quad (3.8)$$

Bei den dargestellten Trajektorien in Abbildung 3.1 handelt es sich gleichzeitig um sogenannte Niveaumengen, welche Zustände gleichbleibender Gesamtenergie auf der Zustandsebene definieren. Trajektorien, die von dem idealen Fall einer Ellipse abweichen und ins Innere weisen, repräsentieren den Fall eines verlustbehafteten Schwingsystems, dessen Energiebilanz daher negativ ist. Umgekehrt stellen Trajektorien, die sich aus einer Ellipse herausbewegen, den Fall dar, dass Energie in das System zugeführt wird, die Energiebilanz ist positiv. Bei ständiger Fortsetzung führt dies zum Erreichen der Systemgrenzen und zu Systemversagen. Das Ziel eines geeigneten Regelungssystems ist es, die Trajektorie der Schwingung möglichst energieeffizient auf einer gewissen Niveaumenge stabil zu halten [22].

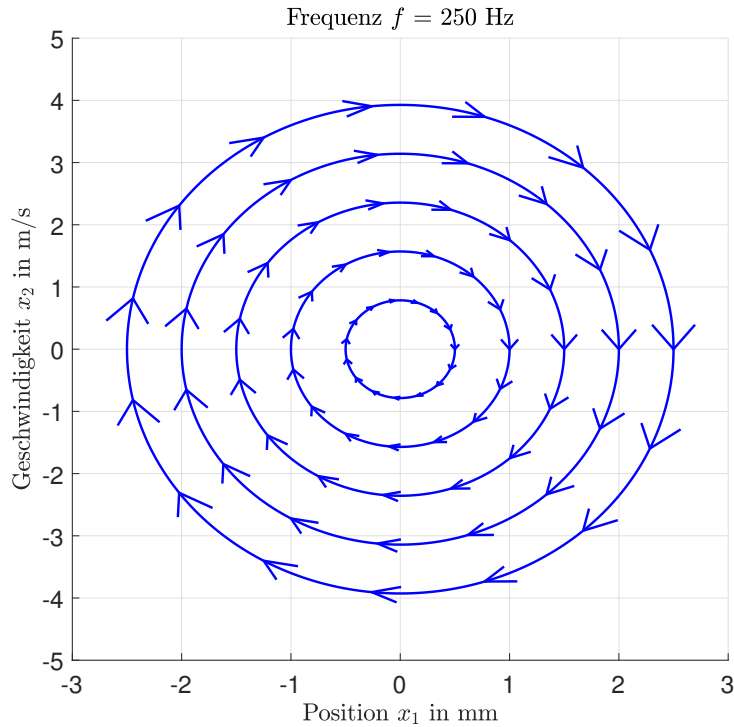


Abbildung 3.1: Phasenportrait des ungedämpften harmonischen Schwingers

### 3.3 Prinzip der Regelung auf Basis der Zustandsenergie

Im Allgemeinen sind technische Oszillatoren verlustbehaftet, sodass sich keine geschlossenen Orbits wie jene in Abschnitt 3.2 ohne Hinzugabe einer Regelung bilden können. Das verlustbehaftete System läuft nach Verstreichen einer gewissen Zeitspanne in seine Ruhelage ein und verharrt dort. Es ist daher eine ständige Leistungszufuhr notwendig, um die Verluste zu kompensieren und eine stabile Schwingung zu erhalten. Um diesen Umstand näher zu konkretisieren, werden im Folgenden die Begriffe des *dissipativen* und *passiven* Systems eingeführt.

Als Grundlage für die Erläuterung der nachfolgenden Konzepte dient stets ein nichtlineares System  $H$  der Form

$$H : \begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ \mathbf{y} = \mathbf{h}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \end{cases} \quad (3.9)$$

mit dem Zustand  $\mathbf{x} \in \mathcal{X} \subset \mathbb{R}^n$ , dem Eingang  $\mathbf{u} \in \mathcal{U} \subset \mathbb{R}^m$  und dem Ausgang  $\mathbf{y} \in \mathcal{Y} \subset \mathbb{R}^p$  [23]. Zur Beschreibung dissipativer Systeme wird die Versorgungsrate  $s(\mathbf{u}, \mathbf{y}) : \mathcal{U} \times \mathcal{Y} \rightarrow \mathbb{R}$  eingeführt, welche der Bedingung der absoluten Integrierbarkeit

$$\int_0^t |s(\mathbf{u}, \mathbf{y})| d\tau < \infty \quad (3.10)$$

für alle Zeiten  $t \geq 0$  genügt und jener Energie entspricht, die dem System zugeführt wird [23], [24].

**Definition 3.1** (*Dissipativität*) [23]

Das System (3.9) ist dissipativ in  $\mathcal{X}$  mit der Versorgungsrate  $s(\mathbf{u}, \mathbf{y})$ , wenn eine Funktion

$V(\mathbf{x}) : \mathcal{X} \rightarrow \mathbb{R}$  mit  $V(\mathbf{0}) = 0$  so existiert, dass

$$V(\mathbf{x}(t)) \geq 0 \quad \text{und} \quad V(\mathbf{x}(t)) - V(\mathbf{x}(0)) \leq \int_0^t s(\mathbf{u}(\tau), \mathbf{y}(\tau)) d\tau \quad (3.11)$$

für alle  $\mathbf{x}(0) \in \mathcal{X}$  und alle  $u \in \mathcal{U}$  für alle Zeiten  $t \geq 0$  gilt.  $V(\mathbf{x})$  wird hierbei als Speicherfunktion bezeichnet.

Ein dissipatives System gemäß Definition 3.1 ist nun passiv, wenn es zusätzlich die Bedingungen aus Definition 3.2 erfüllt.

**Definition 3.2** (Passivität) [23]

Das System (3.9) mit  $\dim(\mathbf{u}) = m = p = \dim(\mathbf{y})$  ist passiv, wenn es dissipativ gemäß Definition 3.1 mit der Versorgungsrate

$$s(\mathbf{u}, \mathbf{y}) = \mathbf{u}^T \mathbf{y} \quad (3.12)$$

ist.

Es gibt laut Definition 3.1 demnach einen Anteil der dem System zugeführten Energie, welcher nicht im System gespeichert, sondern als sogenannte Dissipation in Form von Wärmeverlusten wieder abgeführt wird. Die *integrale Dissipativitätsungleichung* (3.11) lässt sich somit mithilfe eines Terms für die Dissipationsrate  $d(t)$  auch in Gleichungsform darstellen, was in (3.13) für passive Systeme mit der Versorgungsfunktion gemäß (3.12) durchgeführt wurde.

$$V(\mathbf{x}(t)) - V(\mathbf{x}(0)) = \int_0^t \mathbf{u}^T(\tau) \mathbf{y}(\tau) - d(t) d\tau \quad (3.13)$$

Unter der Voraussetzung der Differenzierbarkeit der einzelnen Terme lässt sich nun (3.11) bezüglich der Zeit ableiten. Dies führt zu der Darstellung der Ungleichung in Differentialform, welche in (3.14) zu sehen ist [25].

$$\dot{V}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{u}^T \mathbf{y} \quad (3.14)$$

Ist (3.14) erfüllt, so ist das betrachtete System passiv. Analog zu (3.13) lässt sich auch für die Differentialform eine Gleichheitsbeziehung mit der Verlustleistung zufolge der Dämpfung  $P_{V,D}(t)$  aufstellen.

$$\dot{V}(\mathbf{x}) = \mathbf{u}^T \mathbf{y} - P_{V,D}(t) \quad (3.15)$$

Falls der Eingang des Systems  $\mathbf{0}$  ist, reduziert sich (3.15) zu

$$\dot{V}(\mathbf{x}) = -P_{V,D}(t) \leq 0. \quad (3.16)$$

In (3.16) ist das System sich selbst überlassen, sodass die Energie des Gesamtsystems aufgrund der Dissipation nur gleich bleiben oder abnehmen kann. Die Differentialform (3.15) macht deutlich, dass die Gesamtenergie mithilfe einer gezielten Leistungszufuhr beeinflusst und auf einem bestimmten Niveau gehalten werden kann. Meist wird in der Forschung zum passivitätsbasierten

Reglerentwurf das Ziel verfolgt, das System in seine Ruhelage zu bringen und insgesamt ein asymptotisch stabiles Verhalten zu erzielen. Dies würde im Fall des mechanischen Oszillators bedeuten, diesen in seine Ruhelage bei  $\mathbf{x} = \mathbf{0}$  zu bringen.

Dieses Ziel wird in dieser Arbeit nicht verfolgt, da der mechanische Oszillator per definitionem eine gleichbleibende Schwingung produzieren soll. Da für diesen Fall jedoch auch die Gesamtenergie konstant gehalten wird, kann durch Betrachtung derselben eine Regelung entworfen werden, welche das System auf einem Grenzyklus hält. Dabei wird der passive mechanische Oszillator so geregelt, dass das Gesamtsystem wiederum ein stabiles Schwingungsverhalten mit variabler Dämpfung und einem vorgegebenem Gesamtenergielevel aufweist.

Für den Reglerentwurf wird nun das Modell des mechanischen Oszillators (2.14) in seiner lastfreien Form betrachtet, wodurch es sich auf die Form

$$m_L \ddot{x} = -F_F(x) - F_D(\dot{x}) + F_A(u_A, x) \quad (3.17)$$

mit der allgemeinen Federkraftfunktion  $F_F(x)$ , der viskosen Dämpfungskraft  $F_D = d\dot{x}$  und der Aktuatorkraft  $F_A(u_A, x)$  reduziert. Zusätzlich wird die Zustandstransformation  $x_1 = x$  und  $x_2 = \dot{x}$  durchgeführt, sodass man die zweidimensionale Darstellungsform des mechanischen Systems

$$H : \begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \begin{bmatrix} x_2 \\ -\frac{1}{m_L} F_F(x_1) - \frac{d}{m_L} x_2 + \frac{1}{m_L} F_A(u_A, x_1) \end{bmatrix} \\ \mathbf{y} = \mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (3.18)$$

mit der Aktuatorkraft  $F_A$  als Systemeingang  $\mathbf{u} = [0 \quad F_A]^T$  erhält. Ein weiteres Kriterium, um die Dissipativität eines allgemein nichtlinearen zweidimensionalen Systems entsprechend (3.9) nachzuweisen, ergibt sich laut [26] aus der Veränderung des Volumens des Zustandsraums mithilfe der Divergenz des Vektorfeldes

$$\operatorname{div} \mathbf{f}(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n \frac{\partial f_i(\mathbf{x})}{\partial x_i} < 0. \quad (3.19)$$

Ist die Divergenz aus (3.19) negativ, so ist das System (3.9) dissipativ. Dies ist gleichbedeutend mit einer abnehmenden Energiefunktion und einer dissipativen Leistung gemäß (3.16) [26]. Ist die Divergenz hingegen null, handelt es sich um ein konservatives System. Für die gedämpfte Schwingung aus (3.18) ergibt sich für  $F_A = 0$

$$\operatorname{div} \mathbf{f}(\mathbf{x}) = \frac{\partial f_1(\mathbf{x})}{\partial x_1} + \frac{\partial f_2(\mathbf{x})}{\partial x_2} = 0 - \frac{d}{m_L} = -\frac{d}{m_L} < 0, \quad (3.20)$$

womit das hier betrachtete Schwingssystem ohne zugeführter Aktuatorkraft stets dissipativ ist, da  $d > 0$  und  $m_L > 0$  gilt. Die Energiefunktion berechnet sich aus potentieller und kinetischer Energie zu

$$V(\mathbf{x}) = V_{pot} + V_{kin} = \int_0^{x_1} F_F(\xi) d\xi + \frac{1}{2} m_L x_2^2. \quad (3.21)$$

Die zeitliche Änderung der Energiefunktion wird mithilfe deren Gradienten gemäß

$$\dot{V}(\mathbf{x}) = \text{grad } V(\mathbf{x}) \dot{\mathbf{x}} \quad (3.22)$$

berechnet. Durch Einsetzen der Systemgleichungen für  $\dot{\mathbf{x}}$  ergibt sich

$$\begin{aligned} \dot{V}(\mathbf{x}) &= \frac{\partial V(\mathbf{x})}{\partial x_1} \dot{x}_1 + \frac{\partial V(\mathbf{x})}{\partial x_2} \dot{x}_2 = F_F(x_1) \dot{x}_1 + m_L x_2 \dot{x}_2 = \\ &= F_F(x_1) x_2 - F_F(x_1) x_2 - d x_2^2 + F_A x_2 = F_A x_2 - d x_2^2. \end{aligned} \quad (3.23)$$

Die beiden Anteile des Ergebnisses entsprechen jenen in (3.15) mit

$$\mathbf{u}^T \mathbf{y} = F_A x_2 \quad (3.24)$$

und

$$P_{V,D}(t) = d x_2^2. \quad (3.25)$$

Hieraus wird ersichtlich, dass die Verlustleistung aufgrund der Dämpfung durch die Aktuatorkraft ausgeglichen werden kann. Wird das Ergebnis noch in die Form

$$\dot{V}(\mathbf{x}) = x_2 (F_A - d x_2) \quad (3.26)$$

gebracht, erkennt man, dass die Aktuatorkraft  $F_A$  der Dämpfungskraft  $d x_2$  entsprechen muss, um die Gesamtenergie des Systems  $V(\mathbf{x})$  zu erhalten. Zur Aufrechterhaltung der Schwingung wird daher  $\dot{V}(\mathbf{x}) = 0$  gefordert, was bedeutet, dass die Aktuatorkraft mit dem Geschwindigkeitssignal phasengleich sein muss. Dies ist eine wesentliche Erkenntnis für die Formulierung des Regelungsgesetzes. Wird die phasengleiche Aktuatorkraft in einen Geschwindigkeitsanteil und eine fiktive Dämpfungskonstante  $d_{ref}$  zur Skalierung unterteilt, wird anhand der Darstellungsform

$$\dot{V}(\mathbf{x}) = -(d - d_{ref}) x_2^2 \quad (3.27)$$

erkennbar, dass durch die gewählte Regelungsstrategie die effektive Dämpfung des Gesamtsystems beeinflusst wird. Ist die effektive Dämpfungskonstante  $d_{eff} = d - d_{ref}$  positiv, so verhält sich das System dissipativ, es wird abgedämpft. Ist sie hingegen negativ, schaukelt es sich auf. In diesem Fall weist es ein anti-dissipatives Verhalten auf. Wird die Dämpfung des mechanischen Systems vollständig kompensiert, gilt also  $d_{eff} = 0$ , so schwingt das Gesamtsystem mit der Grenzfrequenz

des ungedämpften Oszillators  $\omega_0$ . Die Regelung bewirkt folglich, dass das Schwingungssystem stets die aktuelle Resonanzfrequenz des ungedämpften Oszillators annimmt.

Das Kernprinzip der energiebasierten Regelung besteht nun darin, dass die momentane mechanische Energie des Schwingungssystems als Vergleichsreferenz zur Beeinflussung der Dämpfung dient. Die vorgegebene Dämpfung  $d_{ref}$  orientiert sich somit an der Differenz zwischen einer Referenzenergie  $V_{ref}$  und der momentanen Energie  $V(\mathbf{x})$  gemäß

$$d_{ref}(\mathbf{x}(t)) = c(V_{ref} - V(\mathbf{x})) \quad (3.28)$$

mit einem konstanten Faktor  $c$  in  $\text{s/m}^2$ , wobei die Referenzenergie mithilfe der gewünschten Schwingungsamplitude  $\hat{x}$  über die potentielle Energie im Umkehrpunkt für  $\dot{x} = x_2 = 0$  durch den Zusammenhang

$$V_{ref} = \int_0^{\hat{x}} F_F(\xi) d\xi \quad (3.29)$$

definiert wird. Das Regelgesetz für die notwendige Aktuatorkraft  $F_A$ , welche den Ausgang der Kraftregelung darstellt, berechnet sich damit zu

$$F_A = k_P (V_{ref} - V(\mathbf{x})) x_2 \quad (3.30)$$

mit dem Reglerparameter  $k_P$  zur Skalierung des Regler-Ausgangssignals. Eine weitere Verbesserung dieses Regelgesetzes stellt das Hinzufügen eines integrierenden Anteils dar, um bleibende Abweichungen zwischen der Referenzenergie und der Momentanenergie zu eliminieren. Hierzu wird das Regelgesetz aus (3.30) auf die Form

$$F_A = \left( k_P (V_{ref} - V(\mathbf{x})) + k_I \int_0^t V_{ref} - V(\mathbf{x}) d\tau \right) x_2 \quad (3.31)$$

mit dem zusätzlichen Reglerparameter  $k_I$  für den integrierenden Anteil erweitert. Abbildung 3.2 zeigt die Struktur des erhaltenen Regelungssystems mit dem linearen Anteil bestehend aus der Proportional-Integral-Regelung (PI-Regelung) sowie dem nichtlinearen Anteil, welcher aus der Funktion der Momentanenergie  $V(\mathbf{x})$  resultiert [5].



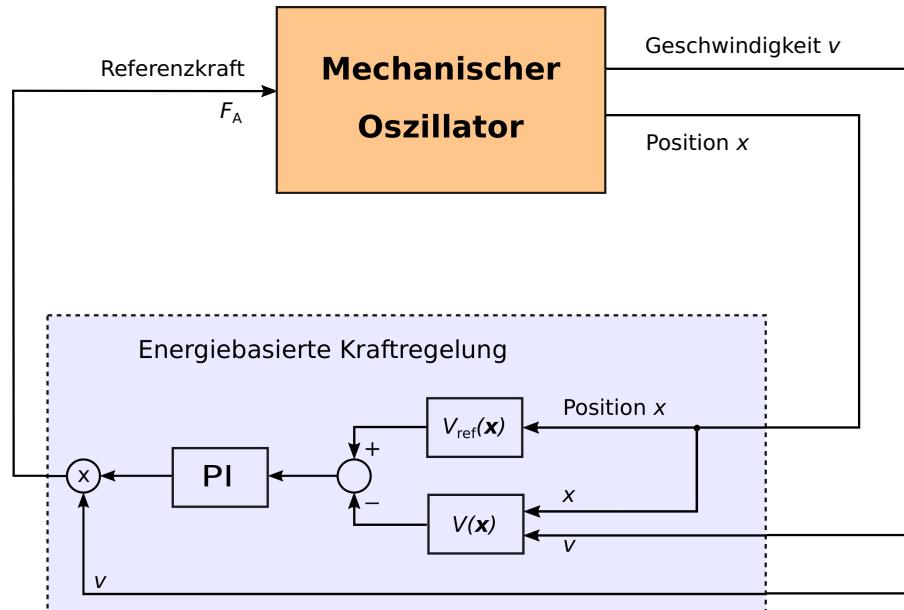


Abbildung 3.2: Struktur der energiebasierten Kraftregelung

### 3.4 Simulation des geregelten Antriebssystems

Die energiebasierte Regelung wird in einem ersten Schritt mit der Struktur aus Abbildung 3.2 und dem Regelgesetz (3.31) in MATLAB®/Simulink® simuliert. Die aufgebaute Blockstruktur ist in Abbildung A.6 festgehalten. Hierbei wird die Berechnung der potentiellen Energie gemäß (3.21) aufgrund des näherungsweise linearen Verlaufs durch eine lineare Kennlinie durch den jeweiligen Arbeitspunkt approximiert. Die Berechnung der potentiellen Energie in der Simulation erfolgt somit gemäß

$$V_{pot} \approx \frac{F_F(x) \cdot x}{2}. \quad (3.32)$$

Dies entspricht der Dreiecksfläche, welche die an der aktuellen Position linearisierte Federkennlinie mit der Position Achse und der Vertikalen an der jeweiligen Position einschließt. In Abbildung 2.14 ist die linearisierte Kennlinie für die Position am Amplitudenmaximum  $x = 2,5 \text{ mm}$  dargestellt.

Die Referenzenergie  $V_{ref}$ , welche für eine gewisse Schwingungsamplitude  $\hat{x}$  notwendig ist, wird mithilfe der Gesamtenergie bei voller Auslenkung und konstanter Federsteifigkeit gemäß (3.3) ermittelt. In dieser Lage ist die gesamte Momentanenergie in Form von potentieller Energie in den Federn gespeichert, sodass sich die Referenzenergie mit

$$V_{ref} = \frac{F_F(\hat{x}) \cdot \hat{x}}{2} \quad (3.33)$$

angeben lässt. Die Momentanenergie wird in der Folge von dieser Referenzenergie subtrahiert und die erhaltene Differenz einer PI-Regelung zugeführt. Die Regelungsparameter  $k_P$  und  $k_I$

werden hierbei empirisch ermittelt und sind in Tabelle 3.1 dokumentiert. Der Reglerausgang wird wie in dem Reglergesetz (3.31) mit der Geschwindigkeit  $x_2$  multipliziert und als Referenzkraft ausgegeben.

Reglerparameter	Wert
$k_P$	500
$k_I$	$5 \cdot 10^5$

**Tabelle 3.1:** Empirisch ermittelte Reglerparameter

### 3.4.1 Systeminvertierung des Aktuators

Im Unterschied zu der vereinfachten Darstellung in Abbildung 3.2 kann die Referenzkraft  $F_{ref}$  nicht direkt als Aktuatorkraft  $F_A$  an den mechanischen Oszillator weitergegeben werden. Diese Aufgabe erfüllt der elektromagnetische Aktuator. Zu diesem Zweck wird das System des Aktuators aus Abschnitt 2.2 invertiert. In der Folge wird mithilfe der Referenzkraft  $F_{ref}$  die für diese Aktuatorkraft notwendige Eingangsspannung berechnet, welche als Reglersignal in Puls-Pausen-Form an den Inverter weitergegeben wird.

