

Schriftenreihe des Fachgebiets  
für Mechatronik mit dem Schwerpunkt  
Fahrzeuge 20/01



Helene Wintersperger

Schnell schaltende Kupplung  
zur Realisierung eines  
mechanischen Tiefsetzstellers



UNIVERSITÄT KASSEL

kassel  
university



press

**Schriftenreihe des Fachgebiets  
für Mechatronik mit dem Schwerpunkt Fahrzeuge**  
Band 20 / 01



Herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Michael Fister



Helene Wintersperger

**Schnell schaltende Kupplung zur  
Realisierung eines mechanischen  
Tiefsetzstellers**

Die vorliegende Arbeit wurde vom Fachbereich Maschinenbau der Universität Kassel als Dissertation zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) angenommen.

Erster Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Michael Fister  
Zweiter Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Adrian Rienäcker

Tag der mündlichen Prüfung

28. November 2019



Diese Veröffentlichung – ausgenommen Zitate und anderweitig gekennzeichnete Teile – ist unter der Creative-Commons-Lizenz Namensnennung - Weitergabe unter gleichen Bedingungen International (CC BY-SA 4.0: <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.de>) lizenziert.

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek  
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar

Zugl.: Kassel, Univ., Diss. 2019  
ISBN 978-3-7376-0886-2  
DOI: <https://dx.doi.org/doi:10.17170/kobra-202008051526>

© 2020, kassel university press, Kassel  
<http://kup.uni-kassel.de>

Printed in Germany

## Danksagung

Die vorliegende Dissertation ist während meiner Tätigkeit am Fachgebiet Mechatronik mit dem Schwerpunkt Fahrzeuge entstanden.

Zuerst möchte ich meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Fister für die umfangreiche Unterstützung und wissenschaftliche Betreuung während meines Promotionsvorhabens sowie die lehrreichen und interessanten vergangenen fünf Jahre am Fachgebiet herzlich danken.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Adrian Rienäcker möchte ich für die Übernahme des Zweitgutachtens danken. Mein Dank gilt auch dem Fachgebiet von Herrn Professor Rienäcker, das mich bereits während der Bearbeitung des Promotionsvorhabens beim Prüfstandsaufbau unterstützte.

Herrn Dr.-Ing. Christian Spieker danke ich für die vielen interessanten Diskussionen, durch die ich gerade im Bereich Regelungstechnik mein Fachwissen sehr erweitern konnte. Sowie für die kontinuierliche Unterstützung bis zur Verschriftlichung, ohne die wäre die Arbeit nicht diejenige geworden, die sie heute ist.

Mein herzlicher Dank gilt auch meinen Kollegen, die mich während dieser Zeit begleitet haben und immer ein offenes Ohr für Fragen hatten.

Insbesondere möchte ich mich bei Herrn Erhard Schäfer und Herrn Thorsten Konnopka für die Unterstützung beim Aufbau des Prüfstandes bedanken. Außerdem möchte ich mich bei Herrn Björn Bartholmai bedanken, der maßgeblich zur Themenfindung dieser Dissertation beigetragen hat und mir mit hilfreichen Ideen bei der Umsetzung zur Seite stand. Herrn Christian Riehm danke ich für die vielen anregenden Diskussionen bei der Verschriftlichung dieser Arbeit.

Ein besonderer Dank gilt auch Herrn Matthias Burg für den interessanten fachlichen Austausch und seine Unterstützung über die gesamte Dauer des Promotionsvorhabens.

Meiner Schwester Karen Wintersperger und Eltern Gitta und Reinhard Wintersperger, die mich auf meinem Weg begleitet haben und mir stets motivierend zur Seite standen danke ebenfalls.



## Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird die Realisierung eines mechanischen Tiefsetzstellers in Form eines Prototyps vorgestellt. Neben einer simulativen Untersuchung des Konzeptes erfolgt die Erprobung am Prüfstand.

Die Entwicklung dieser Topologie ist aus den hohen Reibungsverlusten in der Kupplung bei Drehzahlwandlung und Synchronisation motiviert. Um diese zu vermeiden, wird ein Blick auf den leistungselektronischen Ansatz des „Wandelns durch Schalten“ geworfen. Dieser ermöglicht eine nahezu verlustfreie Transformation einer transienten elektrischen Eingangsgröße in eine Ausgangsgröße mit anderem Niveau. Die vorliegende Arbeit untersucht die Anwendbarkeit dieses Ansatzes auf den mechanischen Aufbau. Es wird gezeigt, dass sich die elektrische Schaltung des Tiefsetzstellers mechanisch umsetzen lässt.