Für die Invertierung wird die Berechnung des Aktuatorflusses in (2.11) herangezogen. Nach der zeitlichen Differenzierung und Umstellung folgt für die auf eine Spulenwindung bezogene Aktuatorspannung

$$u_{A,I}(t) = \frac{\partial \Phi_A(t)}{\partial t} + R_{S,I} \theta_A(t). \quad (3.34)$$

Durch Invertierung der Lookup-Table für die Aktuatorkraft  $\Phi_A = L_F^{-1}(F_A, x)$  und Einsetzen für den Aktuatorfluss in (3.34) sowie Multiplikation mit der Windungszahl  $N$  folgt für die gesamte Aktuatorspannung

$$u_{A,in}(t) = N \left( \frac{\partial}{\partial t} L_F^{-1}(F_A, x) + R_{S,I} \theta_A(t) \right). \quad (3.35)$$

Die dadurch errechnete notwendige Aktuatorspannung wird in einem letzten Schritt mit der maximalen Aktuatorspannung von 60 V ins Verhältnis gesetzt, um das Puls-Pausen-Verhältnis zu erhalten, welches an den Inverter als Reglersignal weitergegeben wird. Das hiermit erhaltene Simulationsmodell für die Aktuatorinvertierung ist in Abbildung A.8 dargestellt. Die zeitliche Ableitung wird hierbei durch einen diskreten Differenzierer mit der Übertragungsfunktion

$$H_{Diff}(z) = \frac{3z^2 - 4z + 1}{2T_S z^2} \quad (3.36)$$

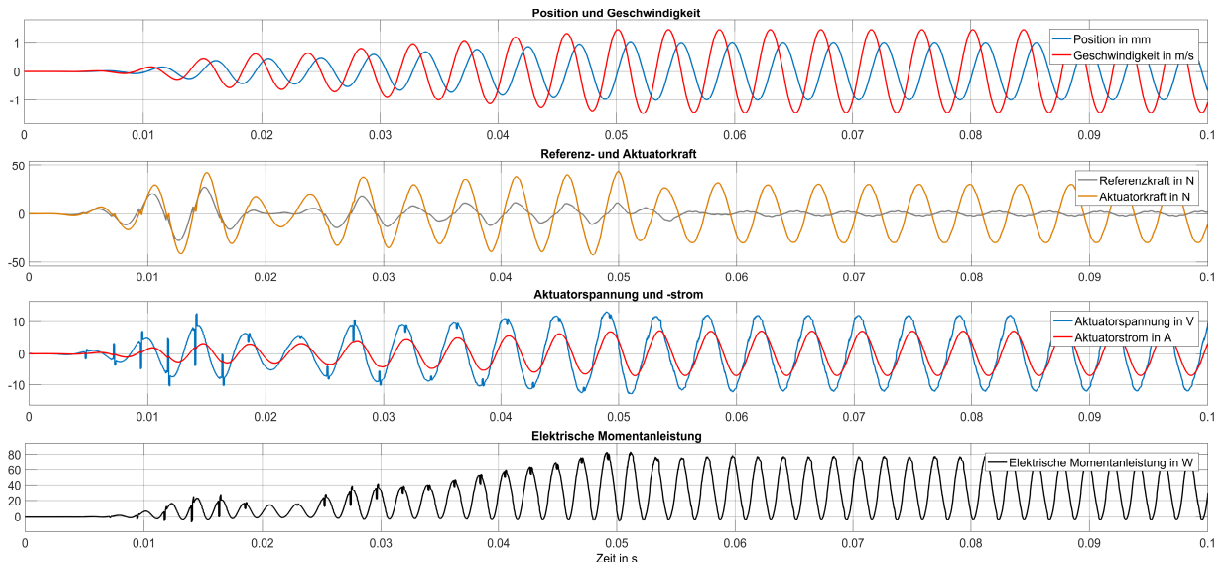
und der Sample-Dauer  $T_S$  angenähert, was einen gewichteten Differenzenquotienten von

$$\hat{h}_{Diff}[k] = \frac{3x[k] - 4x[k-1] + x[k-2]}{2T_S} \quad (3.37)$$

im Zeitbereich beschreibt [27]. Die Sample-Dauer  $T_S$  wurde auf den Wert  $100 \mu\text{s}$  gesetzt. Dies entspricht der Sample-Dauer des im Prototyp implementierten Mikrocontrollers.

### 3.4.2 Simulationsergebnisse

Mit den vorgestellten Teilsystemen erfolgt die Simulation des Gesamtsystems aus Abbildung A.10 ohne hydraulische Last ( $F_H(\dot{x}, \Delta p) = 0$ ) für verschiedene Referenzamplituden der Position. Hierbei wird die Referenzamplitude der Position linear bis zum gewünschten Betriebswert erhöht, um ein sprunghaftes Aufschwingen zu vermeiden. Abbildung 3.3 zeigt die zeitlichen Verläufe der Läuferschwingung gemeinsam mit der dafür aufgewendeten Aktuatorkraft und den elektrischen Größen während des Hochfahrens.



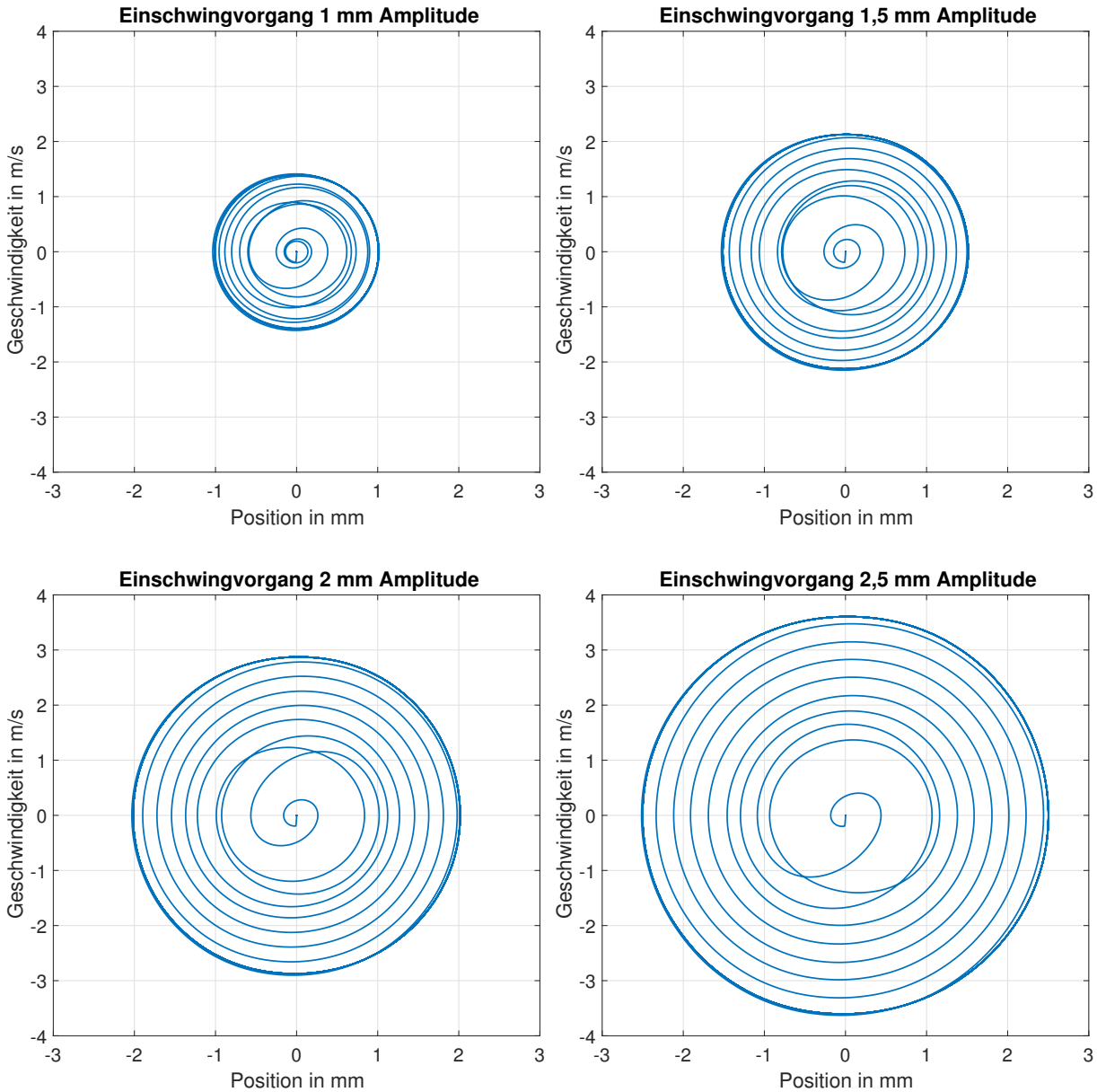
**Abbildung 3.3:** Zeitlicher Signalverlauf für den Einschwingvorgang bei 1 mm Referenzamplitude

Wie in Abbildung 3.3 anhand des Bewegungsverlaufs des Läufers erkennbar ist, wird dieser in der Simulation zum Zeitpunkt  $t = 10 \text{ ms}$  einem kurzen Störimpuls in Form eines Kraftimpulses unterworfen. Die leichte Einwirkung von außen entspricht in der Realität einem kurzen Anstoßen des Läufers mit geringer Kraft. Hierdurch wird ein gleichmäßiges Aufschwingen gefördert, sodass der Läufer nicht nur durch alleiniges Erhöhen des integrierenden Regelungssignalanteils aus seiner Ruhelage gebracht wird. Letzteres ist zwar möglich, führt aber in der Folge zu einem größeren Überschwingen des Läufers und bei höheren Amplituden zur Kollision mit den Wänden des Eisenkreises.

Durch die eingestellte Referenzenergie, welche einer bestimmten Schwingungsamplitude des Läufers zugeordnet ist, schwingt der Läufer bis zu dieser auf und hält die Schwingung aufrecht. Der gesamte Aufschwingvorgang ist nach etwa  $40 \text{ ms}$  abgeschlossen. Es kommt in der Folge zu einem periodischen Signalverlauf der Referenzkraft am Ausgang des Reglers, der Aktuatorkraft

sowie der Aktuatorspannung und des Aktuatorstroms. Die Referenz- und Aktuatorkraft liegt hierbei wie gefordert in Phase zu der Läufergeschwindigkeit.

Die Bewegungsverläufe während des Aufschwingens können ebenso im Phasenraum  $(x, \dot{x})$  dargestellt werden, was in Abbildung 3.4 für mehrere Referenzamplituden durchgeführt wurde. Die erreichte Betriebsschwingung bildet in den Phasenportraits einen geschlossenen Orbit.



**Abbildung 3.4:** Phasenportraits des simulierten Einschwingvorgangs

In Abbildung 3.5 ist letztendlich der Verlauf der potentiellen und kinetischen Energie sowie deren Addition, welche die Momentanenergie ergibt, dargestellt. Diese folgen wie gefordert dem zeitlichen Verlauf der Referenzenergie, welche im Diagramm schwarz aufgetragen ist. Aufgrund der linear ansteigenden Referenzamplitude und der näherungsweise linear mit der Position wachsenden Federkraft erfolgt der Anstieg der Referenzenergie gemäß (3.33) näherungsweise quadratisch, bis sie bei der gewünschten Referenzamplitude für den Schwingungsbetrieb konstant bleibt.

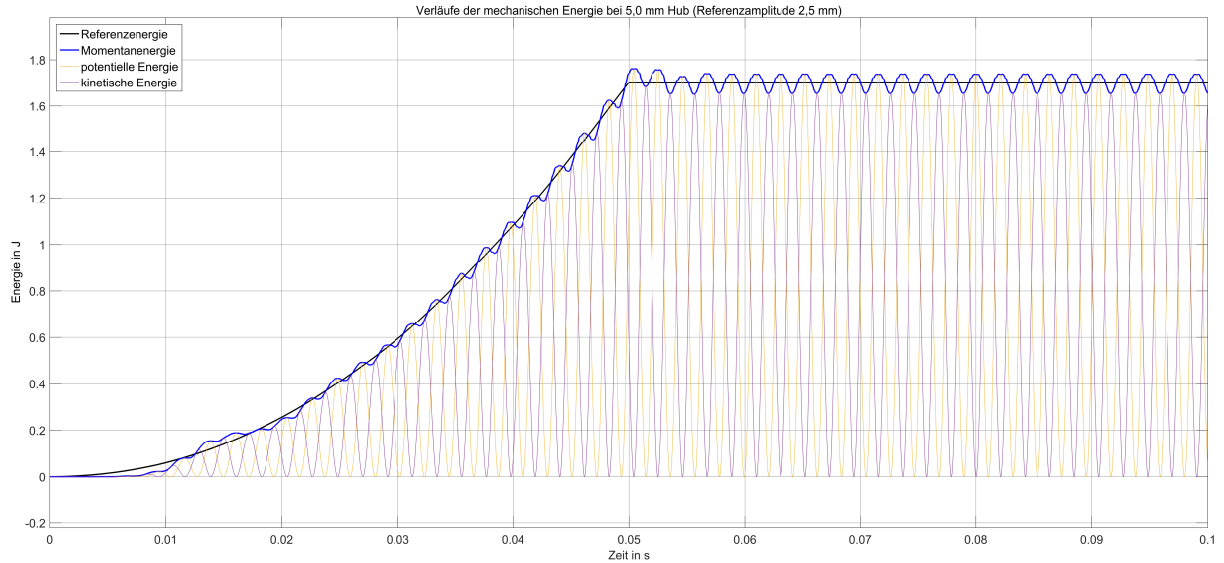


Abbildung 3.5: Energieverläufe während des Einschwingvorgangs

Man erkennt aus den Verläufen, dass die Momentanenergie ständig zwischen potentieller und kinetischer Energie pendelt. Im reibungsfreien Fall wäre die Gesamtenergie konstant. Da es sich hierbei jedoch um ein gedämpftes System handelt, reduziert sich die Momentanenergie ständig, ehe sie durch die Energiezufuhr des Aktuators wieder ansteigt. Es bildet sich eine periodische Schwingung der Momentanenergie um die Referenzenergie mit der doppelten Frequenz der mechanischen Schwingung.

### 3.4.3 Verwendung eines Trägersignals

Wie bereits in Unterabschnitt 3.4.2 dargelegt wurde, profitiert die Regelung des Oszillators von einer äußeren Anregung. Wird der Läufer lediglich durch die Wirkung des integrierenden Anteils der PI-Regelung angeregt, erfährt der Läufer im Vorgang des Aufschwingens eine höhere Dynamik, was zu steileren und höherfrequenten Signalen am Reglerausgang führt. Verbunden mit der festgelegten Abtastzeit von  $100 \mu\text{s}$  führt dies in der Folge zu numerischen Instabilitäten, welche in Abbildung 3.6 ersichtlich sind. Die Schwingung des Läufers kann nicht mehr gehalten werden, es kommt zu einem unkontrollierten Verhalten des Schwingungssystems.

Um diesen höchst unerwünschten Zustand unter allen Umständen zu vermeiden, kann für die Behebung des Problems die Abtastzeit verkürzt werden. Eine Halbierung auf die Abtastzeit von  $50 \mu\text{s}$  würde beispielsweise bereits ausreichen. Einen effektiveren Lösungsansatz stellt jedoch die Entkoppelung des Reglersignals in einen Amplitudenanteil und ein Trägersignal dar. Die Struktur des angepassten Regelungssystems und die Implementierung des Zweigs für das Trägersignal in MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup> sind in Abbildung 3.7 und Abbildung 3.8 dargestellt, das gesamte Simulationsmodell in Abbildung A.7. Das Trägersignal wird durch das Geschwindigkeitssignal angeregt und steht zu diesem in Phase. Ein zusätzliches zeitliches Verzögerungsglied kann dazu verwendet werden, die Phasenlage der Referenzkraft zur Geschwindigkeit des Läufers bei Bedarf zu variieren. Das bipolare Signal des Verzögerungsglieds wird in der Folge mithilfe eines Integrators in ein linear steigendes Winkelsignal umgewandelt und einem Sinusgenerator zugeführt. Dieser liefert das normierte Trägersignal in der gewünschten Schwingungsfrequenz. Abbildung 3.9 zeigt die einzelnen Teilsignale und das normierte Trägersignal.

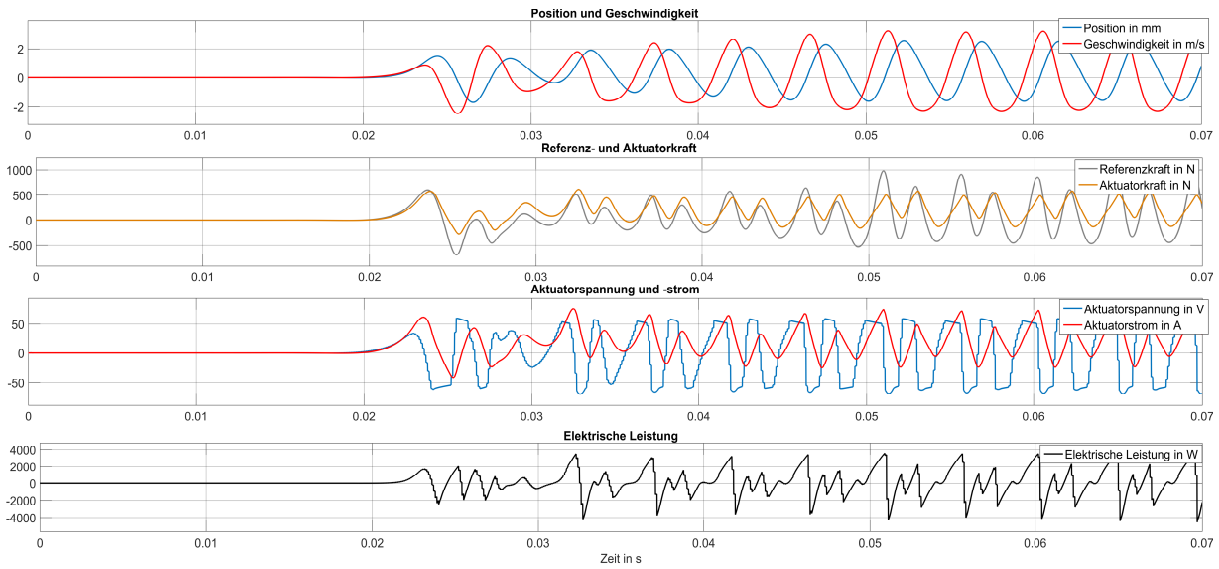


Abbildung 3.6: Auftretende Instabilitäten während des Aufschwingvorgangs ohne externe Anregung

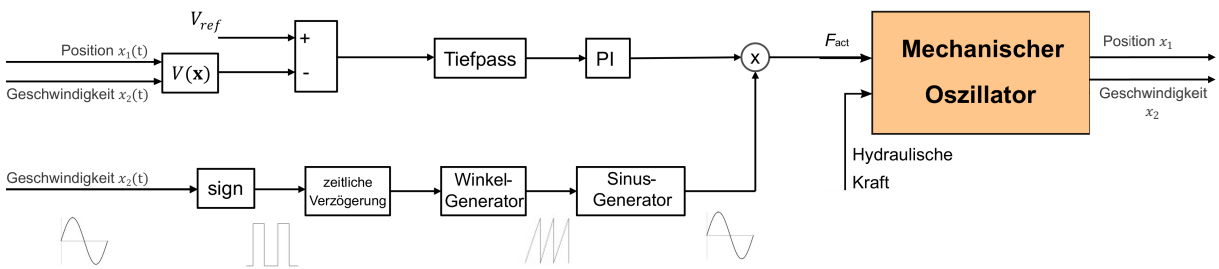


Abbildung 3.7: Blockstruktur des entkoppelten Regelungssystems

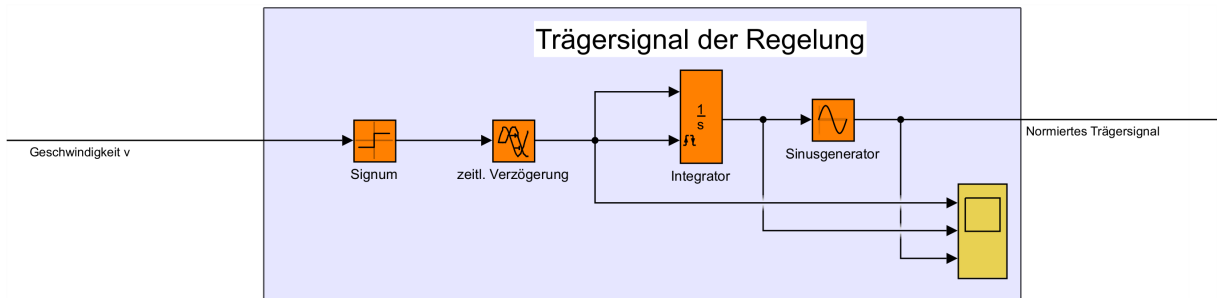
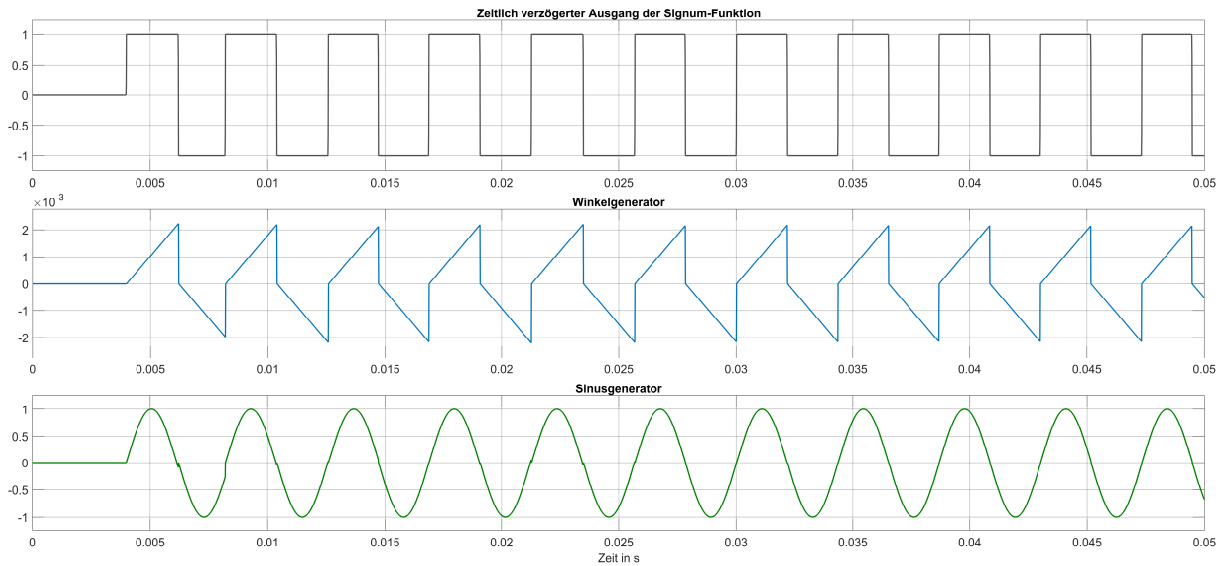


Abbildung 3.8: Implementierung des entkoppelten Regelungssystems in MATLAB®/Simulink®



**Abbildung 3.9:** Zeitliche Teilsignalverläufe während der Generierung des normierten Trägersignals

Durch die Verwendung eines sinusförmigen Trägersignals in der Grundfrequenz wird verhindert, dass höherfrequente Anteile des Geschwindigkeitssignals zusätzlich verstärkt werden. Das Reglersignal wird dadurch weniger verzerrt und nähert sich einer Sinusform an. Die numerischen Instabilitäten der Regelung aus Abbildung 3.6 können dadurch effektiv verhindert werden. Ein weiterer Vorteil ist, dass das Trägersignal auch die Aufgabe der externen Anregung übernimmt. Die Signumfunktion, welche mit dem Geschwindigkeitssignal verbunden ist, liefert – beeinflusst durch das Rauschen des Positionssensors – immer ein positives oder negatives Signal, welches zur Aktivierung des Sinusgenerators führt. Der Signum-Block wirkt in dieser Hinsicht wie eine astabile Kippstufe, die den Oszillator anregt. Sobald die Referenzenergie von Null abweicht, setzt sich der Oszillator hierdurch in Bewegung.

Ein Nachteil der gewählten Struktur ist die Einschränkung des Sinusgenerators auf eine fixe Frequenz. Wird diese jedoch möglichst nahe an der erwarteten Resonanzfrequenz des Schwingungssystems gewählt, führt dies zu einem stabilen Schwingungsverhalten und kontinuierlichen Signalverläufen im Schwingungsbetrieb, wie Abbildung 3.10 zeigt. Liegt die eingestellte Frequenz geringfügig neben der tatsächlichen Resonanzfrequenz, tendiert das Schwingungssystem trotzdem zu der Resonanzfrequenz, wodurch die automatische Einstellung der optimalen Frequenz großteils erhalten bleibt.

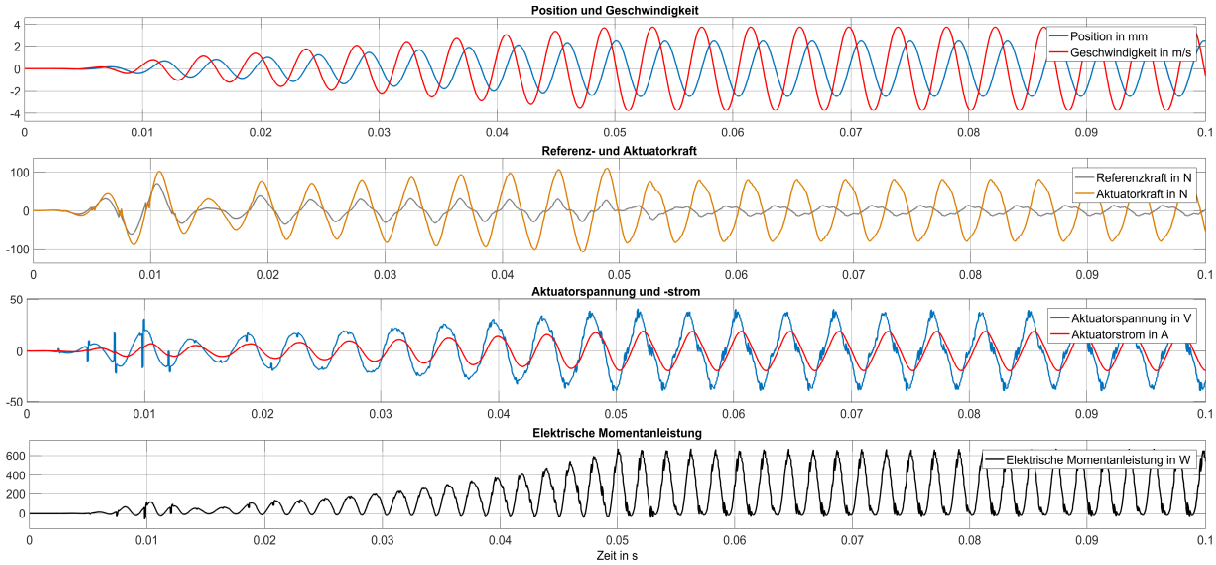


Abbildung 3.10: Betrieb der Regelung mit Trägersignal bei Nennhub

Die Simulation berücksichtigt außerdem zusätzliche Verluste, welche im laufenden Betrieb des Prototyps anhand der elektrischen Leistung in Unterabschnitt 3.5.1 registriert wurden. Diese setzen sich aus Wirbelstromverlusten in den Spulen sowie Streuverluste zusammen, welche noch nicht identifiziert wurden und proportional zu dem Aktuatorstrom modelliert werden. Der Proportionalitätsfaktor wird durch einen Zusatzwiderstand  $R_{Z,1}$  repräsentiert, welcher in Abbildung 2.10 und Abbildung A.4 ersichtlich ist.

Bezeichnung	Abk.	Einheit	1	2	3	4	5
Positionssamplitude	$\hat{x}$	mm	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50
Geschwindigkeitsamplitude	$\hat{v}$	m/s	0,71	1,45	2,21	2,98	3,73
Schwingungsfrequenz	$f$	Hz	226	233	237	239	241
Aktuatorkraftamplitude	$\hat{F}_A$	N	15,1	29,9	44,9	60,7	79,7
Spannungsamplitude	$\hat{u}$	V	5,7	11,9	19,8	29,8	36,6
Stromamplitude	$\hat{i}$	A	3,4	6,9	10,5	14,5	18,8
Elektrische Scheinleistung	$\bar{S}_{el}$	VA	9,63	38,99	92,50	174,16	297,17
Elektrische Wirkleistung	$\bar{P}_{el}$	W	8,85	35,53	83,45	153,45	254,36
Kupferverluste	$\bar{P}_{V,Cu}$	W	0,27	1,09	2,53	4,69	7,83
Zusatzverluste	$\bar{P}_{V,Z}$	W	4,09	14,88	36,16	66,84	120,45
Mechanische Verluste	$\bar{P}_{V,mech}$	W	4,49	19,56	44,76	81,92	126,08

Tabelle 3.2: Ergebnisse der Simulation des geregelten Antriebssystems ohne hydraulische Last

Die erhaltenen Ergebnisse der Simulation sind für alle Referenzamplituden der Position in Tabelle 3.2 zusammengefasst. Die Kupferverluste wurden hierbei mithilfe von (2.40) aus dem Aktuatorstrom berechnet. Die mechanische Verlustleistung ergibt sich aus der mechanischen Leistung in (2.45), da die mechanische Leistung ohne hydraulische Last den Verlusten entspricht. Die verbesserte Struktur der Regelung und die vorgestellten Ergebnisse bilden die Basis für die Implementierung des Regelungssystems in MATLAB®/Simulink®. Der folgende Abschnitt befasst sich mit der Realisierung der Reglerstruktur am Prototyp der HFOP-II.



### 3.5 Realisierung des Regelungsprinzips

Die festgelegte Reglerstruktur aus Abschnitt 3.4 wird in der Folge mithilfe der Rapid Prototyping Toolbox X2C<sup>®</sup> in MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup> aufgebaut. Die Struktur der Teilsysteme orientiert sich hierbei an jener in Abbildung A.10, wobei die Regelung die Blöcke umfasst, welche blau dargestellt sind. Die resultierenden Blockstrukturen sind in Abbildung B.1-B.3 dokumentiert.

Eine wesentliche Eigenschaft von X2C<sup>®</sup> ist die Normierung sämtlicher vorkommender Signale auf den Wertebereich -1 bis 1. Aus diesem Grund sind an mehreren Stellen Skalierungsfaktoren in bereits vorhandene Blöcke integriert oder werden hierfür zusätzlich in Form von Verstärkungsblöcken hinzugefügt. Die Parameter der PI-Regelung in Abbildung B.2 wurden wie bereits in der Simulation empirisch angepasst und sind in Tabelle 3.3 festgehalten.

Reglerparameter	Wert
$k_P$	0,1
$k_I$	30

**Tabelle 3.3:** Parameter der implementierten PI-Regelung

In Abbildung B.2 ist darüber hinaus zu erkennen, dass für die Berechnung der Referenzenergie und der potentiellen Energie der Einfachheit halber von einer konstanten Federkonstante ausgegangen wird. Hierbei wird der Wert für die Ruhelage bei Nennhub herangezogen, es folgt

$$k_{const} = k(x = 2,5 \text{ mm}) = 550 \text{ N/mm}. \quad (3.38)$$

Auch bei der Implementierung in X2C<sup>®</sup> wird, wie in Unterabschnitt 3.4.3 beschrieben, die entkoppelte Reglerstrategie mit Amplitudenanteil und Trägersignal verfolgt. Die Phase des Trägersignals wird hierbei aus dem Geschwindigkeitssignal gewonnen. Es resultiert ein normiertes sinusförmiges Signal am Ausgang des Sinusgenerators in Phase zu der Geschwindigkeit. Der Anstieg der Referenzamplitude erfolgt zudem in moderater Geschwindigkeit (Anstiegszeit 15 s von 0 bis Maximalwert), um ein ruckartiges Hochfahren zu vermeiden.

#### 3.5.1 Messergebnisse des geregelten Systems

Um den implementierten Regler direkt mit der Simulation vergleichen zu können, werden Messungen während des Schwingungsbetriebs für unterschiedliche Positionsamplituden vorgenommen. Das Ergebnis der Messungen ist in Tabelle 3.4 dokumentiert. Die Kupferverluste wurden mithilfe von (2.40) aus dem Aktuatorstrom berechnet, die mechanischen Verluste mithilfe der Dämpfungskonstante aus (3.25). Darüber hinaus zeigt Abbildung 3.11 den Signalverlauf der elektrischen und mechanischen Größen für eine Referenzamplitude der Position von 1 mm.

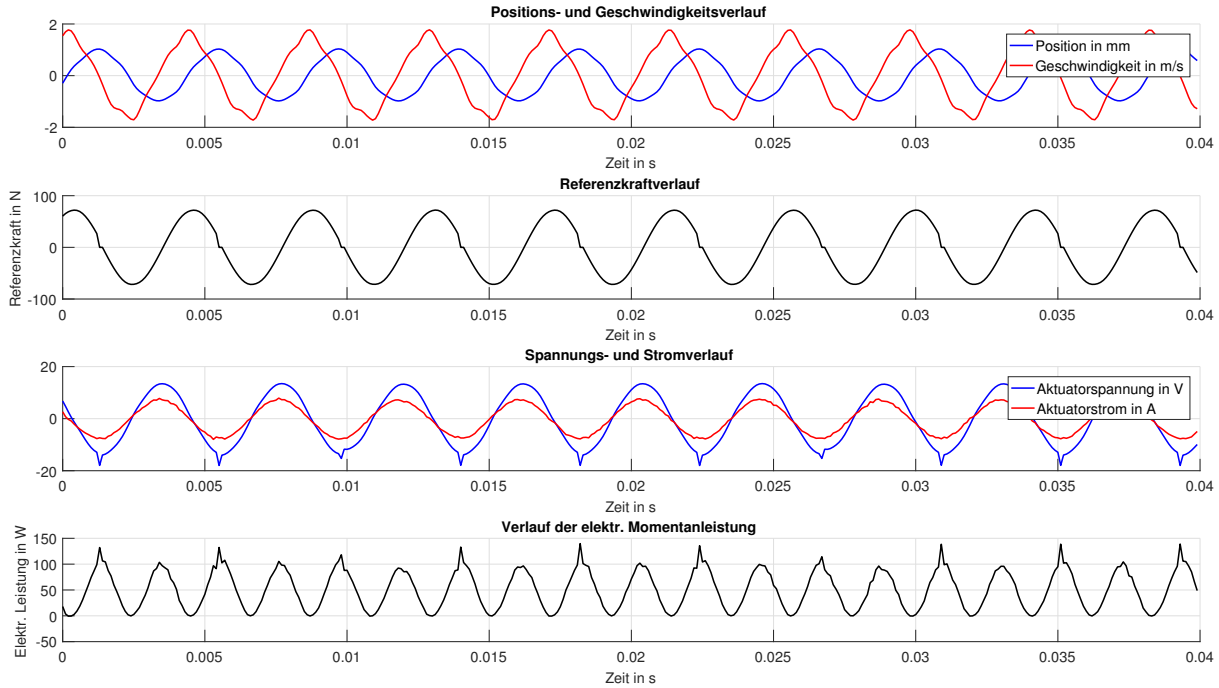


Abbildung 3.11: Betrieb der am Prototyp implementierten Regelung mit Trägersignal

Abbildung 3.12 zeigt das Phasenportrait der Läuferschwingung während des Hochfahrens aus der Ruhelage. Die Schnittpunkte der Bewegungskurve mit der Positionsaehse verlaufen in näherungsweise gleichmäßigen Abständen aufgrund der linear ansteigenden Referenzamplitude.

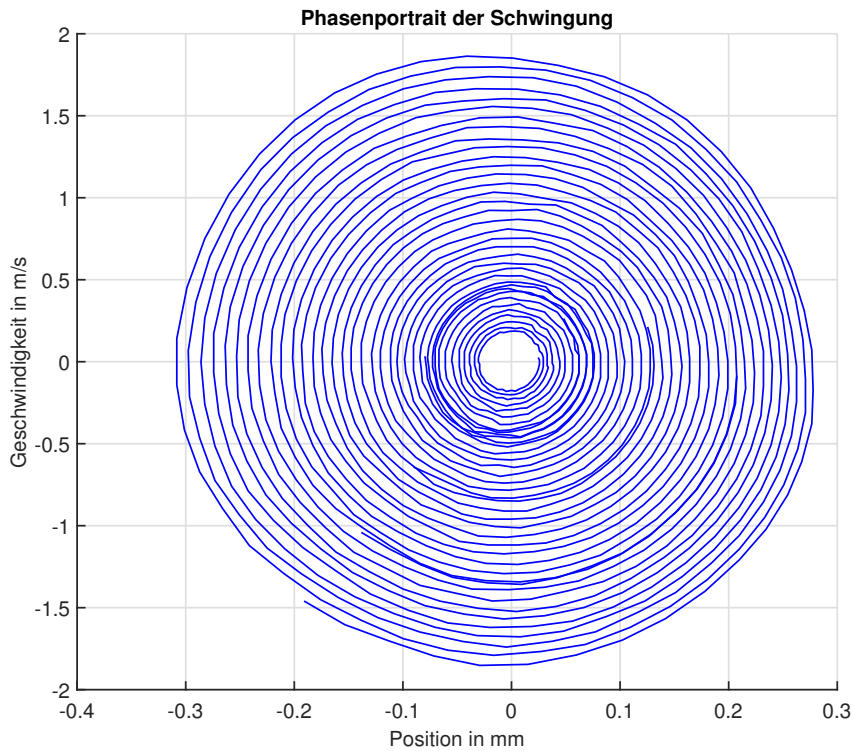


Abbildung 3.12: Darstellung des gemessenen Aufschwingvorgangs im Phasenraum  $(x, \dot{x})$

In Abbildung 3.13 ist der Verlauf der mechanischen Momentanenergie verglichen zu der Referenzenergie während der Schwingung bei 1 mm Amplitude dargestellt. Die PI-Regelung minimiert die Differenz zwischen Referenz- und Momentanenergie, sodass das System dauerhaft mit der Referenzamplitude schwingt. Die mithilfe der konstanten Federsteifigkeit ermittelte Referenzenergie beträgt für diesen Fall

$$V_{ref} = \frac{1}{2} k_{const} \hat{x}_{ref}^2 = \frac{1}{2} \cdot 550\,000 \text{ N/m} \cdot (0,001 \text{ m})^2 = 0,275 \text{ J.} \quad (3.39)$$

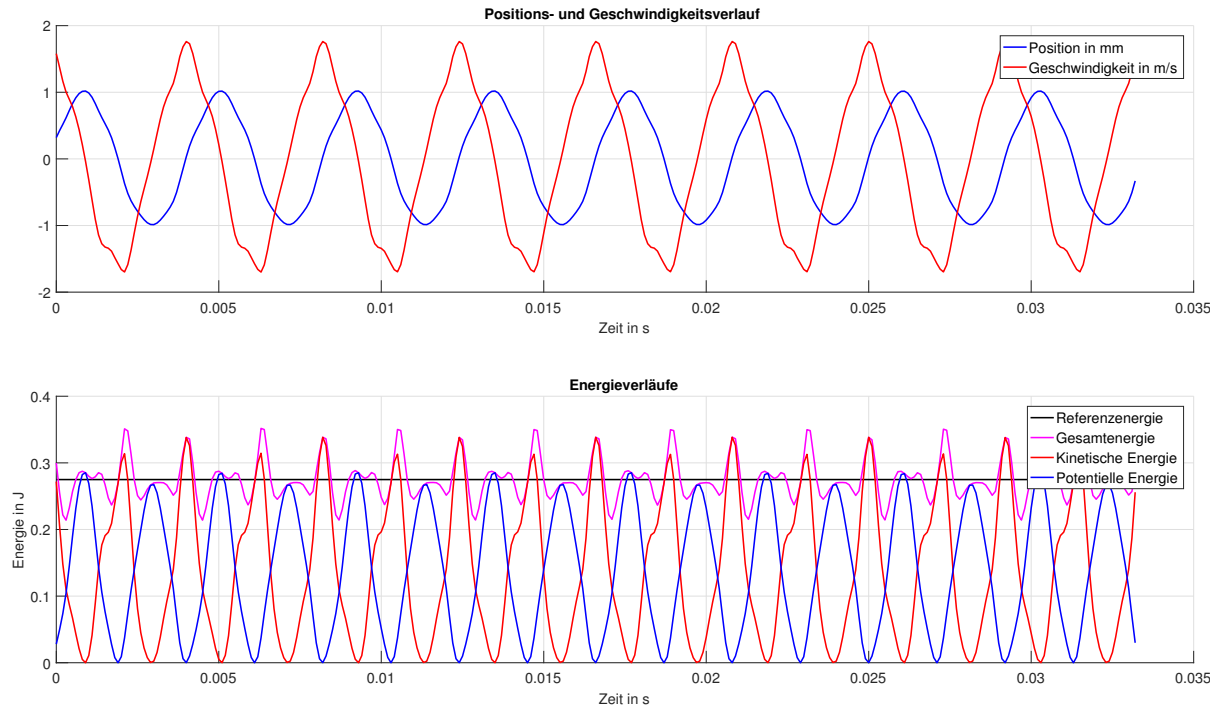


Abbildung 3.13: Energieverläufe bei Referenzamplitude 1 mm

Bezeichnung	Abk.	Einheit	1	2	3	4	5
Positionsamplitude	$\hat{x}$	mm	0,50	1,00	1,54	2,03	2,62
Geschwindigkeitsamplitude	$\hat{v}$	m/s	0,85	1,77	2,42	3,38	3,98
Schwingungsfrequenz	$f$	Hz	232	236	240	244	244
Referenzkraftamplitude	$\hat{F}_A$	N	31,6	71,9	98,4	138,3	179,2
Spannungsamplitude	$\hat{u}$	V	6,2	13,4	18,1	25,6	31,2
Stromamplitude	$\hat{i}$	A	3,5	7,3	10,4	16,1	17,9
Elektrische Scheinleistung	$\bar{S}_{el}$	VA	10,26	51,01	99,72	220,35	336,01
Elektrische Wirkleistung	$\bar{P}_{el}$	W	10,18	50,30	97,32	216,02	294,94
Kupferverluste	$\bar{P}_{V,Cu}$	W	0,26	1,29	2,56	5,95	9,00
Zusatzverluste	$\bar{P}_{V,Z}$	W	4,27	26,36	42,46	108,82	134,61
Mechanische Verluste	$\bar{P}_{V,mech}$	W	5,65	22,66	52,29	101,25	151,33

Tabelle 3.4: Messergebnisse des geregelten Antriebssystems ohne hydraulische Last

## 3.6 Auswertung der Ergebnisse

Der folgende Teil beantwortet die in Abschnitt 1.2 aufgeworfenen Fragestellungen hinsichtlich des Leistungsverbrauchs und der Effizienz der Regelung. Die Messergebnisse des implementierten Regelungssystems werden einerseits mit der Simulation und andererseits mit einer direkten Ansteuerung ohne Regelung verglichen.

### 3.6.1 Vergleich der Simulations- und Messergebnisse

Als Referenz für den Vergleich der Simulation und Messung werden Tabelle 3.2 und Tabelle 3.4 herangezogen. Bei gleicher Schwingungsamplitude werden die erreichte Frequenz, die Amplitude der Spannung und des Stroms sowie die verschiedenen Wirk- und Verlustleistungen verglichen. In Abbildung 3.15 sind die jeweiligen Werte für die Simulation und Messung bei verschiedenen Schwingungsamplituden gegenübergestellt.

Die Verläufe der Spannungsamplituden in Abbildung 3.15 steigen sowohl für die Simulation als auch für die Messung auf vergleichbarem Niveau an. Die höhere Spannungsamplitude der Simulation im Vergleich zu der Messung ist auf kurzzeitige Spitzen der Spannungsverläufe zurückzuführen, welche aufgrund des diskreten Differenzierers auftreten. Die Amplituden des Aktuatorstroms decken sich mit geringen Abweichungen, woraus auch die Verläufe der stromabhängigen Kupferverluste in der Simulation und Messung resultieren.

Die Schwingungsfrequenz in Abbildung 3.14a verhält sich für die Simulation und Messung jeweils mit der Positionsamplitude steigend. Es ist allerdings ein Offset zwischen der Simulationsfrequenz und der tatsächlich gemessenen Frequenz erkennbar. Die simulierten Frequenzwerte befinden sich im Einklang mit der berechneten Resonanzfrequenz in Tabelle 2.6, welche von der Federsteifigkeit und damit vom erreichten Hub abhängig ist. Die Schwingungsfrequenzen der implementierten Regelung fallen höher als jene der Simulation aus, was anhand der Resonanzmessungen bei Feedforward-Ansteuerung in Unterabschnitt 2.4.2 zu erwarten ist.

Die Verläufe der elektrischen Wirkleistungen und der mechanischen Verluste befinden sich in der gleichen Größenordnung, wobei sich kleinere Abweichungen ergeben, deren Ursache in der Modellbildung liegt und in zukünftigen Arbeiten untersucht wird.

### 3.6.2 Vergleich der Regelung mit einer direkten Feedforward-Ansteuerung

Um den Leistungsvergleich der implementierten Regelung abschätzen zu können, wird eine direkte Ansteuerung des Antriebs mit vorgegebenem, sinusförmigem Aktuatorspannungssignal durchgeführt. Hierzu werden die Schwingungsfrequenzen der Tabelle 3.4 eingestellt, um die Spannungs- und Stromsignale sowie die mittlere elektrische Wirkleistung und die Verlustleistungen direkt miteinander vergleichen zu können. Tabelle 3.5 enthält die gemessenen Werte für die direkte Feedforward-Ansteuerung. In Abbildung 3.16 erfolgt eine Gegenüberstellung der Messwerte für die Feedforward-Ansteuerung und die Regelung.

Bezeichnung	Abk.	Einheit	1	2	3	4	5
Positionsamplitude	$\hat{x}$	mm	0,50	1,00	1,54	2,02	2,53
Geschwindigkeitsamplitude	$\hat{v}$	m/s	0,85	1,74	2,47	3,39	3,79
Schwingungsfrequenz	$f$	Hz	232	236	240	244	244
Spannungsamplitude	$\hat{u}$	V	8,0	15,8	20,0	27,0	30,5
Stromamplitude	$\hat{i}$	A	3,0	7,0	10,2	16,5	17,6
Elektrische Scheinleistung	$\bar{S}_{el}$	W	12,01	53,78	101,83	215,38	259,99
Elektrische Wirkleistung	$\bar{P}_{el}$	W	11,7	51,7	98,5	213,1	256,8
Kupferverluste	$\bar{P}_{V,Cu}$	W	0,21	1,07	2,42	6,01	6,85
Zusatzverluste	$\bar{P}_{V,Z}$	W	5,54	27,81	43,41	101,98	110,32
Mechanische Verluste	$\bar{P}_{V,mech}$	W	5,95	22,80	52,72	105,12	139,62

**Tabelle 3.5:** Messergebnisse der direkten Feedforward-Ansteuerung ohne hydraulische Last

In Abbildung 3.14b erkennt man, dass die Schwingungsfrequenzen sowohl für die Ansteuerung als auch für die Regelung gleich gewählt sind. Die Verläufe der Spannungs- und Stromamplituden in Abbildung 3.16 weichen nur geringfügig voneinander ab. Der elektrische Leistungsverbrauch ist bis zu der Schwingungsamplitude von 2 mm für beide Varianten identisch. Bei Nennhub ist der Verbrauch der direkten Ansteuerung sogar etwas geringer, was auf einen Offset des Positionssignals und der damit verbundenen Energieberechnung zurückzuführen ist. Die Verläufe der Verlustleistungen decken sich wie jene der elektrischen Wirkleistung bis zu einer Positionsamplitude von 2 mm. Daraus folgt die Erkenntnis, dass die energiebasierte Schwingungsregelung einen vergleichbaren Leistungsverbrauch gegenüber der direkten Ansteuerung aufweist.