Der Prototyp ermöglicht zum einen, in Analogie zu seinem elektrischen Vorbild, die Einstellung einer konstanten Lastdrehzahl abhängig vom Tastgrad des gepulsten Anpresskraftverlaufes der Kupplung. Zum anderen kann die Umsetzung eines Synchronisationsvorgangs von Eingangs- und Lastdrehzahl erfolgreich am Prüfstand demonstriert werden.

Für die Entwicklung wird zunächst ein Mehrkörpersimulationsmodell in Matlab/Simulink aufgebaut. Das Modell liefert den funktionalen Nachweis des Konzeptes und bildet die Basis für den Konstruktionsprozess des Prototyps. Eine Herausforderung bei der technischen Realisierung stellt die Regelung des gepulsten Anpresskraftverlaufes der Kupplung dar. Zur Umsetzung wird das zyklische Regelungsverfahren des „Repetitive Control“ verwendet, um ein geeignetes Steuersignal für den hydraulischen Kupplungsaktor abzuleiten.





## Abstract

Power electronic circuits can be found in a variety of electrical and mechatronic systems: from simple everyday applications such as a cell phone charger to electric traction drives.

In these systems, the "change by switching" approach enables a virtually loss-free transformation of a transient electrical input variable into an output variable of a different level. The present work investigates the applicability of this approach to the mechanical design. For this purpose, the analogies between the differential equations are used to describe mechanical and electrical energy stores. It is shown that the electrical circuitry of the buck converter can be converted mechanically.

The mechanical buck converter is realized in a first a prototype.

The development of this topology is motivated by the high friction losses in the clutch during speed conversion and synchronization. The mechanical buck converter is to combine the function of a classic friction clutch with the advantages of a continuously variable transmission

On the one hand, the prototype enables, in analogy to its electrical model, the setting of a constant load speed depending on the degree of duty of the pulsed contact pressure curve of the clutch. On the other hand, the implementation of a synchronization process of input and load speed can be successfully demonstrated on the test bench.

For the development, a multi-body simulation model is first built in Matlab/Simulink. The model provides the functional proof of the concept and forms the basis for the design process of the prototype. The thesis presents the approaches and procedures in modeling and construction of the novel system. Besides a simulative examination of the concept, the identification of the subsystems on the test bench as well as the testing of the overall system is presented.

The control of the pulsed or pulse-width modulated contact pressure curve of the clutch represents a challenge in the technical realization. For implementation, the cyclical control method of "repetitive control" is used to derive a suitable control signal for the hydraulic clutch actuator.



## Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen .....	xiii
1 Einleitung .....	1
2 Grundlagen .....	3
2.1 Kupplungen .....	3
2.2 Funktion der schaltbaren Reibkupplung .....	3
2.3 Reibungsverluste in der Kupplung .....	5
2.4 Tiefsetzsteller .....	8
2.5 Analogien zwischen Mechanik und Elektrotechnik .....	14
3 Ansatz und Ziel der Arbeit .....	17
3.1 Funktion des mechanischen Tiefsetzstellers .....	19
3.2 Stand der Forschung .....	22
4 Auslegung und Konstruktion .....	29
4.1 Vorauslegung des mechanischen Tiefsetzstellers .....	31
4.2 Feder und Masse .....	33
4.3 Aktor .....	38
4.3.1 Auswahl des Aktors .....	38
4.3.2 Modellbildung Hydraulik .....	40
4.4 Kupplung .....	44
4.4.1 Auswahl der Kupplung .....	44
4.4.2 Stellzylinder .....	46
4.4.3 Modell Kupplung .....	48
4.5 Freilauf .....	51
4.6 Verbindungswelle .....	52
4.7 Gesamtaufbau .....	53
4.8 Simulationsergebnisse .....	54
4.8.1 Funktion als Tiefsetzsteller .....	55