In diesem Zusammenhang werden die Gründe betrachtet, welche für die entwickelte Schwingungsregelung sprechen. Mithilfe der Regelung wird der Hub des Läufers verlässlich und stabil geregelt, damit es zu keiner Kollision des Läufers mit der Außenwand kommt. Die Regelung reagiert auf äußere Störungen robust und passt sich mit der zugeführten Leistung und der Schwingungsfrequenz an hydraulische Lasten an. Besonders die automatische Anpassung an die neue Resonanzfrequenz stellt ein wichtiges Merkmal der gewählten Regelung dar. Voraussetzung für den ordnungsgemäßen Betrieb ist ein Positionssignal mit Offsetkompensation, um die Energieberechnung korrekt durchführen zu können.

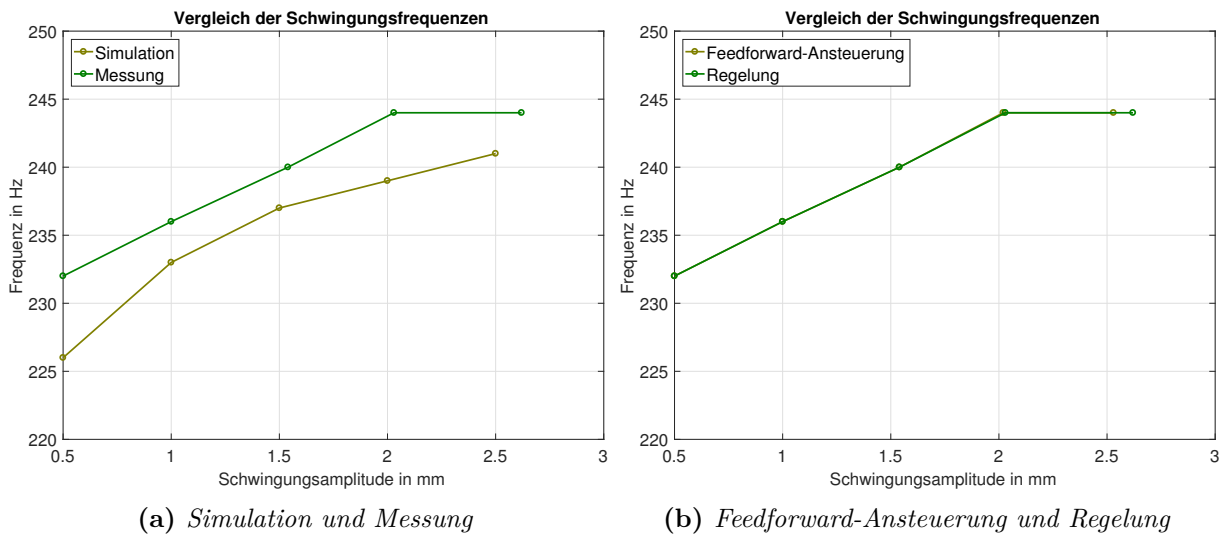


Abbildung 3.14: Vergleich der Schwingungsfrequenzen

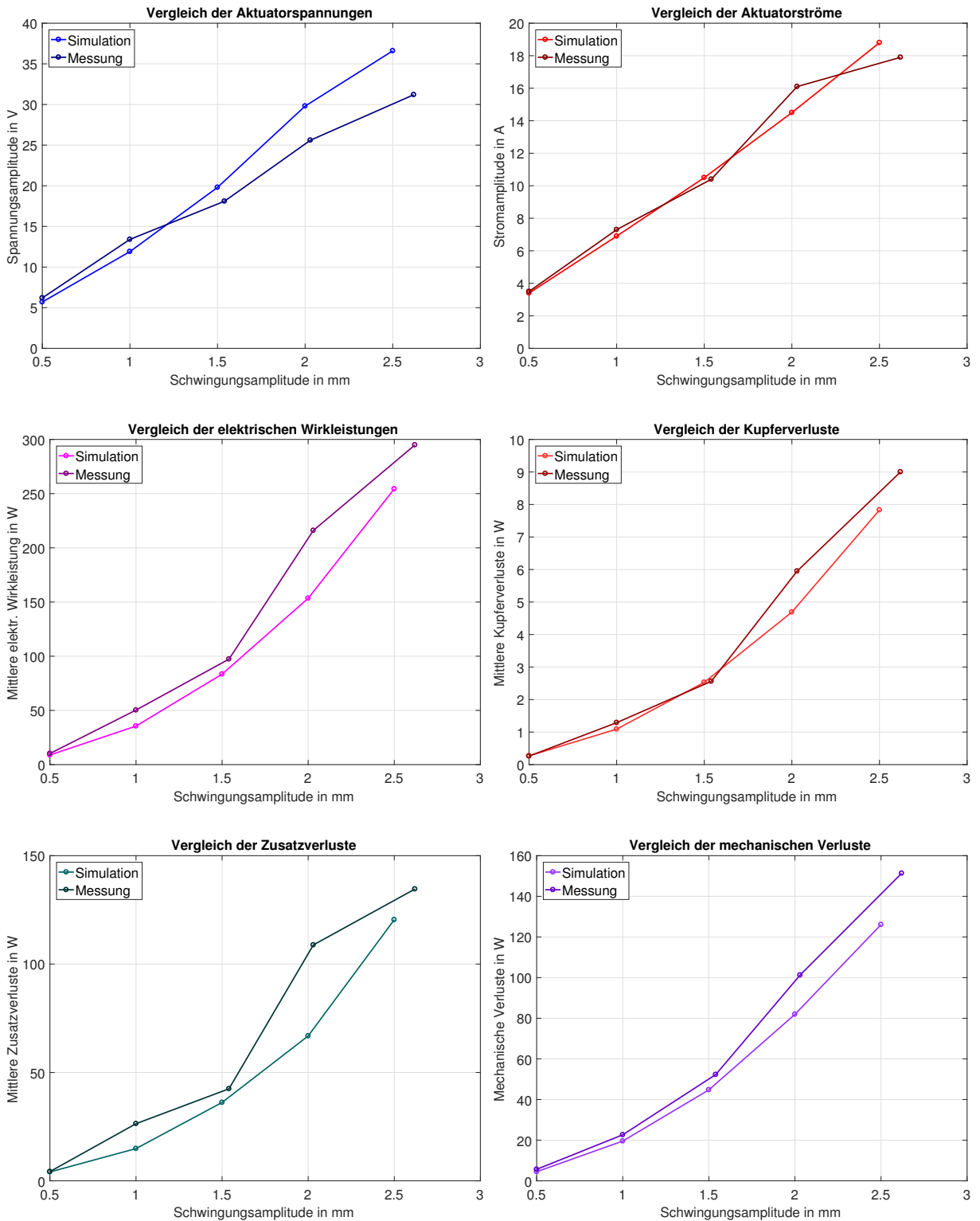


Abbildung 3.15: Vergleich der Simulations- und Messwerte der implementierten energiebasierten Regelung

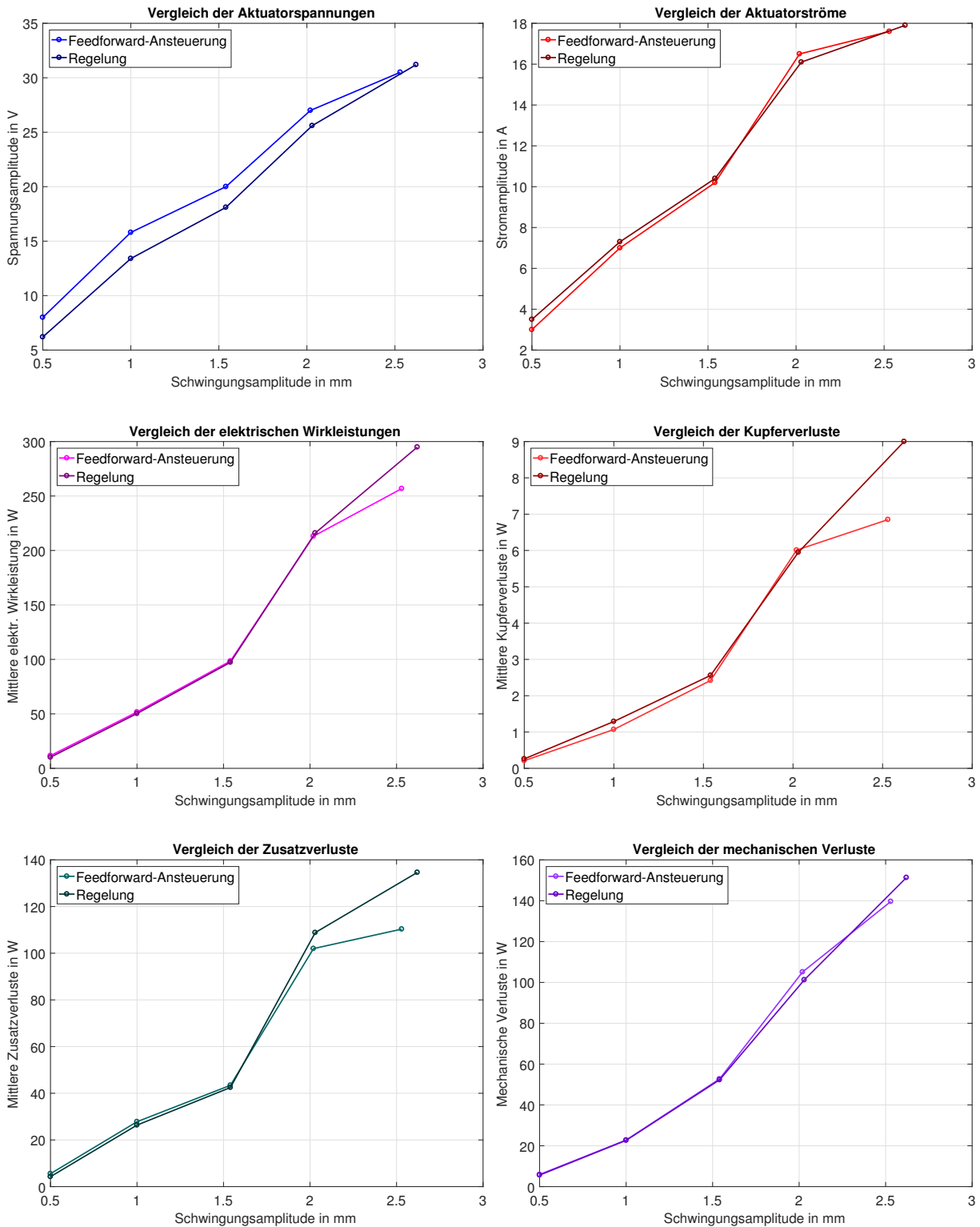


Abbildung 3.16: Vergleich der Messwerte der direkten Ansteuerung und Regelung



## Kapitel 4

# Simulation der hydraulischen Last

Nachdem das Verhalten des Hochfrequenz-Oszillationsantriebs ohne hydraulische Last in den vorangegangenen Kapiteln eingehend untersucht wurde, folgt nun die Simulation der hydraulischen Last und deren Interaktion mit dem geregelten Oszillator. Die Einbindung erfolgt hierbei gemäß Abbildung 2.5 und Gleichung 2.14 als externe hydraulische Kraft  $F_H(\dot{x}, \Delta p)$  auf den Kolben, welche von der Läuferbewegung und den angelegten konstanten Drücken  $p_P$  und  $p_T$  abhängt.

### 4.1 Modellbildung des hydraulischen Systems

Die hydraulische Kraft auf den Kolben  $F_H(\dot{x}, \Delta p)$  entsteht zufolge der Drücke  $p_1$  und  $p_2$  des Pumpmediums in der linken und rechten Pumpkammer, wie Abbildung 4.1 zeigt. Unter der Annahme idealer Pumpventile wechselt der Druck in den beiden Kammern bei jeder Richtungs-umkehr des Läufers zwischen dem Pumpendruck  $p_P$  und dem Tankdruck  $p_T$ . In Abbildung 4.1 ist der Fall bei positiver Geschwindigkeit des Läufers in  $x$ -Richtung dargestellt. Hierfür ergibt sich die resultierende hydraulische Kraft auf den Läufer zu

$$F_{H,id}(\dot{x} > 0, \Delta p) = p_1 A_K - p_2 A_K = -(p_2 - p_1) A_K = -\underbrace{(p_P - p_T)}_{\Delta p} \frac{d_K^2 \pi}{4}. \quad (4.1)$$

mit den Größen in Tabelle 4.1.

Parameter	Bezeichnung	Wert	Einheit
$p_1$	Druck in der linken Pumpkammer	-	bar
$p_2$	Druck in der rechten Pumpkammer	-	bar
$p_P$	Vorgegebener Pumpendruck	180	bar
$p_T$	Vorgegebener Tankdruck	10	bar
$A_K$	Querschnittsfläche des Pumpkolbens	$1,2566 \cdot 10^{-5}$	$\text{m}^2$
$d_K$	Kolbendurchmesser	$4 \cdot 10^{-3}$	m

Tabelle 4.1: Parameter des hydraulischen Modells

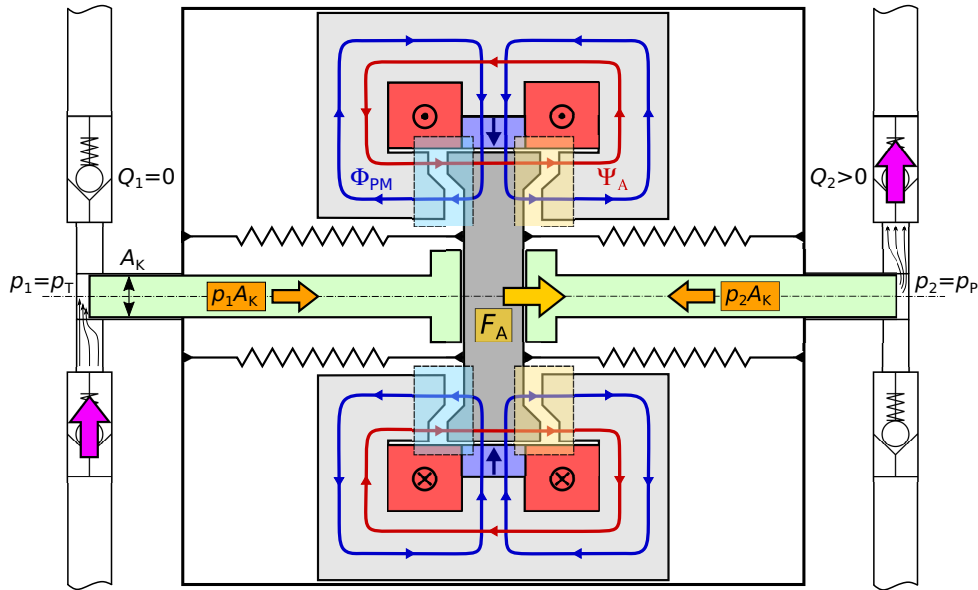


Abbildung 4.1: Wirkung der Kolbenkraft bei Bewegung in positive  $x$ -Richtung

Bei negativer  $x$ -Geschwindigkeit kehrt sich die Richtung der hydraulischen Kraft um. Für den zeitlichen Verlauf der hydraulischen Kraft bei idealem Ventilverhalten erhält man folglich

$$F_{H,id}(\dot{x}, \Delta p, t) = -\text{sgn}(\dot{x}(t)) \underbrace{(p_P - p_T)}_{\Delta p} \frac{d_K^2 \pi}{4} \quad (4.2)$$

Die hydraulische Kraft  $F_{H,id}$  ist hierbei gemäß (2.14) stets gegen die Läuferbewegung gerichtet. Der Pumpendruck  $p_P$  beträgt im gewünschten Betrieb ein Vielfaches des Tankdrucks  $p_T$ , sodass die Druckdifferenz  $\Delta p$  immer positiv ist. Abbildung 4.2 zeigt den zeitlichen Verlauf der hydraulischen Kraft exemplarisch bei einer Frequenz von 250 Hz für ideale hydraulische Ventile.

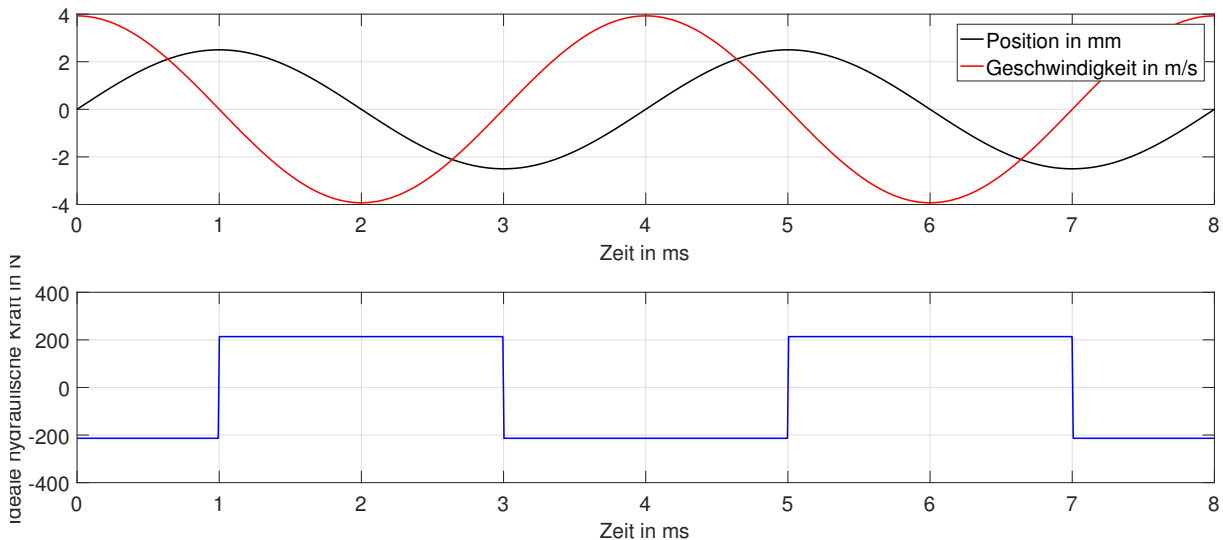


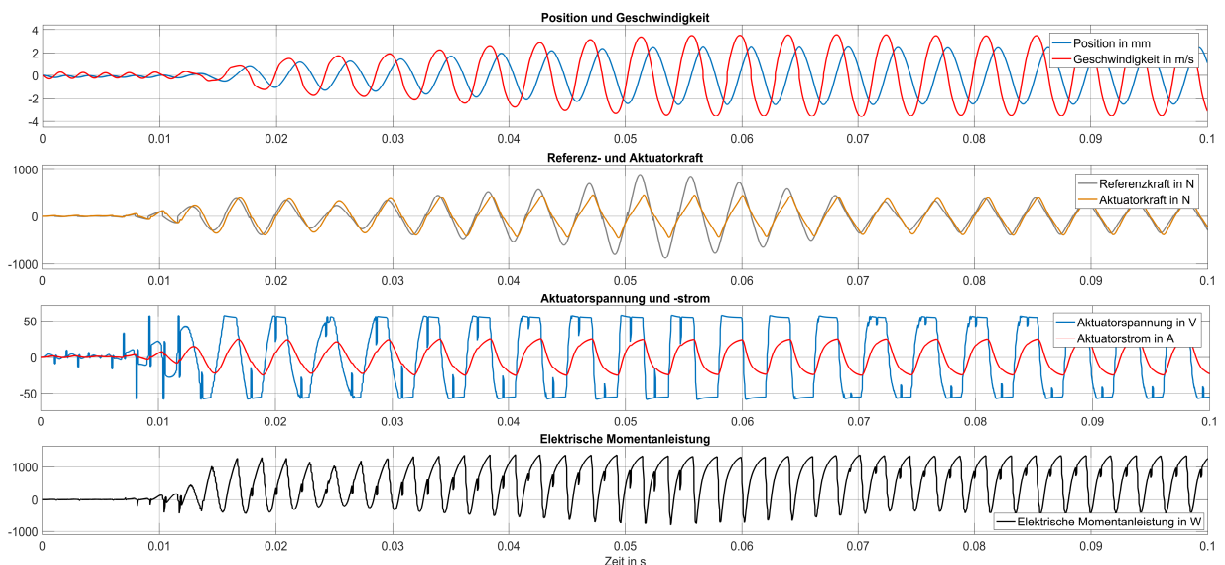
Abbildung 4.2: Zeitlicher Verlauf der hydraulischen Kraft in Bezug zu der Bewegung des Läufers

Aufgrund des dynamischen Verhaltens der hydraulischen Sperrventile nimmt der kontinuierliche Druckaufbau zum Schaltzeitpunkt naturgemäß eine gewisse Zeit in Anspruch. Daher weicht der tatsächliche Verlauf der hydraulischen Kraft  $F_H$  von der idealen Rechteckform in Abbildung 4.2 ab. Der Einfluss der Hydraulikventile auf die Kolbenkraft wurde von Leati eingehend untersucht [3]. Die Simulation des hydraulischen Gesamtsystems inklusive der Hydraulikventile baut auf diesem Modell auf.

## 4.2 Simulationsmodell der Hydraulik

Um die Charakteristik des hydraulischen Kreises zu modellieren, wird die Toolbox *hydroLib3* des Instituts für Maschinenlehre und Hydraulische Antriebstechnik der Johannes Kepler Universität verwendet, welche für die Simulation hydraulischer Systeme in MATLAB®/Simulink® entwickelt wurde. Das Tool erlaubt im Gegensatz zu herkömmlichen Simulationsmodellen in MATLAB®/Simulink® einen beidseitigen Signalfluss, wodurch das Verhalten eines hydraulischen Kreises einfacher und intuitiver modelliert werden kann [28].

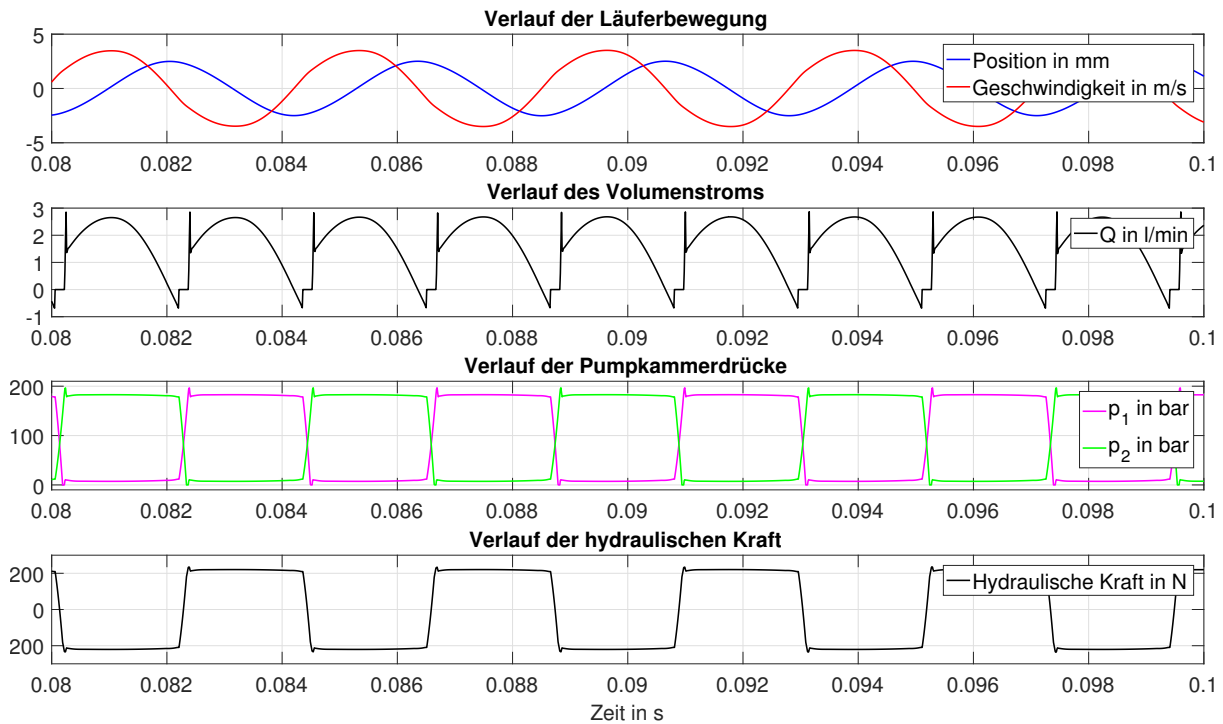
Abbildung A.9 zeigt das aufgebaute Simulationsmodell in MATLAB®/Simulink®. Die Blockstruktur kann anhand der Anordnung der Ventile zu den Pumpkammern in Abbildung 4.1 nachvollzogen werden. Die Drücke  $p_A$  und  $p_B$  des Simulationsmodells entsprechen den Drücken in den Pumpkammern  $p_1$  und  $p_2$  in der Prinzipskizze von Abbildung 4.1.



**Abbildung 4.3:** Zeitlicher Signalverlauf für den Einschwingvorgang mit hydraulischer Last bei 2,5 mm Referenzamplitude

In Abbildung 4.3 ist der simulierte Aufschwingvorgang bei hydraulischer Last anhand der Position und Geschwindigkeit des Läufers, der Referenz- und Aktuatorkraft, der Eingangsspannung und des Aktuatorstroms sowie der daraus resultierenden elektrischen Momentanleistung festgehalten. Man erkennt, dass sich das Referenzkraftsignal und in der Folge auch das Eingangsspannungssignal des Aktuators an das neue dynamische Verhalten mit hydraulischer Last anpassen. Das Regelungssystem ist auch unter einer externen Last in der Lage, den Läufer erfolgreich aufschwin-

gen zu lassen. Die Simulationsergebnisse verschiedener Positionsamplituden sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst.



**Abbildung 4.4:** Verlauf des Volumenstroms, der Drücke der Pumpkammern und der hydraulischen Kraft bei 2,5 mm Referenzamplitude

In Abbildung 4.4 sind die Läuferbewegung, der generierte Volumenstrom durch beide Pumpkammern, deren zeitliche Druckverläufe sowie die hydraulische Kraft, welche in der Folge auf den Kolben wirkt, dargestellt. Das nichtideale Verhalten der Hydraulikventile führt zu einem verzögerten, näherungsweise linearen Druckaufbau in den Pumpkammern und einem leichten Überschwingen des Drucks. In Abbildung 4.5 sind zusätzlich die Leistungsverläufe des Gesamtsystems übersichtlich gegenübergestellt.

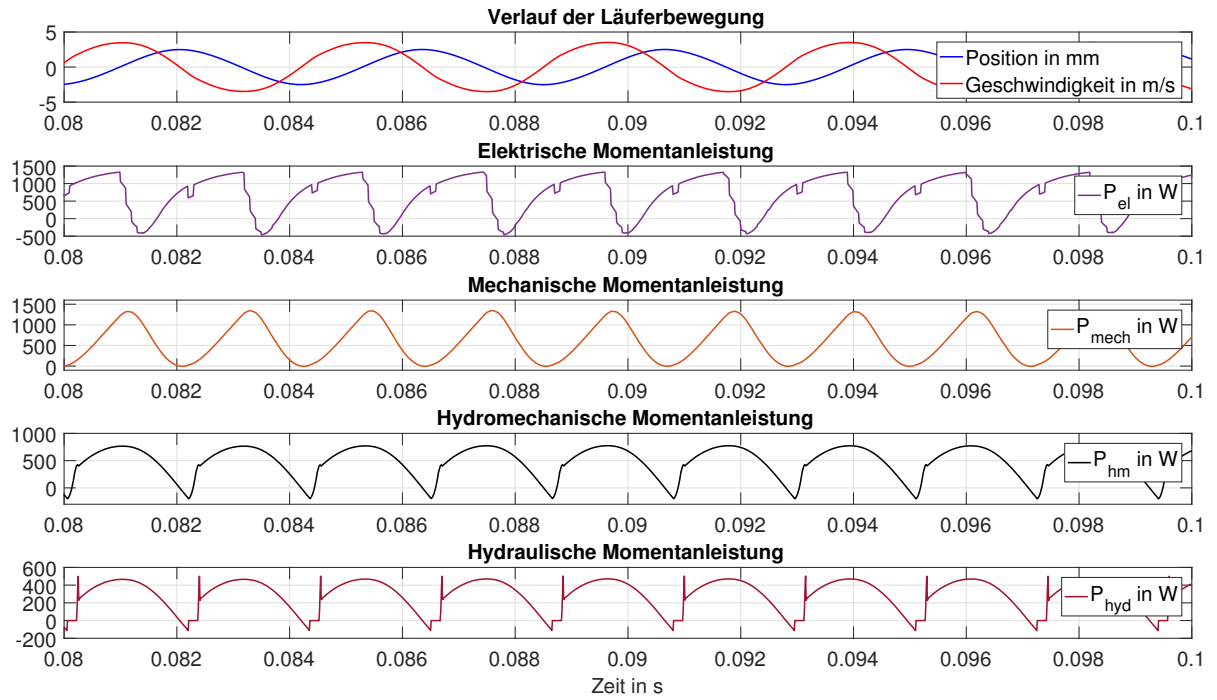


Abbildung 4.5: Leistungsverläufe bei 2,5 mm Referenzamplitude

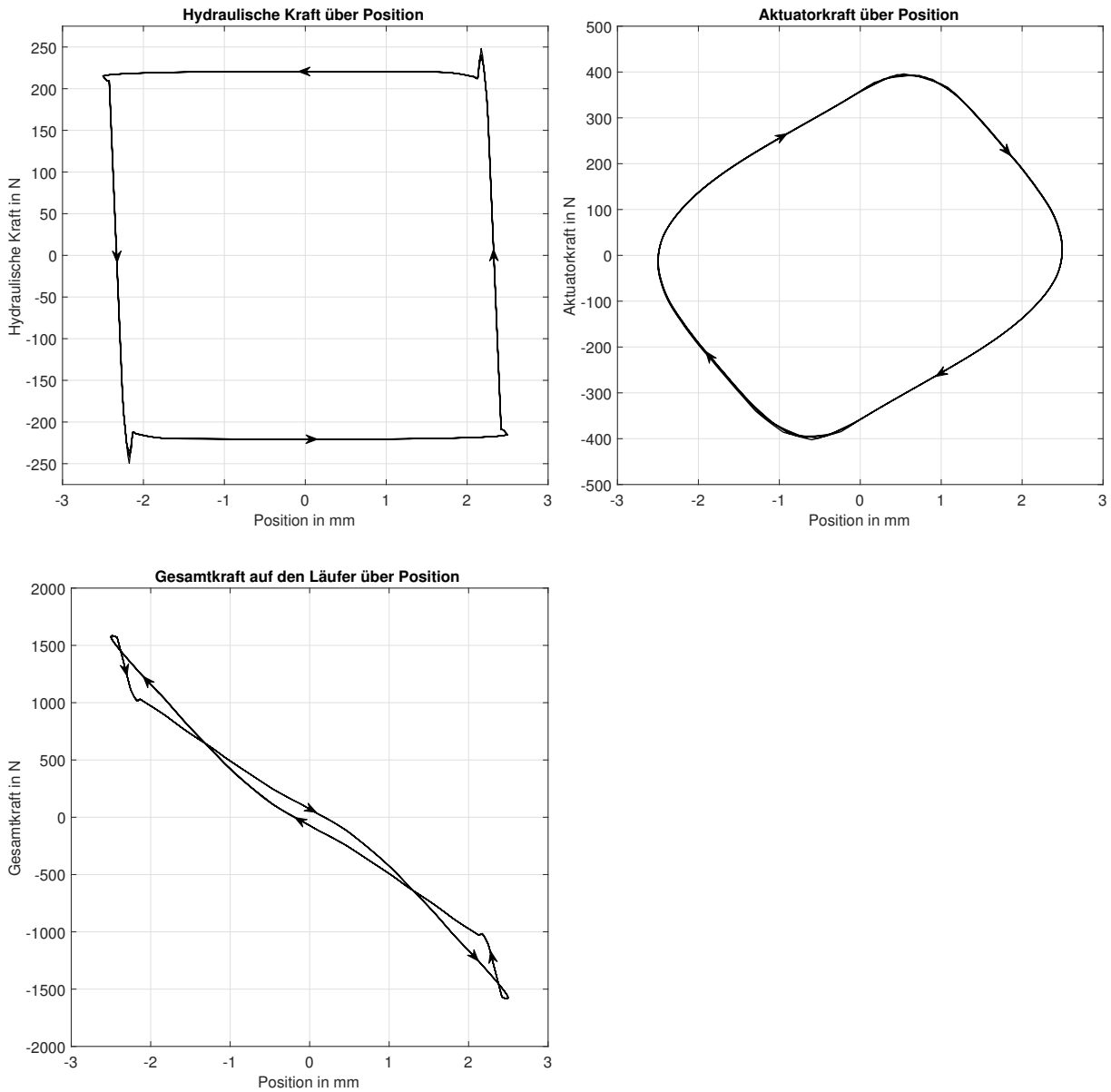


Abbildung 4.6: Kraft-Weg-Kurven bei hydraulischer Last

Abbildung 4.6 zeigt die Kraft-Weg-Kurven der hydraulischen Kraft, der Aktuatorkraft und der Gesamtkraft, welche auf den Läufer wirkt. Man erkennt die stark vergrößerte eingeschlossene Fläche der Aktuatorkraftkurve bei hydraulischer Last im Gegensatz zu jener ohne hydraulische Last in Abbildung 2.26c. Die eingeschlossene Fläche entspricht der verbrauchten hydromechanischen Energie pro Schwingungsperiode. Bezogen auf die Dauer einer Schwingungsperiode ergibt sich hieraus ebenfalls die durchschnittliche hydromechanische Momentanleistung, welche in Tabelle 4.2 festgehalten ist.

Bezeichnung	Abk.	Einheit	1	2	3	4	5
Positionsamplitude	$\hat{x}$	mm	0,50	1,00	1,50	2,00	2,50
Geschwindigkeitsamplitude	$\hat{v}$	m/s	0,69	1,39	2,12	2,87	3,60
Schwingungsfrequenz	$f$	Hz	248,5	237,1	237,2	238,7	238,4
Aktuatorkraftamplitude	$\hat{F}_A$	N	251	294	323	351	385
Spannungsamplitude	$\hat{u}$	V	43,8	55,5	56,1	56,5	57,3
Stromamplitude	$\hat{i}$	A	15,5	18,9	21,1	22,7	23,7
Elektrische Scheinleistung	$\bar{S}_{el}$	VA	352,91	464,91	586,88	707,98	871,75
Elektrische Wirkleistung	$\bar{P}_{el}$	W	171,22	271,89	394,45	502,10	656,15
Kupferverluste	$\bar{P}_{V,Cu}$	W	5,54	7,46	9,37	11,45	14,26
Zusatzverluste	$\bar{P}_{V,Z}$	W	87,40	66,71	56,22	15,41	16,26
Mechanische Leistung	$\bar{P}_{mech}$	W	78,29	197,72	328,87	475,24	625,63
Mechanische Verluste	$\bar{P}_{mech}$	W	4,97	19,63	44,78	80,64	126,45
Hydromech. Leistung	$\bar{P}_{hm}$	W	73,24	178,12	283,76	391,31	498,11
Hydraulische Leistung	$\bar{P}_{hyd}$	W	44,30	107,67	171,47	236,46	301,07
Aktuatoreffizienz	$\mu_A$	%	45,72	72,72	83,37	94,65	95,35
Hydromech. Effizienz	$\mu_{hm}$	%	93,56	90,09	86,28	82,34	79,62
Hydraulische Effizienz	$\mu_{hyd}$	%	60,48	60,45	60,43	60,43	60,44
Effizienz ohne Aktuator	$\mu_{hm,hyd}$	%	56,59	54,46	52,14	49,76	48,12
Gesamteffizienz	$\mu_{ges}$	%	25,87	39,60	43,47	47,09	45,88

**Tabelle 4.2:** Ergebnisse der Simulation des geregelten Antriebssystems mit hydraulischer Last

### 4.3 Auswertung der Simulationsergebnisse

Die Ergebnisse für den Aktuatorwirkungsgrad zeigen, dass geringe Aktuatorverluste essentiell für einen hohen Wirkungsgrad sind. Die Zusatzverluste sind daher möglichst gering zu halten. Der Wirkungsgrad des Aktuators steigt mit dem erreichten Hub an, sodass der Betrieb bei Nennhub am günstigsten für die Aktuatoreffizienz ist. Diese bewegt sich ungefähr zwischen 45 und 95 %.

Der hydromechanische und hydraulische Wirkungsgrad ergeben zusammen eine Effizienz im Bereich von etwa 48 bis 56 %, wodurch der Gesamtwirkungsgrad im Bereich zwischen 25 % und 45 % liegt. Die verbrauchte elektrische Leistung erhöht sich aufgrund der angelegten hydraulischen Last naturgemäß deutlich.

Der Vorteil des entwickelten Regelungssystems liegt im Hinblick auf die hydraulische Last darin, dass unabhängig von der Höhe des anliegenden Pumpendruckes weiterhin die optimale Resonanzfrequenz gefunden wird. Die Regelung verhält sich robust gegenüber dem Einfluss der hydraulischen Kraft und der Aktuator schwingt auf den vorgegebenen Hub auf, vorausgesetzt die hierfür nötige elektrische Leistung wird zur Verfügung gestellt.





## Kapitel 5

# Zusammenfassung und Ausblick

Mit der vorliegenden Arbeit wurde die Bedeutung, Effektivität und Einsetzbarkeit der energiebasierten Schwingungsregelung anhand der HFOP-II untersucht. Der Aufbau orientiert sich hierbei an den notwendigen Arbeitsschritten von der Modellbildung über die Entwicklung und Implementierung der Regelung, der Messung im Oszillationsbetrieb bis hin zu der Simulation der hydraulischen Last. Im Folgenden wird abschließend ein Überblick über die erhaltenen Forschungsergebnisse und die Verbesserungsmöglichkeiten für zukünftige Arbeiten an Hochfrequenz-Oszillationspumpen gegeben.

### 5.1 Zusammenfassung

Die grundsätzliche Zielsetzung der Arbeit besteht in der Bestimmung der Machbarkeit und der Vorteile der energiebasierten Schwingungsregelung im Gegensatz zu einer einfachen Feedforward-Ansteuerung. Hierzu wurden in Abschnitt 1.2 drei Forschungsfragen formuliert, welche nun am Ende im Rahmen der Zusammenfassung beantwortet werden können.

Zu Beginn wurden die Schwingungsparameter des mechanischen Systems mithilfe des entwickelten Modells und den damit verbundenen Messungen bestimmt. Die Kraftmessung der mechanischen Federn ergab eine variable Federsteifigkeit, welche sich auf die Resonanzfrequenz dahingehend auswirkt, dass diese abhängig von der Schwingungsamplitude variiert. Dies wurde folglich in dem Modell und der Simulation berücksichtigt. Tabelle C.1 und Tabelle 2.6 halten die Ergebnisse für die positionsabhängige Federsteifigkeit und die Resonanzfrequenzen je nach Federsteifigkeit fest.

Mithilfe des Ausschwingversuchs in Unterabschnitt 2.3.3 wurden die Läufermasse (2.31) und Dämpfungskonstante (2.32) des mechanischen Modells bestimmt und festgelegt. Anschließend wurde in Unterabschnitt 2.4.1 die Kraftkennlinie der mechanischen Federn in Verbindung mit der Aktuatorkraft im quasistatischen Fall untersucht und dokumentiert. Die Messung ergab eine relativ kleine Krafthysterese, sodass die mechanischen Energieverluste aufgrund der Reibung gering ausfallen.

Das dynamische Verhalten der HFOP-II war Gegenstand der Resonanzmessung in Unterabschnitt 2.4.2 und der Analyse der frequenzabhängigen Aktuatorkraftkurve in Unterabschnitt 2.4.3. Die Messung des maximalen Hubs bei einer gewissen Frequenz mittels Feedforward-Ansteuerung ergab, dass die Frequenz des jeweiligen Hubmaximums im Bereich von etwa 14 bis 18 Hz über der jeweiligen Resonanzfrequenz des mechanischen Systems liegt. Diese Beobachtung wurde bei der Implementierung der Regelung berücksichtigt und jeweils die Frequenz des Hubmaximums für die vorgegebene Schwingungsamplitude angestrebt. In Unterabschnitt 2.4.3 wurde gezeigt, dass sich die Aktuatorkraftkurve bei ansteigender Schwingungsfrequenz dreht und die optimale Lage für einen energieoptimalen Betrieb im Bereich der Resonanzfrequenz erreicht.

Aufbauend auf der Theorie dissipativer Systeme wurde im Anschluss in Abschnitt 3.3 das zugrundeliegende Regelungsprinzip vorgestellt und an die Gegebenheiten der HFOP-II angepasst. Die gewählte Methodik bestand aus der Simulation des geregelten Antriebsmodells und der anschließenden Implementierung des Systems am Prototyp. Hierbei legten die Simulationsergebnisse eine Aufteilung des Regelungssystems in einen konstanten Anteil für die Höhe der Referenzkraft und ein Trägersignal nahe. Anhand der Messungen im laufenden Betrieb wurden die auftretenden Verluste quantifiziert und in das Simulationsmodell eingearbeitet. Ein wichtiges Ziel für zukünftige Arbeiten stellt die genauere Identifizierung und Vermeidung der Aktuatorverluste dar, um einen höheren Gesamtwirkungsgrad zu erhalten.

Die Realisierung der Regelung erfolgte mithilfe von X2C<sup>®</sup> in MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup> und einem Mikrocontroller mit einer Abtastzeit von 100  $\mu$ s. Die Messergebnisse der implementierten Regelung konnten in Abschnitt 3.6 mit der Simulation und einer direkten Feedforward-Ansteuerung verglichen und bewertet werden. Auffallend an dem Vergleich mit der Simulation ist eine erhöhter Verbrauch der elektrischen Wirkleistung in den Messungen. Des Weiteren ist die gemessene Schwingfrequenz höher als die simulierte, was den Ergebnissen der Resonanzmessungen in Unterabschnitt 2.4.2 entspricht. Diese Unterschiede und deren Ursachen sind in der weiteren Entwicklung des Simulationsmodells zu berücksichtigen.

Der Vergleich der Messergebnisse für die Regelung mit jenen der direkten Feedforward-Ansteuerung führt zu der Beantwortung der ersten beiden Forschungsfragen. Es zeigt sich demnach, dass die implementierte energiebasierte Regelung zwar für eine fixe Betriebsfrequenz nur einen geringen Einfluss auf die verbrauchte elektrische Leistung im Vergleich zu einer direkten Ansteuerung hat. Jedoch gilt dies nur für die optimale Schwingfrequenz, welche durch die Regelung automatisch angestrebt wird und bei einer direkten Ansteuerung nicht so einfach gefunden und angepasst werden kann. Dies wurde in Unterabschnitt 2.4.2 anhand der Resonanzmessungen eingehend demonstriert. Die präsentierte Regelungsstrategie ist daher besonders vorteilhaft in Bezug auf die Effizienz, da sie für einen automatischen Betrieb bei Resonanzfrequenz ausgelegt ist. Außerdem erfüllt die Regelung im Gegensatz zu einer einfachen Ansteuerung die zentrale Aufgabe, den Hub unabhängig von der angelegten hydraulischen Last robust zu regeln.

Abschließend wurde in Kapitel 4 die Auswirkung einer hydraulischen Last auf die Funktion und den Leistungsverbrauch des Regelungssystems mithilfe einer Simulation in MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup> und der Erweiterung hydroLib3 behandelt. Nach der Implementierung des hydraulischen Modells inklusive der Ventilmodelle erfolgte die Simulation, welche auch für die vorgegebenen Tank- und Pumpendrucke ein erfolgreiches Aufschwingen des Läufers auf Nennhub ergab. Der Wirkungsgrad für die Leistungsübertragung außerhalb des Aktuators beträgt für den Nennhub etwa 48,1 % und muss neben dem Aktuatorwirkungsgrad für die Gesamteffizienz berücksichtigt werden. Die benötigte elektrische Leistung steigt insgesamt aufgrund der hydraulischen Last an, befindet sich jedoch im Bereich der Auslegung. Das Signal der Referenzkraft passt sich der nichtlinearen Form der hydraulischen Kraft an, wodurch die Regelung auch für diesen Fall ein näherungsweise sinusförmiges, robustes Schwingen des Läufers ermöglicht.

Die erhaltenen Ergebnisse zeigen, dass die vorgestellte energiebasierte Regelung erfolgreich für den Betrieb hydraulischer Oszillationspumpen angewendet werden kann. Die Regelung stellt eine wettbewerbsfähige Variante zu anderen Regelungsarten wie etwa einer herkömmlichen Amplitudenregelung dar, wobei die besondere Stärke in der automatischen Frequenzanpassung möglichst nahe an der Resonanzfrequenz liegt. Die vorliegende Arbeit konnte insbesondere für den Betrieb bei sehr hohen mechanischen Frequenzen im Bereich von 250 Hz zeigen, dass die energiebasierte Regelung funktioniert und einen wesentlichen Effizienzvorteil im Vergleich zu einer direkten Ansteuerung außerhalb der Resonanzfrequenz liefert.

## 5.2 Ausblick

Abschließend werden Verbesserungsmöglichkeiten des vorliegenden Systems für zukünftige Forschungsarbeiten zu dem Thema der energiebasierten Schwingungsregelung der HFOP-II behandelt. Dabei wird auf die Verwendung eines nichtlinearen Hopf-Oszillators anstatt des Sinusgenerators und das Potenzial des Einsatzes von Machine Learning, insbesondere Reinforcement Learning eingegangen.