4.8.2	Anfahrvorgang .....	63
5	Untersuchung des mechanischen Tiefpassfilters .....	65
5.1	Vorgehen .....	66
5.2	Messungen .....	66
5.3	Validierung der Simulation durch Messungen .....	69
6	Regelung der Anpresskraft .....	72
6.1	Prüfaufbau .....	73
6.1.1	Einbau der Kupplung .....	76
6.2	Regelungsansatz Repetitive Control .....	77
6.2.1	Identifikation der Regelstrecke .....	80
6.3	Messungen und Umsetzung .....	82
7	Funktion am Prüfstand .....	87
7.1	Aufbau .....	87
7.2	Messungen .....	89
7.2.1	Allgemeiner Versuchsablauf .....	89
7.2.2	Anpresskraftverlauf .....	92
7.2.3	Funktionsweise als Tiefsetzsteller .....	98
7.2.4	Synchronisation .....	101
8	Fazit und Ausblick .....	109
	Literaturverzeichnis .....	115
	Anhang .....	121
A.	Bilder .....	121
B.	Tabellen .....	127
	Abbildungen .....	128
	Tabellen .....	132

## Formelzeichen und Abkürzungen

### Lateinische Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
$a$	$mm$	Reibspalthöhe
$A$	-	Amplitude einer Schwingung
$A_{Kolben}$	$mm^2$	Fläche des Stellkolbens
$A_{reib}$	$cm$	Wirksame Reibfläche der Kupplung
$b$	$mm$	Breite des Federbandes
$D$	-	Tastgrad
$d$	$\frac{Nm}{rads}$	Dämpfungsgrad
$d_p$	$\frac{Nm}{rads}$	Dämpfungsgrad, dynamischer Reibungskoeffizient des Reibmodell des Prüfstandes
$d_v$	$\frac{Nm}{rads}$	Dämpfungsgrad der Übertragungsfunktion des Ventils
$C$	$F$	Kapazität des Kondensators

## Formelzeichen und Abkürzungen

---

$c_F$	$\frac{Nm}{rad}$	Federkonstante der Spiralfedern
$c_{frei}$	$\frac{Nm}{rad}$	Federkonstante des Freilaufes
$C_H$	$\frac{l}{bar}$	Hydraulische Kapazität
$c_{rück}$	$\frac{Nm}{rad}$	Federkonstante der Blattfedern
$E$	$Pa$	E-Modul
$E_{mot}$	$Ws$	Vom Motor verrichtete Arbeit
$E_V$	$Ws$	Reibarbeit der Kupplung
$E_{aus}$	$Ws$	Arbeit der Lastmaschine
$E_{ein}$	$Ws$	Antriebsarbeit
$E_{öl}$	$Pa$	Kompressionsmodul des Öls
$E_{sys}$	$Ws$	Kinetische Energie
$f_{CFJ}$	$\frac{rad}{s}$	Eigenfrequenz Feder-Masse-Element
$f_{LC}$	$\frac{rad}{s}$	Eigenfrequenz L-C-Schwingkreis
$f_s$	$Hz$	Schaltfrequenz
$F$	$N$	Kraft
$F_{Druck}$	$N$	Aus dem Druck im Stellzylinder resultierte Druckkraft
$F_N$	$N$	Anpresskraft
$F_{Reib}$	$N$	Reibkraft im Stellzylinder
$F_{Rück}$	$N$	Rückstellende Kraft der Blattfedern
$F_T$	$N$	Trägheitskraft der Masse, die vom hydraulischen Aktor bewegt wird
$g_k$	-	Verstärkungsparameter des zyklischen Kompensators

$h$	$mm$	Dicke des Federbandes
$I$	$A$	Strom
$i$	$A$	Momentanwert des Stroms
$I_A$	$A$	Eingangsstrom
$i_c$	$A$	Momentanwert des Stroms im Kondensator
$i_L$	$A$	Momentanwert des Stroms in der Induktivität
$\Delta i_{L,ripp}$	$A$	Höhe des Stromrippels
$i_{L,soll}$	$A$	Sollhöhe des Stromrippels
$J$	$kgm^2$	Massenträgheitsmoment
$J_1$	$kgm^2$	Massenträgheitsmoment des Feder-Masse-Elementes
$J_L$	$kgm^2$	Massenträgheitsmoment der Last
$J_P$	$kgm^2$	Massenträgheitsmoment der Kupplungsprimärseite
$J_S$	$kgm^2$	Massenträgheitsmoment der Kupplungssekundärseite
$J_G$	$kgm^2$	Gesamträgheitsmoment des Prüfstandes
$L$	$H$	Induktivität
$l$	$mm$	Länge des Federbande
$L_{min}$	$H$	Mindeshöhe der Induktivität der Spule
$\Delta l_1$	$mm$	Lüftspalt zwischen Reibscheibe und Anpressplatte
$\Delta l_2$	$mm$	Lüftspalt zwischen Reibscheibe und Schwungrad
$m$	$kg$	Masse
$M$	$Nm$	Drehmoment
$M_{Freilauf}$	$Nm$	Drehmoment, das vom Freilauf übertragen wird



## Formelzeichen und Abkürzungen

---

$M_K$	$Nm$	Kupplungsmoment
$M_1$	$Nm$	Antriebsmoment
$M_2$	$Nm$	Lastmoment
$M_{Feder}$	$Nm$	Drehmoment der Feder
$M_{FM}$	$Nm$	Rückwirkendes Drehmoment des Feder-Masse-Elements
$M_L$	$Nm$	Lastmoment, allgemein
$\Delta M_{ripp}$	$Nm$	Höhe der Drehmomentrippel
$M_{RK}$	$Nm$	Konstanter Reibungsmomentanteil Prüfaufbau
$M_{S1}$	$Nm$	Schnittmoment zwischen Antriebsmaschine und Prüfling
$M_{S2}$	$Nm$	Schnittmoment zwischen Lastmaschine und Prüfling
$n_1$	$\frac{U}{min}$	Eingangsdrehzahl
$n_2$	$\frac{U}{min}$	Drehzahl der Kupplungssekundärseite
$N$	-	Anzahl an Datenpunkten
$P$	$W$	Leistung
$P_1$	$W$	Eingangsleistung
$P_2$	$W$	Ausgangsleistung
$\Delta p$	$bar$	Differenzdruck
$p_A$	$bar$	Druck in der Leitung A
$p_{ist}$	$bar$	Momentandruck
$p_P$	$bar$	Druck in der Zuleitung P
$p_T$	$bar$	Druck in der Rückführleitung T zum Tank

$P_V$	$W$	Verlustleistung
$r_m$	$m$	Mittlerer Reibradius
$r_a$	$m$	Äußerer Radius Reibfläche
$r_i$	$m$	Innerer Radius Reibfläche
$Q$	$As$	Elektrische Ladung
$\Delta Q$	$As$	Änderung der elektrischen Ladung im Kondensator
$q_{zu}$	$\frac{Ws}{cm^2}$	spezifische Wärmearbeit
$Q_{ist}$	$\frac{l}{min}$	Tatsächlicher Volumenstrom
$Q_{max}$	$\frac{l}{min}$	Maximaler Volumenstrom des Servoventil
$Q_{soll}$	$\frac{l}{min}$	Soll-Volumenstrom
$R$	$\Omega$	Elektrischer Widerstand
$R_L$	$\Omega$	Lastwiderstand
$s$	$\frac{rad}{s}$	komplexer Frequenzparameter
$s_k$	-	Schlupf
$s_H$	%	Prozentuale Position des Steuerkolbens im Ventil
$t$	$s$	Zeit
$T$	$s$	Periodendauer eines Schaltzyklus
$t_0$	$s$	Startzeit des Synchronisationsvorgang
$t_{ein}$	$s$	Zeitdauer, in der der Schalter geschlossen ist
$t_{aus}$	$s$	Zeitdauer, in der der Schalter geöffnet ist
$t_{syn}$	$s$	Dauer des Synchronisationsvorgangs
$U$	$V$	Spannung

$u$	$V$	Momentanwert der Spannung
$U_A$	$V$	Ausgangsspannung
$u_C$	$V$	Momentanwert der Spannung über dem Kondensator
$U_E$	$V$	Eingangsspannung
$U_{H,soll}$	$V$	Steuerspannung des Servoventil
$u_L$	$V$	Momentanwert der Spannung der Spule
$u_{ripp}$	$V$	Höhe des Spannungsrippels
$U_{Sägezahn}$	$V$	Sägezahn Spannung zur Erzeugung eines PWM-Signals
$U_{Steuer}$	$V$	Steuerspannung des Schalters
$v$	$\frac{km}{h}$	Fahrzeuggeschwindigkeit
$V_0$	$l$	Ausgangsvolumen der hydraulischen Strecke (Zuleitung und Stellzylinder)
$y_k$	-	Zyklischer Sollwert
$z$	-	Anzahl der Reibflächen

### Griechische Formelzeichen

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Benennung</b>
$\delta$	-	Dämpfungsgrad
$\mu(t)$	-	Reibwertkoeffizient
$\eta_{TS}$	-	Wirkungsgrad des mechanischen Tiefsetzstellers
$\varphi$	$rad$	Verdrehwinkel der Feder
$\varphi_{Frei}$	$rad$	Eindrehwinkel des Freilaufes