### 5.2.1 Einsatz des Hopf-Oszillators als Sinusgenerator

Es handelt sich bei dem sogenannten Hopf-Oszillator um einen nichtlinearen Oszillator, welcher durch ein zeitkontinuierliches System dritter Ordnung beschrieben werden kann. Die Systemgleichungen des Oszillators lauten

$$\dot{\xi}_1 = (\mu - \dot{\xi}_1^2 - \dot{\xi}_2^2) \xi_1 + \omega \xi_2 \quad (5.1)$$

$$\dot{\xi}_2 = (\mu - \dot{\xi}_1^2 - \dot{\xi}_2^2) \xi_2 - \omega \xi_1 + \kappa u(t) \quad (5.2)$$

$$\dot{\omega} = -\kappa u(t) \frac{\xi_1}{\sqrt{\xi_1^2 + \xi_2^2}} \quad (5.3)$$

mit den Zuständen  $[\xi_1(t), \xi_2(t), \omega(t)]^T$ , dem Eingang  $u(t)$  und den Konstanten  $\mu$  und  $\kappa$ .

Der Vorteil des Hopf-Oszillators besteht darin, dass dieser bei einer periodischen Anregung von außen mit der gleichen Frequenz und Phase zu schwingen beginnt. Die Anpassung der Frequenz erfolgt aufgrund der dritten Zustandsvariable  $\omega(t)$ , welche eine variable Schwingungsfrequenz des Oszillators ermöglicht. Die Zustände  $\xi_1(t)$  und  $\xi_2(t)$  können somit als Ausgänge verwendet werden, welche eine normierte, näherungsweise sinusförmige Schwingung mit konstanter Phasenverschiebung zu dem Anregungssignal darstellen [29–32]. Diese Eigenschaft eignet sich ideal für die Generierung eines Trägersignals der entkoppelten Regelungsstruktur aus Unterabschnitt 3.4.3, welches seine Frequenz automatisch anpasst. Damit würde die manuelle Einstellung der Frequenz des Trägersignals obsolet werden. Abbildung 5.1 zeigt die Einbindung des Hopf-Oszillators als Generator des Trägersignals bei der entkoppelten energiebasierten Regelung.

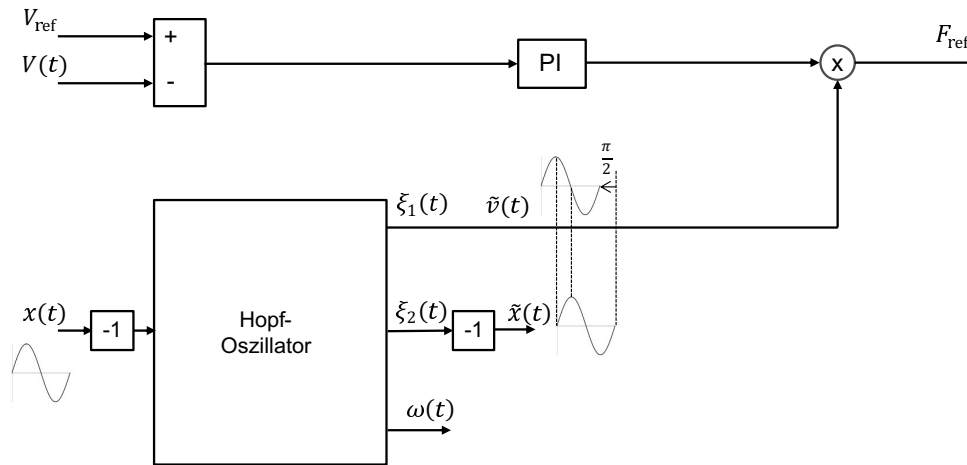


Abbildung 5.1: Struktur des Regelungssystems mit eingebundenem Hopf-Oszillator als Sinusgenerator

Die Simulation des Hopf-Oszillators als Sinusgenerator des Regelungssystems verlief bereits erfolgreich in MATLAB<sup>®</sup>/Simulink<sup>®</sup>. Der Grund, weshalb der Oszillator bisher nicht eingesetzt werden konnte, besteht darin, dass dieser bei der Einbindung als zeitdiskretes System eine gewisse Mindestabtastrate benötigt. Diese muss ein Vielfaches der mechanischen Schwingungsfrequenz betragen, damit der Hopf-Oszillator weiterhin stabil schwingt. Ist die Abtastrate zu niedrig, befindet sich das nichtlineare zeitdiskrete System in einem instabilen Zustand, sodass die Ausgangssignale sehr stark von den gewünschten abweichen.

Die Abtastzeit des verwendeten Mikrocontrollers beträgt  $100 \mu\text{s}$ . Dies entspricht bei einer mechanischen Schwingungsfrequenz von  $250 \text{ Hz}$  und der hierzu äquivalenten Periodendauer von  $4 \text{ ms}$  genau  $40$  Abtastungen pro Schwingungsperiode. Der Hopf-Oszillator liefert jedoch erst ab einer Abtastzeit von  $1 \mu\text{s}$  eine stabile Schwingung mit konvergierender Frequenz, wie anhand der Simulation festgestellt werden kann. Da die Abtastrate des Mikrocontrollers begrenzt ist und nicht auf das Hundertfache erhöht werden kann, entfällt die Verwendung des Hopf-Oszillators in der vorgestellten Form für die HFOP-II. Der vorgestellte nichtlineare Oszillator bietet jedoch eine nützliche Möglichkeit für die Generierung des Trägersignals, falls bei zukünftigen Forschungsarbeiten mit geringeren mechanischen Schwingungsfrequenzen oder höheren Abtastraten gearbeitet wird.

## 5.2.2 Verwendung von Reinforcement Learning zur Unterstützung der Modellidentifikation

Für die Regelung der Hochfrequenz-Oszillationspumpe wurde in dieser Arbeit ein modellbasierter Ansatz gewählt, ergänzt durch eine PI-Regelung. Neben dem modellbasierten Ansatz bieten sich auch auf Sensordaten basierende Verfahren an. Hier wird insbesondere auf die Möglichkeit des Einsatzes von Reinforcement Learning als Ergänzung zu einer modellbasierten Regelung eingegangen.

Wie Sprangers et al. zeigen, kann das gebildete physikalische Modell in Form eines Port-Hamiltonschen Systems mit einem lernfähigen Algorithmus, dem sogenannten Reinforcement Learning, kombiniert werden [33]. Die PI-Regelung des derzeit implementierten Regelungssystems lässt sich damit durch einen optimierten Regler ersetzen. Dieser besitzt eine Lernrate, welche es dem Regelungssystem ermöglicht, durch die Durchführung einer großen Anzahl von Versuchen

die bestmögliche Reglerantwort zu liefern. Diese Anpassungsfähigkeit könnte sich sehr vorteilhaft auf die dynamische Anpassung des Schwingungshubs der HFOP-II für sich ändernde hydraulische Lasten auswirken.



# Anhang A

## Simulationsmodelle

Das Gesamtmodell der HFOP-II im dynamischen Betrieb wurde entsprechend der Blockstruktur in Abbildung 2.5 in MATLAB®/Simulink® implementiert. In Abbildung A.1-A.10 ist der konkrete Aufbau der einzelnen Teilsysteme und des Gesamtsystems dokumentiert.

### A.1 Leistungselektronik

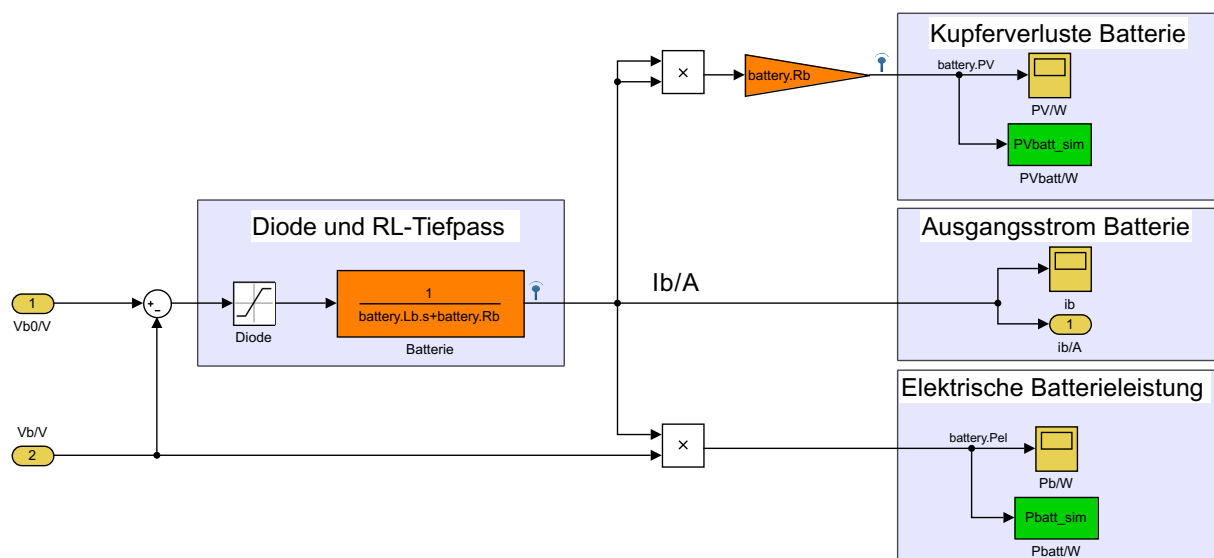


Abbildung A.1: Akkumodell

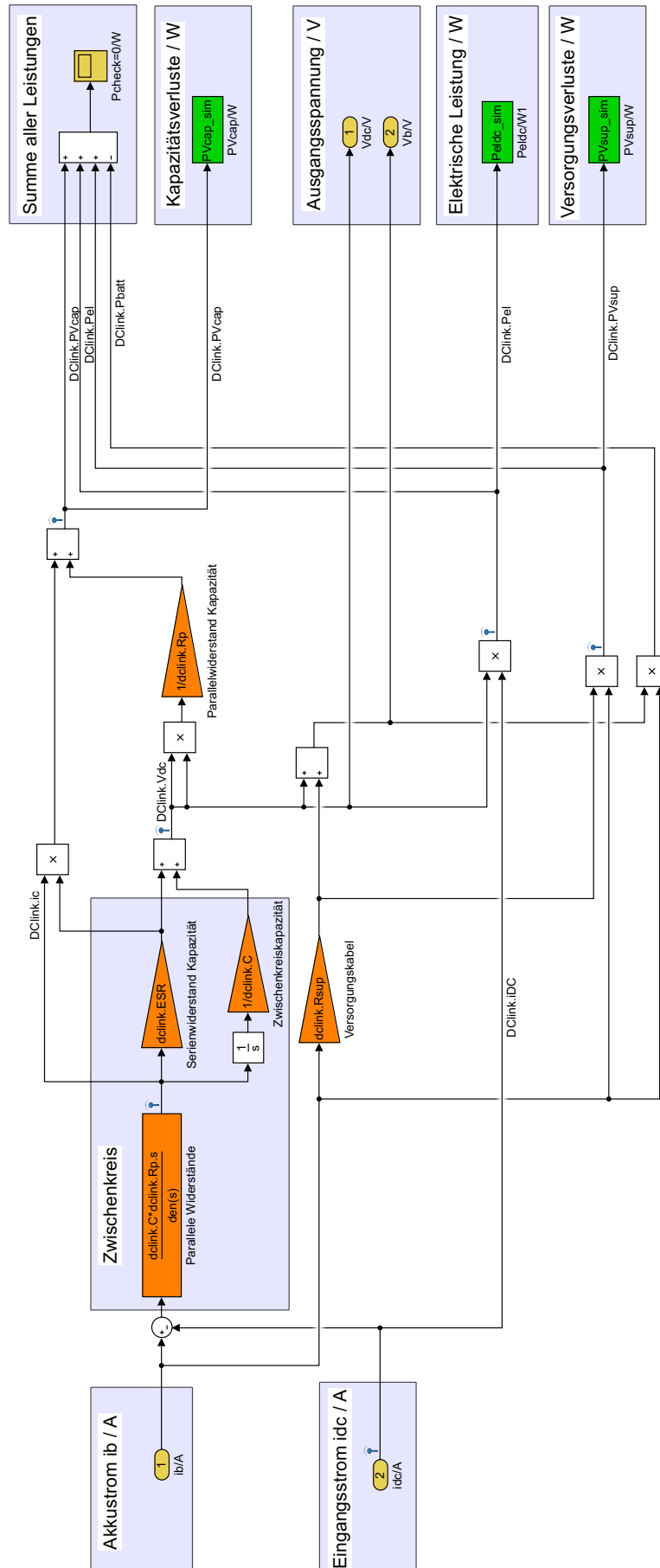


Abbildung A.2: Modell des Zwischenkreises



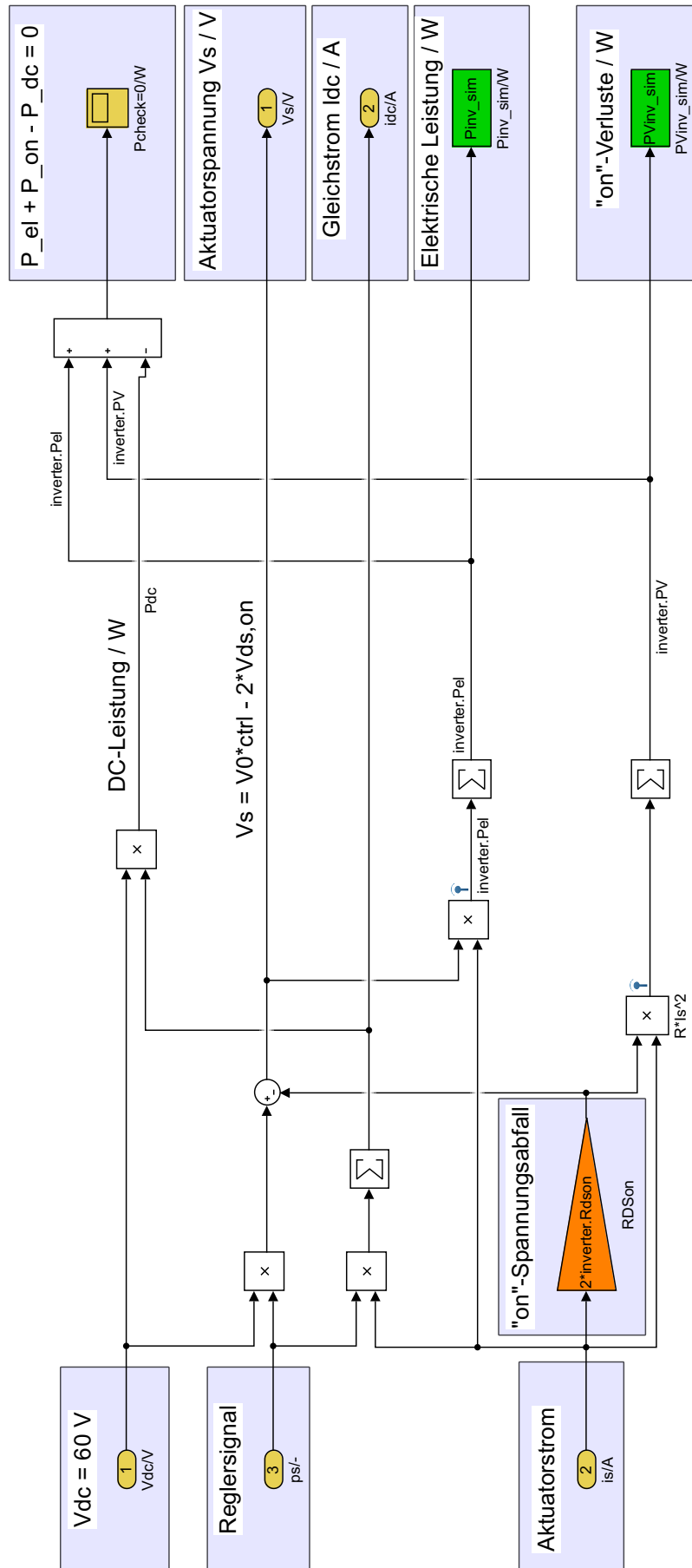


Abbildung A.3: Modell des Inverters

## A.2 Aktuormodell

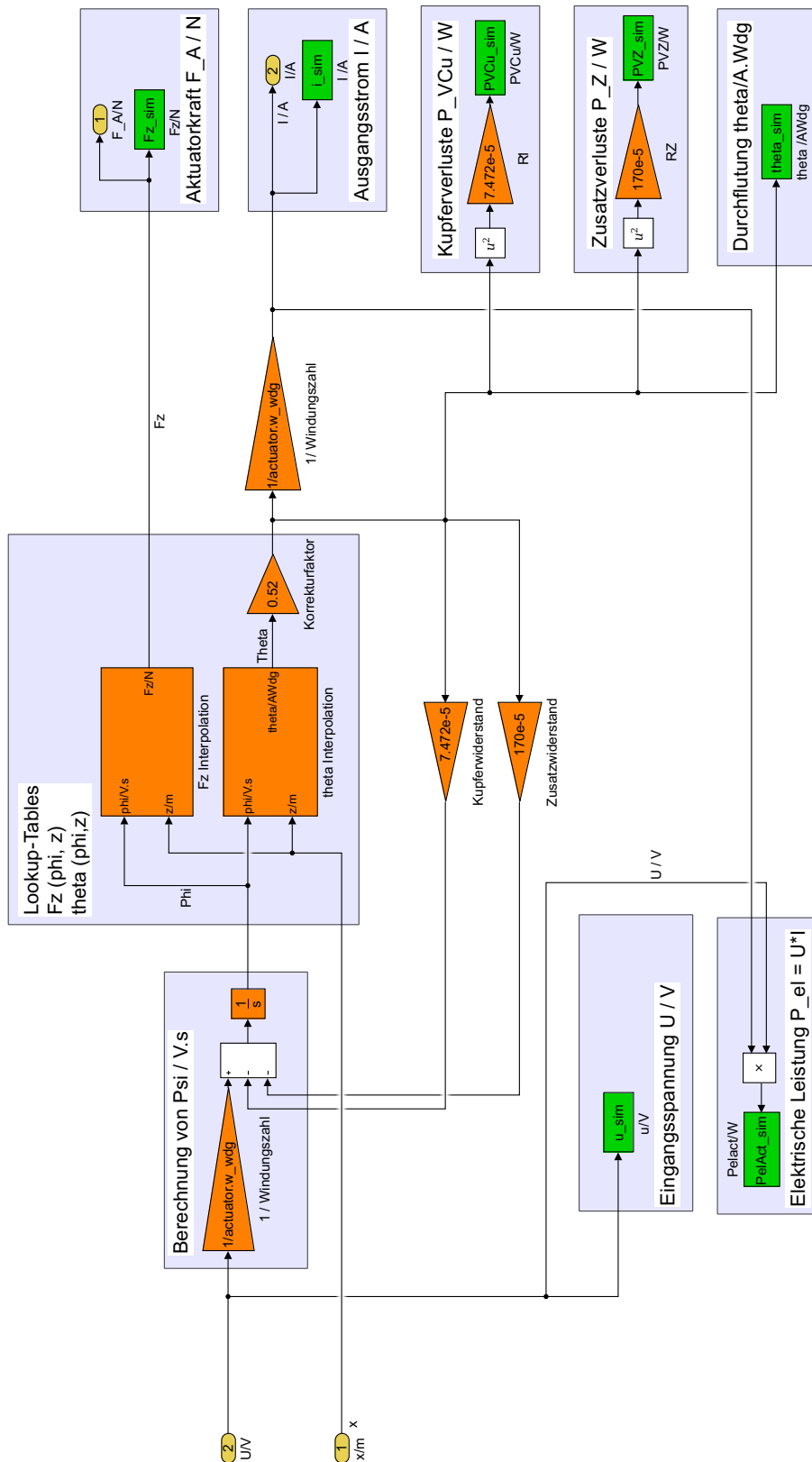


Abbildung A.4: Modell des Aktuators

### A.3 Mechanisches Modell

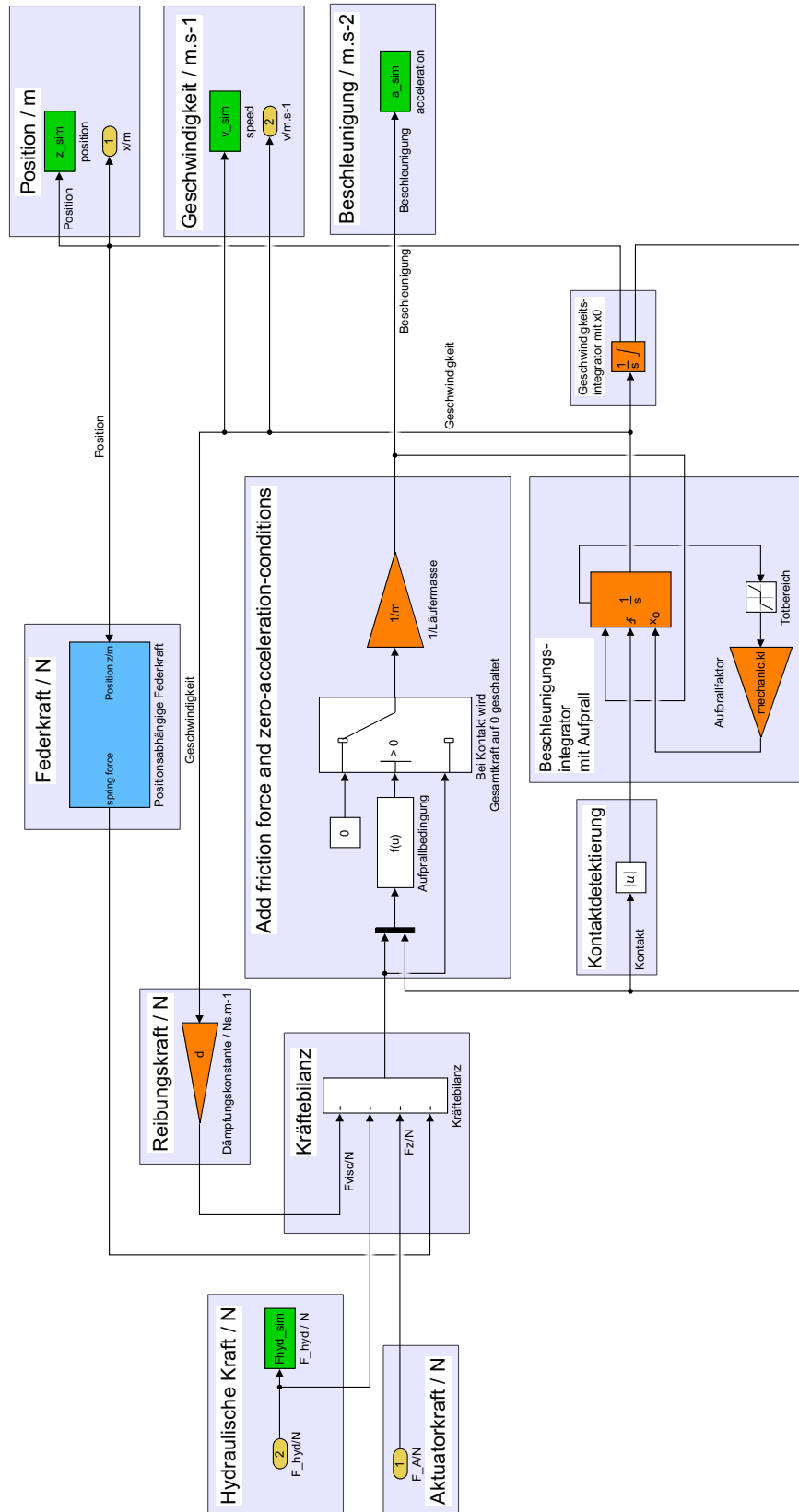


Abbildung A.5: Modell des mechanischen Systems

## A.4 Energiebasierte Regelung

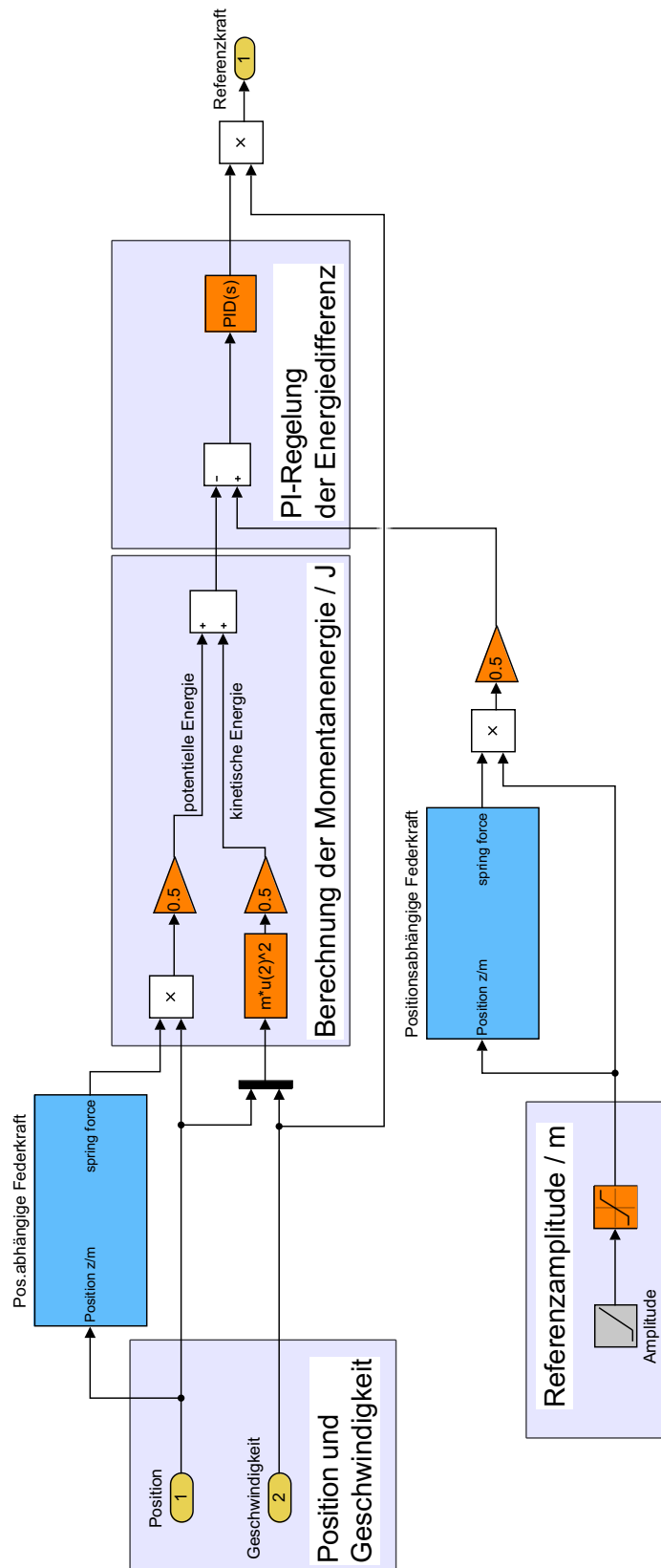


Abbildung A.6: Modell der energiebasierten Regelung ohne Trägersignal

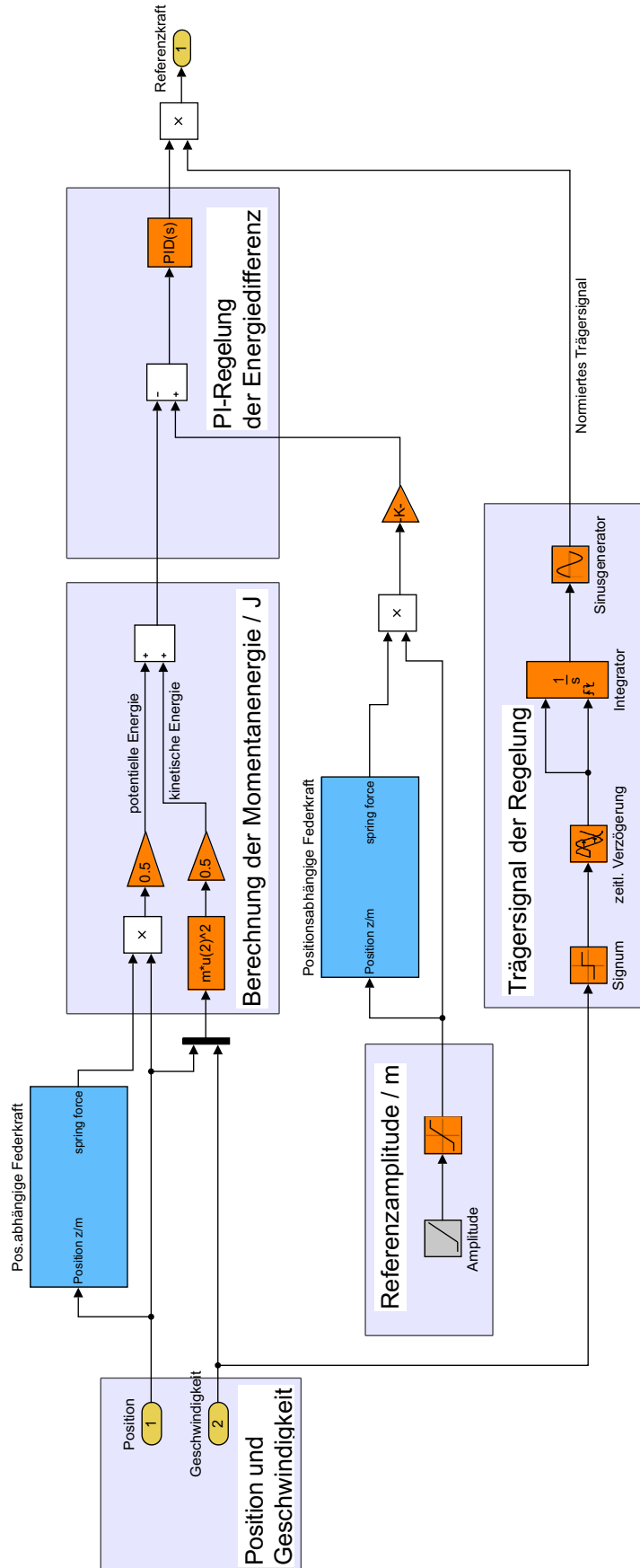


Abbildung A.7: Modell der energiebasierten Regelung mit Trägersignal

## A.5 Systeminvertierung des Aktuators

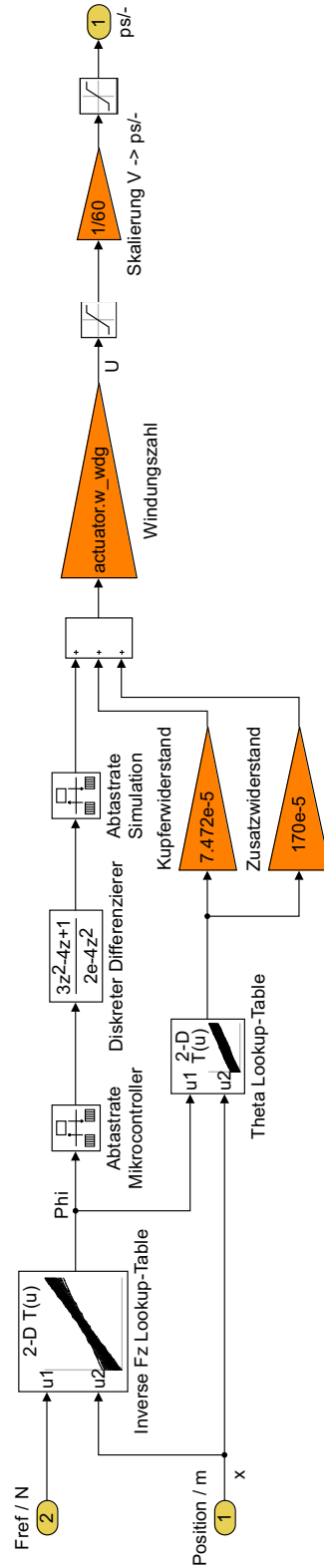


Abbildung A.8: Modell der Aktuatorinvertierung

## A.6 Hydraulisches System

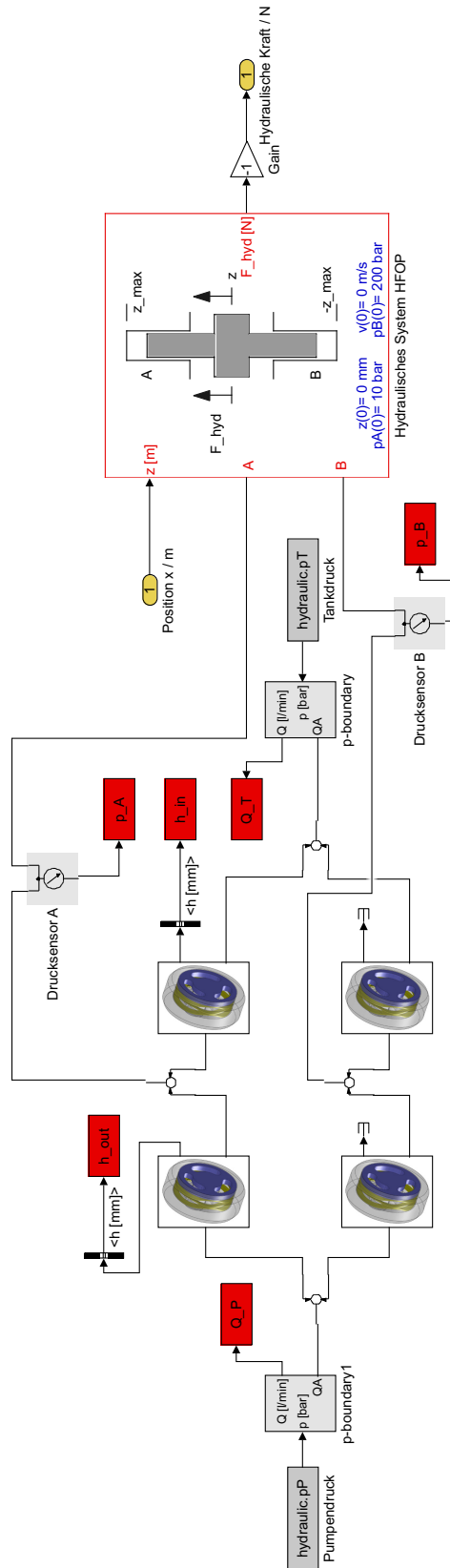


Abbildung A.9: Modell des hydraulischen Systems

## A.7 Gesamtmodell

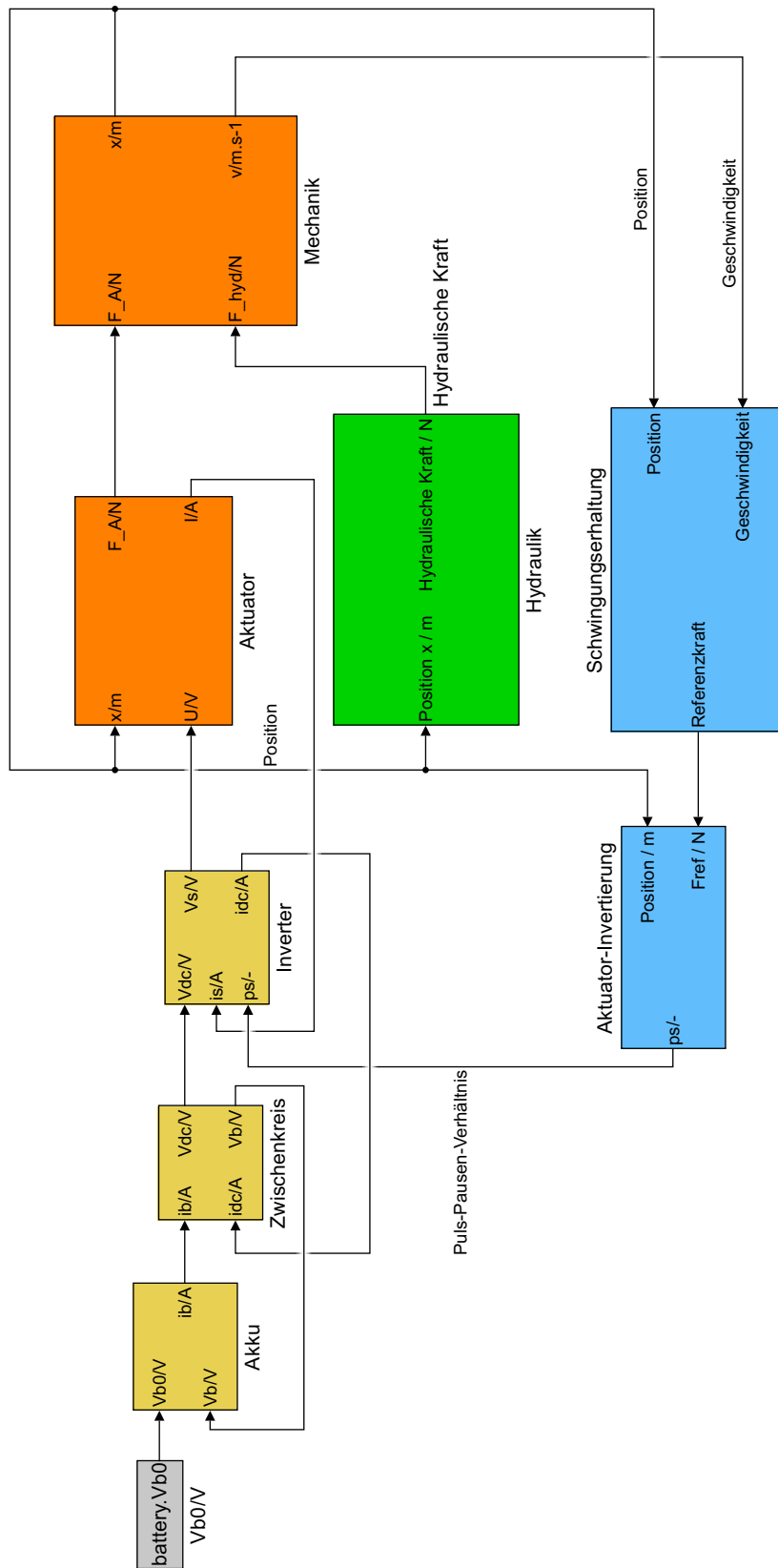


Abbildung A.10: Gesamtmodell



## Anhang B

# Implementierte X2C<sup>®</sup>-Modelle

### B.1 Aktuatorinvertierung

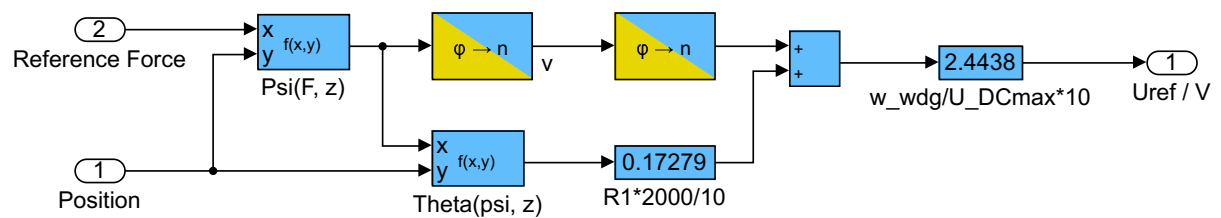


Abbildung B.1: X2C<sup>®</sup>-Modell der Aktuatorinvertierung



### B.3 Gesamtsystem der Regelung

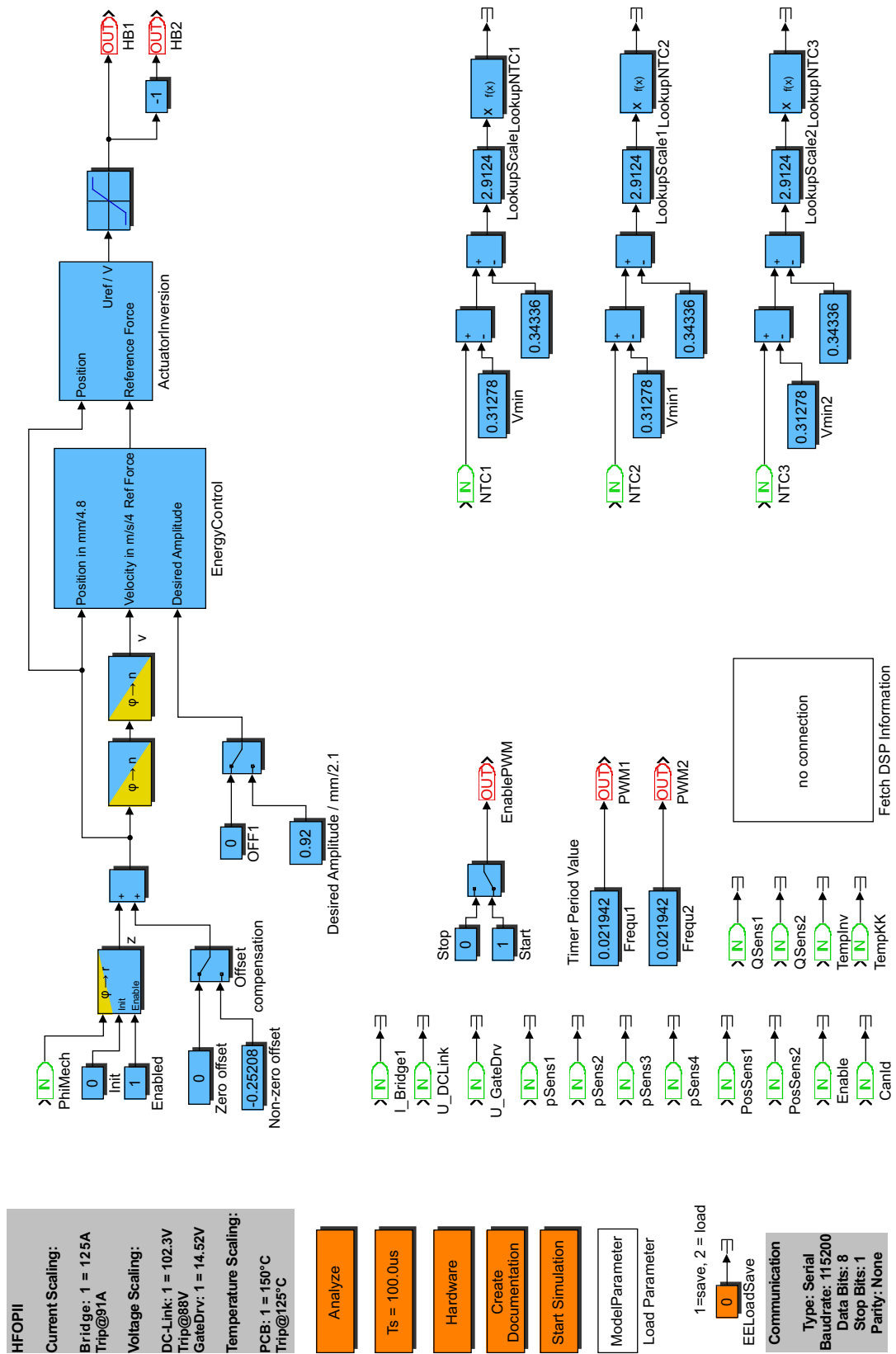


Abbildung B.3: Realisierung des Regelungssystems in X2C®

## Anhang C

# Messdaten

### C.1 Messung der Federsteifigkeit

Position in mm	Federkraft in N	Federsteifigkeit in N/mm
0,12	58,3	502,2
0,21	98,9	476,6
0,29	138,6	474,9
0,47	221,7	477,6
0,65	322,9	497,3
0,82	418,2	508,3
0,88	447,1	510,1
1,06	550,8	518,2
1,20	632,4	528,0
1,26	666,8	529,8
1,35	717,9	531,3
1,39	736,9	531,1
1,50	800,9	532,7
1,57	839,4	534,5
1,61	863,6	536,0
1,65	888,6	537,8
1,71	922,4	540,2
1,79	971,9	543,8
1,83	995,8	545,1
1,90	1036,3	545,6
1,96	1067,9	545,7
2,02	1103,6	545,3
2,12	1159,0	545,5
2,16	1179,2	546,0
2,27	1243,0	548,2
2,40	1320,8	550,3
2,46	1350,9	550,0
2,51	1379,8	549,4

Tabelle C.1: Messpunkte der Federkraft und Federsteifigkeit im Belastungsfall

# Abbildungsverzeichnis

## Kapitel 1

1.1	Vergleich eines Kurbeltriebs mit einem Linearmotor . . . . .	2
1.2	Mögliche Anwendungsfälle der hydraulischen Oszillationspumpe . . . . .	4

## Kapitel 2

2.1	Antriebskraft in positive $x$ -Richtung . . . . .	8
2.2	Antriebskraft in negative $x$ -Richtung . . . . .	8
2.3	Prototyp für die Testung des hydraulischen Systems . . . . .	9
2.4	Prototyp für die Kraftmessung . . . . .	10
2.5	Mechatronisches Gesamtsystem . . . . .	11
2.6	Verläufe der Position, der Geschwindigkeit und des Volumenstroms . . . . .	12
2.7	Ersatzschaltbild der Aktuatorspulen . . . . .	13
2.8	Kennlinien der Aktuatorkraft . . . . .	15
2.9	Kennlinien der magnetischen Durchflutung . . . . .	15
2.10	Aktuatormodell in Blockstruktur . . . . .	16
2.11	Exponentiell abklingende harmonische Schwingung [11] . . . . .	19
2.12	Verhältnis der Resonanzfrequenz zu der ungedämpften Grenzfrequenz . . . . .	20
2.13	Aufbau für die Messung der Federsteifigkeit [12] . . . . .	20
2.14	Ergebnis der statischen Kraftmessung [12] . . . . .	21
2.15	Verlauf der Federsteifigkeit über die Position . . . . .	22
2.16	Gemessenes Positionssignal während des Ausschwingversuchs . . . . .	23
2.17	Überlagerung der gemessenen und simulierten Positionssignale im Zeitbereich . . . . .	24
2.18	Überlagerung der Positionssignale im Frequenzbereich . . . . .	25
2.19	Messprinzip für die statische Gesamtkraft . . . . .	26
2.20	Aufbau zur Messung der statischen Gesamtkraft . . . . .	27
2.21	Kennlinie der Gesamtkraft für $i = 0$ . . . . .	28
2.22	Kennlinienschar der Gesamtkraft . . . . .	29
2.23	Kennlinienschar der Gesamtkraft bei negativer Bestromung . . . . .	30
2.24	Analyse des Hubs für Ansteueramplituden bis 25 V . . . . .	31
2.25	Signalverläufe bei direkter Feedforward-Ansteuerung . . . . .	32
2.26	Drehung der Aktuatorkraftkurve mit zunehmender Schwingungsfrequenz . . . . .	34