$\omega$	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeit
$\omega_1$	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeit des Antriebs
$\omega_2$	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeit der Kupplungssekundärseite
$\omega_3$	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeit der Last
$\Delta\omega$	$\frac{rad}{s}$	Winkelgeschwindigkeitsdifferenz der Kupplung
$\Delta\omega_{ripp}$	$\frac{rad}{s}$	Höhe der Drehzahlrippe
$\omega_V$	$\frac{rad}{s}$	Eigenfrequenz des PT2-Glieds der Ventil-Übertragungsfunktion

## Abkürzungen

Zeichen	Bezeichnung
CAD	computer-aided design
IGBT	Bipolartransistor mit isolierter Gate-Elektrode, englisch: insulated-gate bipolar transistor,
KFZ	Kraftfahrzeug
PWM	Puls-weiten-modulation
VATs	Virtueller Antriebsstrang
VDI	Verein Deutscher Ingenieure



# 1 Einleitung

Die schaltbare Reibkupplung ist eines der zentralen Elemente in der Antriebstechnik. Sie dient zum Verbinden und Trennen des Leistungsflusses zwischen zwei Aggregaten, wie beispielsweise beim Anlaufen von Werkzeugmaschinen, in der Pumpen- und Fördertechnik oder bei aktuellen Hybridfahrzeugen zwischen den beiden Antriebskomponenten. Eine weitere Aufgabe der Kupplung ist die Übertragung von Leistung in Form von Drehzahl und Drehmoment. Außerdem ermöglicht sie sowohl die Drehzahlsynchronisation zweier rotierender Wellen als auch die Wandlung der Drehzahl zwischen den Wellen, wie es im Anfahrvorgang eines Kraftfahrzeuges (KFZ) mit klassischer Reibkupplung genutzt wird. Bei der Synchronisation und Drehzahlwandlung entstehen prinzipbedingt hohe Reibungsverluste.

Ein Blick auf die Leistungselektronik zeigt einen anderen Ansatz zur verlustarmen dynamischen Wandlung transientser Größen durch die zu Grunde liegende Idee des „Wandelns durch Schalten“.

Dieses Konzept der gepulsten Energieübertragung wurde auch in mechanischen oder mechatronischen Anwendungen untersucht ([1] [22]) und zeigte dort ein vielseitiges Potential.

Mit Hilfe der Analogien zwischen mechanischen und elektrischen Systemen wird im Rahmen dieser Arbeit aus einer leistungselektronischen Schaltung eine Erweiterung der klassischen Reibkupplung abgeleitet. Dieser „mechanische Tiefsetzsteller“ soll in Anlehnung an sein elektrisches

Äquivalent die dynamische Wandlung von Drehzahlen ermöglichen. Eine spezielle Form der Drehzahlwandlung stellt dabei der Synchronisationsvorgang beim Anfahren eines KFZ dar. Es wird untersucht, inwieweit sich mit Hilfe des Konzepts der gepulsten Energieübertragung die Reibungsverluste im Anfahrvorgang reduzieren lassen.

Ziel der Arbeit ist der Aufbau und die Erprobung eines Prototyps des mechanischen Tiefsetzstellers am Prüfstand. Die Größenordnung des Prototyps orientiert sich an einem Kleinwagen. Im Rahmen der Arbeit wird die Übertragbarkeit der elektrischen Schaltung auf ein mechanisches System gezeigt. Außerdem werden die neuartigen Herausforderungen untersucht, die sich aus dem Ansatz der gepulsten Energieübertragung ergeben. Insbesondere beeinflusst die Kupplung als zentrales Element des mechanischen Tiefsetzstellers dessen dynamisches Verhalten und Verluste, sodass besondere Anforderungen an die Kupplungsbetätigung und -konstruktion gestellt werden.

## **2 Grundlagen**

### **2.1 Kupplungen**

Der Begriff der Kupplung ist weit gefasst. Das Spektrum reicht vom starren Verbindungselement zweier Wellen bis zur nasslaufenden Lamellenkupplung in modernen KFZ-Antriebssträngen. Die VDI-Richtlinie 2240 [2] zeigt eine detaillierte Klassifizierung der verschiedenen Arten und Anwendungsfälle. In der vorliegenden Arbeit wird die fremdbetätigte lastschaltende Reibkupplung betrachtet. Diese ermöglichen eine Verbindung und Drehzahlsynchronisation zweier rotierender Wellen unter Last. Diese Kupplungen werden zudem nach ihrer Betätigungsart in hydraulische, mechanische, pneumatische oder elektromechanische Kupplungen unterschieden. Darüber hinaus wird zwischen trocken und in Öl nasslaufenden Kupplungen differenziert. Die allgemeine Wirkungsweise und Funktion sind unabhängig von der Art der Kupplung und des Betätigungsmechanismus [3].

### **2.2 Funktion der schaltbaren Reibkupplung**

Auf Basis des in Abbildung 2-1 dargestellten Schemas werden im Folgenden die wichtigsten Größen und die grundlegende Funktion erläutert. In der Modellbildung kann die Kupplung grundsätzlich als strukturumschaltendes System mit drei Zuständen aufgefasst werden: Im geschlossenen „Haftreibungszustand“ sind die Drehzahlen  $n_1$ ,  $n_2$  sowie die



Drehmomente  $M_1$  und  $M_2$  gleich. Das maximal übertragbare Drehmoment wird durch das Kupplungsmoment  $M_K$  begrenzt. Wird dieses überschritten bricht die Kupplung los und geht in den Gleitreibungszustand, auch „Schlupfzustand“ genannt, über. Im Schlupfzustand wird das Kupplungsmoment  $M_K$  übertragen.

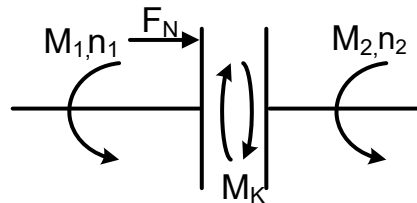


Abbildung 2-1: Schema Kupplung

Das Eingangsmoment  $M_1$  und das Ausgangsmoment  $M_2$  der Kupplung sind gleich. Wird eine statische Drehmomentbilanz gezogen, gilt zudem

$$|M_1| = |M_2| = |M_K| \quad (2.1)$$

Das Kupplungsmoment  $M_K$  kann auch als ein auf beide Kupplungsseiten wirkendes Schnittmoment aufgefasst werden [4].

Die Antriebsdrehzahl  $n_1$  und die Abtriebsdrehzahl  $n_2$  der Kupplung ergeben sich aus der Drehmomentbilanz der jeweiligen Seite. Die ggf. daraus resultierende Drehzahldifferenz wird als Schlupf  $s_K$  bezeichnet. Es gilt

$$s_K = \frac{n_1 - n_2}{n_1}. \quad (2.2)$$

Beim letzten Zustand gilt die Kupplung als vollständig geöffnet. Es wird kein Drehmoment übertragen, die Drehzahlen werden vom dynamischen Verhalten der Antriebs- und Abtriebsseite geprägt.

Das Kupplungsmoment  $M_K$  ergibt sich nach Formel (2.3) aus dem mittleren Reibradius  $r_m$  der Reibflächen, der Anzahl der Reibflächen  $z$  und den transienten Größen der Anpresskraft  $F_N$  und des Reibwertes  $\mu(t)$ .

$$M_K = \mu(t) \cdot F_N(t) \cdot r_m \cdot z \quad (2.3)$$

Die Anpresskraft  $F_N(t)$  kann als Eingangsgröße der Kupplung aufgefasst werden. Sie wird von einem externen Betätigungsmechanismus erzeugt.

Der mittlere Reibradius  $r_m$  wird nach dem auch von [5] genutzten Ansatz der Energieverteilung zwischen Innen- und Außenfläche bestimmt. Er ergibt sich aus dem inneren  $r_i$  und äußeren Radius  $r_a$  der Reibscheibe:

$$r_m = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2} \quad (2.4)$$

Für eine detaillierte Herleitung des mittleren Radius sei an dieser Stelle auf [5] verwiesen.

Neben der Unterscheidung zwischen Haft- und Gleitreibung spielen beim Reibwert  $\mu(t)$  die Drehzahldifferenz, die Temperatur der Reibflächen, die Anpresskraft, aber auch der Verschleiß sowie, im Falle einer nasslaufenden Kupplung, das Kupplungsöl eine Rolle [3], [5]. Für grundlegende Ansätze zur Modellierung des Reibwertes sei an dieser Stelle auf die Grundlagenliteratur [7] und aktuelle Arbeiten zur Beschreibung des Reibwertverlaufes in der Kupplung ([8], [9], [10]) verwiesen.