## Kapitel 3

3.1	Phasenportrait des ungedämpften harmonischen Schwingers . . . . .	42
3.2	Struktur der energiebasierten Kraftregelung . . . . .	47
3.3	Zeitlicher Signalverlauf für den Einschwingvorgang . . . . .	49
3.4	Phasenportraits des simulierten Einschwingvorgangs . . . . .	50
3.5	Energieverläufe während des Einschwingvorgangs . . . . .	51
3.6	Auftretende Instabilitäten während des Aufschwingvorgangs . . . . .	52
3.7	Blockstruktur des entkoppelten Regelungssystems . . . . .	52
3.8	Implementierung des entkoppelten Regelungssystems . . . . .	52

3.9	Zeitliche Teilsignalverläufe des Trägersignals . . . . .	53
3.10	Betrieb der Regelung mit Trägersignal bei Nennhub . . . . .	54
3.11	Betrieb der am Prototyp implementierten Regelung mit Trägersignal . . . . .	56
3.12	Darstellung des gemessenen Aufschwingvorgangs im Phasenraum $(x, \dot{x})$ . . . . .	56
3.13	Energieverläufe bei Referenzamplitude 1 mm . . . . .	57
3.14	Vergleich der Schwingungsfrequenzen . . . . .	60
3.15	Vergleich der Simulations- und Messwerte der Regelung . . . . .	61
3.16	Vergleich der Messwerte der direkten Ansteuerung und Regelung . . . . .	62
<b>Kapitel 4</b>		
4.1	Wirkung der Kolbenkraft bei Bewegung in positive $x$ -Richtung . . . . .	64
4.2	Zeitlicher Verlauf der hydraulischen Kraft . . . . .	64
4.3	Zeitlicher Signalverlauf für den Einschwingvorgang mit hydraulischer Last . . . . .	65
4.4	Verlauf der hydraulischen Größen . . . . .	66
4.5	Leistungsverläufe bei 2,5 mm Referenzamplitude . . . . .	67
4.6	Kraft-Weg-Kurven bei hydraulischer Last . . . . .	68
<b>Kapitel 5</b>		
5.1	Struktur des Regelungssystems mit eingebundenem Hopf-Oszillator . . . . .	74
<b>Anhang A</b>		
A.1	Akkumodell . . . . .	77
A.2	Modell des Zwischenkreises . . . . .	78
A.3	Modell des Inverters . . . . .	79
A.4	Modell des Aktuators . . . . .	80
A.5	Modell des mechanischen Systems . . . . .	81
A.6	Modell der energiebasierten Regelung ohne Trägersignal . . . . .	82
A.7	Modell der energiebasierten Regelung mit Trägersignal . . . . .	83
A.8	Modell der Aktuatorinvertierung . . . . .	84
A.9	Modell des hydraulischen Systems . . . . .	85
A.10	Gesamtmodell . . . . .	86
<b>Anhang B</b>		
B.1	X2C <sup>®</sup> -Modell der Aktuatorinvertierung . . . . .	87
B.2	Reglermodell in X2C <sup>®</sup> . . . . .	88
B.3	Realisierung des Regelungssystems in X2C <sup>®</sup> . . . . .	89

# Tabellenverzeichnis

## Kapitel 2

2.1	Elektrische Betriebsparameter der Leistungselektronik . . . . .	11
2.2	Hydraulische Betriebsparameter der HFOP-II . . . . .	13
2.3	Messergebnisse der spannungsrichtigen Widerstandsmessung . . . . .	16
2.4	Parameter des Aktuatorsmodells . . . . .	17
2.5	Parameter der mechanischen Kräftebilanz . . . . .	18
2.6	Resonanzfrequenzen des Schwingungsmodells . . . . .	25
2.7	Auswertung des jeweiligen Hubmaximums aus Abbildung 2.24 . . . . .	31

## Kapitel 3

3.1	Empirisch ermittelte Reglerparameter . . . . .	48
3.2	Simulationsergebnisse ohne hydraulische Last . . . . .	54
3.3	Parameter der implementierten PI-Regelung . . . . .	55
3.4	Messergebnisse des geregelten Antriebssystems ohne hydraulische Last . . . . .	57
3.5	Messergebnisse der direkten Feedforward-Ansteuerung ohne hydraulische Last . . . . .	59

## Kapitel 4

4.1	Parameter des hydraulischen Modells . . . . .	63
4.2	Simulationsergebnisse mit hydraulischer Last . . . . .	69

## Anhang C

C.1	Messpunkte der Federkraft und Federsteifigkeit im Belastungsfall . . . . .	90
-----	--	----





# Nomenklatur

## Abkürzungen

<b>FEM</b>	Finite-Elemente-Methode
<b>FFT</b>	Fast-Fourier-Transformation
<b>HFOA</b>	Hochfrequenz-Oszillationsantrieb
<b>HFOP</b>	Hochfrequenz-Oszillationspumpe
<b>HFOP-II</b>	Hochfrequenz-Oszillationspumpe der zweiten Generation
<b>PI</b>	Proportional-Integral
<b>SMC</b>	Soft Magnetic Composites

## Lateinische Buchstaben

<b>Symbol</b>	<b>Bedeutung</b>	<b>Einheit</b>
$A$	Positionsamplitude des Läufers.....	[m]
$A_K$	Kolbenquerschnittsfläche.....	[m <sup>2</sup> ]
$A_W$	Leiterfläche der Spule.....	[m <sup>2</sup> ]
$B$	Magnetische Flussdichte.....	[T]
$d$	Dämpfungs-konstante.....	[ $\frac{Ns}{m}$ ]
$d_{eff}$	Effektive Dämpfungs-konstante.....	[ $\frac{Ns}{m}$ ]
$d_K$	Kolbendurchmesser.....	[m]
$d_M$	Materialdicke.....	[m]
$d_{ref}$	Vorgegebene Dämpfungs-konstante.....	[ $\frac{Ns}{m}$ ]
$D$	Lehr'sches Dämpfungsmaß.....	[-]
$f$	Frequenz des Oszillators.....	[Hz]
$f_0$	Grenzfrequenz des ungedämpften Oszillators.....	[Hz]
$f_D$	Resonanzfrequenz des gedämpften Oszillators.....	[Hz]
$f_N$	Nennfrequenz des Oszillationsantriebs.....	[Hz]
$f_S$	Abtastrate der Positions- und Strommessung.....	[Hz]

$F_0$	Quasistatische Aktuatorkraft ohne Bestromung.....	[N]
$F_1$	Obere quasistatische Kraftkennlinie .....	[N]
$F_2$	Untere quasistatische Kraftkennlinie.....	[N]
$F_A$	Aktuatorkraft .....	[N]
$F_D$	Dämpfungskraft.....	[N]
$F_F$	Federkraft.....	[N]
$F_{ges}$	Gesamtkraft des Aktuators.....	[N]
$F_H$	Hydraulische Kraft .....	[N]
$F_{H,id}$	Ideale Hydraulische Kraft .....	[N]
$F_{ref}$	Referenzkraft der Regelung.....	[N]
$F_R$	Reibungskraft .....	[N]
$F_{stat}$	Statisch eingeprägte Kraft.....	[N]
$\hat{h}_{Diff}$	Übertragungsfunktion des Differenzierers im Zeitbereich .....	[-]
$H$	Magnetische Feldstärke.....	$[\frac{A}{m}]$
$H_{Diff}$	Übertragungsfunktion des Differenzierers im Frequenzbereich .....	[-]
$i, i_A$	Aktuatorstrom .....	[A]
$I_e$	Eingepägter Strom .....	[A]
$I_{end}$	Endwert der Stromskala in X2C <sup>®</sup> .....	[A]
$I_{max}$	Maximaler Ausgangsstrom des Inverters.....	[A]
$I_N$	Nennstrom des Inverters.....	[A]
$I_{ZK}$	Zwischenkreisstrom .....	[A]
$k$	Federsteifigkeit .....	$[\frac{N}{m}]$
$k_{const}$	Konstante Federsteifigkeit .....	$[\frac{N}{m}]$
$k_i$	Strom-Proportionalitätsfaktor .....	$[\frac{N}{A}]$
$k_I$	Integral-Faktor der PI-Regelung.....	[-]
$k_P$	Proportionalitätsfaktor der PI-Regelung.....	[-]
$l_{W,ges}$	gesamte Wicklungslänge beider Spulen .....	[m]
$L_A$	Aktuatorinduktivität.....	[H]
$L_{F\theta}$	Lookup-Table der von der Durchflutung abhängigen Aktuatorkraft	[N]
$L_{F\phi}$	Lookup-Table der flussabhängigen Aktuatorkraft .....	[N]
$L_{\theta\phi}$	Lookup-Table der flussabhängigen magnetischen Durchflutung.....	[AWdg]
$L_{\phi\theta}$	Lookup-Table des von der Durchflutung abhängigen Flusses .....	[Wb]
$m_{fed}$	Federmasse.....	[kg]
$m_{fed,eff}$	Effektive Federmasse .....	[kg]
$m_L$	Läufermasse.....	[kg]
$m_{mov}$	Bewegte Masse.....	[kg]
$N$	Windungszahl einer Aktuatorspule .....	[-]
$p_1$	Druck in der linken Pumpkammer .....	[bar]
$p_2$	Druck in der rechten Pumpkammer.....	[bar]
$p_P$	Vorgegebener Pumpendruck.....	[bar]
$p_T$	Vorgegebener Tankdruck .....	[bar]
$ps/-$	Puls-Pausen-Verhältnis .....	[-]
$P_{el}$	Elektrische Wirkleistung des Aktuators.....	[W]
$P_{el,N}$	Elektrische Nennleistung des Inverters.....	[W]

$P_{hm}$	Hydromechanische Leistung .....	[W]
$P_{hyd}$	Hydraulische Leistung .....	[W]
$P_{mech}$	Mechanische Leistung .....	[W]
$P_{V,Cu}$	Kupferverluste .....	[W]
$P_{V,D}$	Verlustleistung zufolge der Dämpfung .....	[W]
$P_{V,em}$	Elektromagnetische Verluste .....	[W]
$P_{V,hyd}$	Hydraulische Verluste .....	[W]
$P_{V,Hys}$	Magnetische Hystereseverluste .....	[W]
$P_{V,mech}$	Mechanische Verluste .....	[W]
$P_{V,St}$	Streuverluste .....	[W]
$P_{V,WS}$	Wirbelstromverluste .....	[W]
$P_{V,Z}$	Zusatzverluste .....	[W]
$Q$	Gesamter Volumenstrom .....	$[\frac{1}{min}]$
$\hat{Q}$	Volumenstromamplitude .....	$[\frac{1}{min}]$
$\bar{Q}$	Durchschnittlicher Volumenstrom .....	$[\frac{1}{min}]$
$Q_1$	Volumenstrom der linken Pumpkammer .....	$[\frac{1}{min}]$
$Q_2$	Volumenstrom der rechten Pumpkammer .....	$[\frac{1}{min}]$
$R_{S,1}$	Kupferwiderstand einer Spulenwindung .....	[ $\Omega$ ]
$R_{S,ges}$	Gesamter Kupferwiderstand der Aktuatorspulen .....	[ $\Omega$ ]
$R_{S,m}$	Gemessener Strangwiderstand .....	[ $\Omega$ ]
$R_Z$	Widerstand der Zusatzverluste .....	[ $\Omega$ ]
$R_{Z,1}$	Widerstand der Zusatzverluste bezogen auf eine Spulenwindung ...	[ $\Omega$ ]
$s$	Hub des Läufers .....	[m]
$S_{el}$	Elektrische Scheinleistung des Aktuators .....	[VA]
$t$	Zeit .....	[s]
$t_0$	Anfangszeitpunkt .....	[s]
$T$	Periodendauer der Kolbenschwungung .....	[s]
$T_{end}$	Endwert der Temperaturskala in X2C <sup>®</sup> .....	[ $^{\circ}C$ ]
$T_{max}$	Maximaltemperatur der Aktuatorspulen .....	[ $^{\circ}C$ ]
$T_W$	Temperatur der Wicklung .....	[ $^{\circ}C$ ]
$U_0$	Versorgungsspannung des Inverters .....	[V]
$u, u_A, u_{in}$	Aktuatorspannung .....	[V]
$u_{A,1}$	Eingangsspannung einer Windung .....	[V]
$U_{end}$	Endwert der Spannungsskala in X2C <sup>®</sup> .....	[V]
$U_m$	Gemessene Spannung .....	[V]
$U_{max}$	Maximale Ausgangsspannung des Inverters .....	[V]
$U_{ZK}$	Zwischenkreisspannung .....	[V]
$v$	Geschwindigkeit des Läufers .....	$[\frac{m}{s}]$
$\hat{v}$	Geschwindigkeitsamplitude des Läufers .....	$[\frac{m}{s}]$
$V$	Momentanenergie des Läufers .....	[J]
$V_{kin}$	Kinetische Energie des Läufers .....	[J]
$V_{pot}$	Potentielle Energie des Läufers .....	[J]
$V_{ref}$	Referenzenergie des Läufers .....	[J]
$x$	Position des Läufers .....	[m]

$\dot{x}$	Geschwindigkeit des Läufers.....	$[\frac{m}{s}]$
$\ddot{x}$	Beschleunigung des Läufers.....	$[\frac{m}{s^2}]$
$\hat{x}$	Positionsamplitude des Läufers.....	[m]
$\hat{x}_N$	Nennamplitude der Läuferposition.....	[m]
$\hat{x}_{ref}$	Referenzamplitude der Läuferposition.....	[m]

## Griechische Buchstaben

Symbol	Bedeutung	Einheit
$\alpha_{T,Cu}$	Widerstands-Temperaturkoeffizient von Kupfer.....	$[\frac{1}{K}]$
$\Delta p$	Druckdifferenz der Pumpe.....	[bar]
$\Delta W_{V,Hys}$	Quasistatischer mechanischer Energieverlust pro Periode.....	[J]
$\Delta W_{V,Hys,dyn}$	Dynamischer mechanischer Energieverlust pro Periode.....	[J]
$\theta_A$	Magnetische Durchflutung der Aktuatorspulen.....	[Awdg]
$\kappa$	Ein-Ausgangs-Verstärkungsfaktor.....	$[\frac{m}{V}]$
$\mu_A$	Wirkungsgrad des Aktuators.....	[-]
$\mu_{hm}$	Hydromechanischer Wirkungsgrad.....	[-]
$\mu_{hm,hyd}$	Hydromechanischer und hydraulischer Wirkungsgrad.....	[-]
$\mu_{hyd}$	Hydraulischer Wirkungsgrad.....	[-]
$\mu_{tot}$	Gesamtwirkungsgrad.....	[-]
$\rho$	Massendichte.....	$[\frac{kg}{m^3}]$
$\sigma$	Elektrische Leitfähigkeit.....	$[\frac{S}{m}]$
$\sigma_{Cu}$	Elektrische Leitfähigkeit von Kupfer.....	$[\frac{S}{m}]$
$\phi_{x,F}$	Phasenwinkel zwischen Position und Aktuatorkraft.....	[rad]
$\Phi_A$	Magnetischer Fluss des Aktuators.....	[Wb]
$\Phi_{PM}$	Magnetischer Fluss der Permanentmagnete.....	[Wb]
$\Psi_A$	Verketteter magnetischer Fluss des Aktuators.....	[Wb]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit des Oszillators.....	$[\frac{rad}{s}]$
$\omega_0$	Grenzfrequenz des ungedämpften Oszillators.....	$[\frac{rad}{s}]$
$\omega_D$	Resonanzfrequenz des gedämpften Oszillators.....	$[\frac{rad}{s}]$

# Literaturverzeichnis

- [1] F. Poltschak, „A High Efficient Linear Motor for Compressor Applications,” in *International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion*, 2014, S. 1356–1361.
- [2] D. Rafetseder, „High Performance Linear Actuator Driving a Free Piston Compressor,” Dissertation, Johannes Kepler Universität, Linz, April 2020.
- [3] E. Leati, „Design of an electromagnetically actuated high frequency oscillation pump,” Dissertation, Johannes Kepler Universität, Linz, Februar 2016.
- [4] G.-B. Stan, „Global analysis and synthesis of oscillations: a dissipativity approach,” Dissertation, Université de Liège, Liège, 2005.
- [5] M. Stork, „Energy feedback used for oscillators control,” *Nonlinear Dynamics*, Vol. 85, Nr. 2, S. 871–879, 2016.
- [6] M. Sun, X. Ouyang, J. Mattila, H. Yang, und G. Hou, „One Novel Hydraulic Actuating System for the Lower-Body Exoskeleton,” *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 34, Nr. 1, 2021.
- [7] K. Feigl, „Being tested: Audi production tests exoskeletons for overhead tasks,” 2019. [Online]. Zugriff: <https://www.audi-mediacyber.com/en/press-releases/being-tested-audi-production-tests-exoskeletons-for-overhead-tasks-12421/download>. Letzter Zugriff am: 04.01.2022
- [8] S. M. Siedl und M. Mara, „Exoskeleton acceptance and its relationship to self-efficacy enhancement, perceived usefulness, and physical relief: A field study among logistics workers,” *Wearable Technologies*, Vol. 2, 2021.
- [9] „X2C®: Model-based development and code generation of real time control for microprocessors.” [Online]. Zugriff: <https://x2c.lcm.at/>.” Letzter Zugriff am: 22.09.2022
- [10] W. Eifler, E. Schlücker, U. Spicher, und G. Will, *Küttner Kolbenmaschinen: Kolbenpumpen, Kolbenverdichter, Brennkraftmaschinen*, 7. Aufl., Serie Studium. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009.
- [11] H. Irretier, *Grundlagen der Schwingungstechnik 1: Kinematik, Modellbildung, Systeme mit einem Freiheitsgrad*, 6. Aufl. Vieweg+Teubner Verlag, 2006.
- [12] E. Lukachev, „Slider suspension concept for the HFOP-II linear actuator utilizing 'ring' springs,” JKU HOERBIGER Research Institute for Smart Actuators, Tech. Rep., 2018.
- [13] P. Pahud und M. Del Pedro, *Vibration Mechanics: Linear Discrete Systems*. Dordrecht: Springer Science+Business Media, 1991.

- [14] POSIC, „Linear Incremental Encoder Kit: ID1102L-DS-V2D Datenblatt,” 2020. [Online]. Zugriff: <https://www.posic.com/media/productattach/i/d/id1102l-linear-encoder-kit.pdf>. Letzter Zugriff am: 14.07.2022
- [15] E. E. Rodríguez und G. A. Gesnouin, „Effective Mass of an Oscillating Spring,” *The Physics Teacher*, Vol. 45, Nr. 2, S. 100–103, 2007.
- [16] F. Fiorillo, *Measurement and Characterization of Magnetic Materials*, Serie Elsevier Series in Electromagnetism. Elsevier Science, 2004.
- [17] „Somaloy<sup>®</sup> Prototyping Material, SPM.” [Online]. Zugriff: [https://www.hoganas.com/globalassets/download-media/sharepoint/brochures-and-datasheets---all-documents/somaloy\\_prototyping-material\\_1334hog.pdf](https://www.hoganas.com/globalassets/download-media/sharepoint/brochures-and-datasheets---all-documents/somaloy_prototyping-material_1334hog.pdf). Letzter Zugriff am: 28.09.2022
- [18] P. Beater, *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1999.
- [19] A. Malas und S. Chatterjee, „Generating self-excited oscillation in a class of mechanical systems by relay-feedback,” *Nonlinear Dynamics*, Vol. 76, Nr. 2, S. 1253–1269, 2014.
- [20] C. Della Santina, D. Lakatos, A. Bicchi, und A. Albu-Schäeffler, „Using Nonlinear Normal Modes for Execution of Efficient Cyclic Motions in Articulated Soft Robots,” in *Experimental Robotics*, 2021, Vol. 19, S. 566–575.
- [21] M. van Dijk, „Analysis and control of nonlinear oscillators,” University of Twente, Tech. Rep., 2007.
- [22] A. Ghaffari, M. Tomizuka, und R. A. Soltan, „The stability of limit cycles in nonlinear systems,” *Nonlinear Dynamics*, Vol. 56, Nr. 3, S. 269–275, 2009.
- [23] R. Sepulchre, *Constructive nonlinear control*, Serie Communications and control engineering series. Springer, 1997.
- [24] A. Kugi, „Nichtlineare Systeme I - SS 2021,” Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, TU Wien, 2021.
- [25] J. C. Willems, „Dissipative dynamical systems part I: General theory,” *Archive for Rational Mechanics and Analysis*, Vol. 45, Nr. 5, S. 321–351, Jan 1972.
- [26] X. Gan, H. Wang, R. Yuan, und P. Ao, „A New Criterion Beyond Divergence for Determining the Dissipation of a System: Dissipative Power,” *Frontiers in Physics*, Vol. 9, 2021.
- [27] F. Auger, Z. Boulbair, und F. Miqueau, „Estimation par maximum de vraisemblance de la dérivée d’un signal bruité. Application à la caractérisation de vérins pneumatiques,” *19<sup>o</sup> Colloque sur le traitement du signal et des images*, S. 758–761, 2003.
- [28] B. Manhartgruber und R. Haas, „hydroLib3 - hydraulics library for Simulink User’s Guide,” JKU Institut für Maschinenlehre und Hydraulische Antriebstechnik, Linz, Tech. Rep., 2011.
- [29] L. Righetti, J. Buchli, und A. J. Ijspeert, „Dynamic Hebbian learning in adaptive frequency oscillators,” *Physica D: Nonlinear Phenomena*, Vol. 216, Nr. 2, S. 269–281, 2006.
- [30] —, „Slow-fast Dynamics of Strongly Coupled Adaptive Frequency Oscillators,” *SIAM Journal on Applied Dynamical Systems*, Vol. 20, Nr. 4, S. 1985–2012, 2021.

- 
- [31] T. Nachstedt, C. Tetzlaff, und P. Manoonpong, „Fast Dynamical Coupling Enhances Frequency Adaptation of Oscillators for Robotic Locomotion Control,” *Frontiers in neurorobotics*, Vol. 11, S. 14, 2017.
- [32] A. Ahmadi, E. Mangieri, K. Maharatna, S. Dasmahapatra, und M. Zvolinski, „On the VLSI Implementation of Adaptive-Frequency Hopf Oscillator,” *IEEE Transactions on Circuits and Systems I: Regular Papers*, Vol. 58, Nr. 5, S. 1076–1088, 2011.
- [33] O. Sprangers, R. Babuška, S. P. Nagesh Rao, und G. A. D. Lopes, „Reinforcement learning for port-hamiltonian systems,” *IEEE transactions on cybernetics*, Vol. 45, Nr. 5, S. 1003–1013, 2015.