## 2.3 Reibungsverluste in der Kupplung

Die Erwärmung der Reibflächen resultiert aus den Reibungsverlusten im Schlupf. Diese werden aus der Leistungsbilanz an der Kupplung hergeleitet. Mit

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (2.5)$$

ergibt sich die Eingangsleistung zu:

$$P_1 = M_k \cdot \omega_1 \quad (2.6)$$

und die Ausgangsleistung zu:

$$P_2 = -M_k \cdot \omega_2. \quad (2.7)$$

Liegt eine Drehzahldifferenz vor (die Kupplung befindet sich folglich im Schlupf), resultiert in der Leistungsbilanz daraus eine Verlustleistung  $P_v$ . Diese wird aus dem auf Antriebs- und Abtriebsseite wirkenden Kupplungsmomentes  $M_k$  wie folgt bestimmt:

$$P_v = -M_k \cdot (\Delta\omega) \quad (2.8)$$

Die Verlustleistung geht in Form von Reibwärme verloren. Die Größenordnung der Reibarbeit soll am Beispiel eines vereinfachten Beschleunigungsvorgangs (Abbildung 2-2) veranschaulicht werden.

Mit Hilfe einer schaltbaren Kupplung soll eine stehende Last mit dem Trägheitsmoment  $J_L$  mit einem drehenden Motor verbunden werden. In diesem Beispiel dreht der Motor mit konstanter Geschwindigkeit  $\omega_1 = \text{const.}$  Zudem wird kein zusätzliches Lastmoment ( $M_2 = 0$ ) angenommen und zur Vereinfachung wird zudem unterstellt, dass das Antriebsmoment des Motors dem Kupplungsmoment  $M_K$  entspricht.

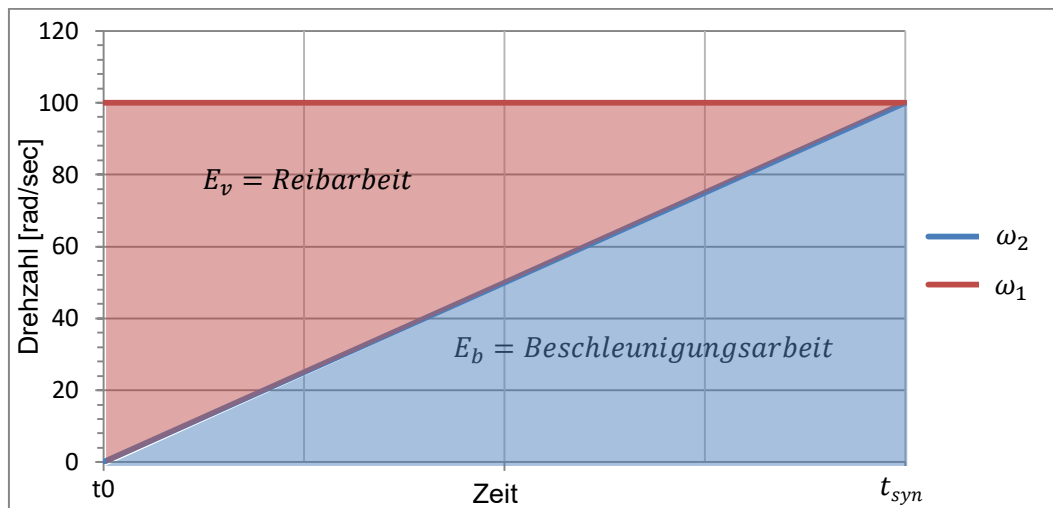


Abbildung 2-2: Vereinfachter Beschleunigungsvorgang

Der Motor verrichtet während des Schlupfvorgangs mit der Dauer  $t_{syn}$  die Arbeit

$$E_{mot} = M_k \cdot \omega_1 \cdot t_{syn} \quad (2.9)$$

Bei einer konstanten Eingangsdrehzahl  $\omega_1$  und unter der Annahme, dass das Antriebsmoment dem Kupplungsmoment entspricht, kann die Schlupfdauer nach [2] wie folgt bestimmt werden:

$$t_{syn} = J_L \cdot \frac{(\omega_1(t_0) - \omega_2(t_0))}{M_K - M_2} \quad (2.10)$$

Mit  $M_2 = 0$  und unter der Annahme, dass die Drehzahl  $\omega_2$  zum Zeitpunkt  $t_0$  wie im Beispiel null ist, ergibt sich die Schlupfzeit

$$t_{syn} = J_L \cdot \frac{\omega_1}{M_K} \quad (2.11)$$

Für die Reibarbeit gilt:

$$E_V = \int_{t_0}^{t_{syn}} P_V(t) dt \quad (2.12)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (2.8) ergibt sich:

$$E_V = \int_{t_0}^{t_{syn}} M_K \cdot (\omega_1(t) - \omega_2(t)) dt. \quad (2.13)$$

Wird für  $\omega_2$  die in Abbildung 2-2 dargestellte Geradengleichung angenommen, so ergibt sich für die Reibarbeit zum Zeitpunkt  $t = t_{syn}$ :

$$E_V = \frac{M_K \cdot \omega_1 \cdot t_{syn}}{2} \quad (2.14)$$

Durch Subtraktion der Reibarbeit von der Motorarbeit (2.9) zeigt sich, dass in diesem vereinfachten Beschleunigungsvorgang 50 % der Gesamtarbeit in Reibungswärme umgewandelt wurde. Diese Reibungsverluste können nicht vermieden werden. Wird nun die Schlupfdauer (2.11) in (2.14) eingesetzt, ergibt sich:

$$E_V = \frac{J_L \cdot \omega_1^2}{2} \quad (2.15)$$

Aus dieser Überlegung wird klar, dass sich die Verluste nur durch eine Reduktion der zu beschleunigenden Trägheit oder der Zieldrehzahl respektive der Differenzdrehzahl verringern lassen.

Wirkt zusätzlich ein Lastmoment  $M_2$ , können die Verluste nach [4] mit (2.17) bestimmt werden.

$$E_V = \frac{J_L \cdot \omega_1^2}{2} \cdot \left( \frac{1}{1 - \frac{M_2}{M_K}} \right) \quad (2.16)$$

In diesem Fall lässt sich der Wärmeeintrag in die Kupplung auch durch eine Erhöhung des Kupplungsmomentes reduzieren. Wie aus (2.10) ersichtlich ist, führt dies zu einer Verkürzung der Schlupfzeit  $t_{s1}$ . Ein schnelles Schalten der Kupplung sorgt nach (2.13) für einen kurzzeitig hohen Wärmeeintrag, zudem ergeben sich hohe Lastspitzen für das nachgelagerte System [11].

### 2.4 Tiefsetzsteller

In diesem Kapitel wird die leistungselektronische Schaltung des Tiefsetzstellers vorgestellt. Die Leistungselektronik befasst sich mit der Wandlung elektrischer Zustandsgrößen (Strom, Spannung, Frequenz) nach dem Prinzip „Wandlung durch Schalten“ [12]. *„Das Prinzip beruht auf der Nutzung gesteuerter Schaltvorgänge und ggf. dem zusätzlichen Einsatz elektrischer Filter“* [12]. Dieser Ansatz wird im Folgenden am Beispiel der Gleichstromstellerschaltung des Tiefsetzstellers näher erläutert.

Gleichstromsteller wandeln die Höhe einer Eingangsgleichspannung in eine andere Ausgangsgleichspannung um. Sie dienen zur Regelung einer konstanten Ausgangsspannung bei variabler Eingangsspannung oder zur Variation der Ausgangsspannung, z. B. zur Drehzahlregelung eines Gleichstrommotors. Der Tiefsetzsteller (auch „Step-down-„ oder „Buck-converter“) gehört zusammen mit dem Hochsetzsteller („Step-up-„ oder „Boost-converter“) zu den Basisschaltungen der Gleichstromsteller [13]. In Theorie und Praxis findet sich eine Reihe weiterer Schaltungen, die eine Erweiterung oder Kombination (z. B. Hochtiefsetzsteller) beider Schaltungen darstellen. Für weitergehende Informationen zum allgemeinen Konzept und zur Einordnung von Gleichstromstellern sei an dieser Stelle auf [12], [14] und [13] verwiesen.

Abbildung 2-3a zeigt die Grundschialtung des Tiefsetzstellers mit einem Schalter S und einer Last R bei gegebener Eingangsspannung  $U_E$  sowie der zu regelnden Ausgangsspannung  $U_A$  [15]. Der Schalter wird abwechselnd für die Dauer  $t_{ein}$  geschlossen und für  $t_{aus}$  geöffnet. Der Spannungsverlauf der sich ergebenden Ausgangsspannung ist in Abbildung 2-3b dargestellt. Bei geschlossenem Schalter liegt als Ausgangsspannung die Spannung  $U_E$  an, bei geöffnetem Schalter ist sie null.

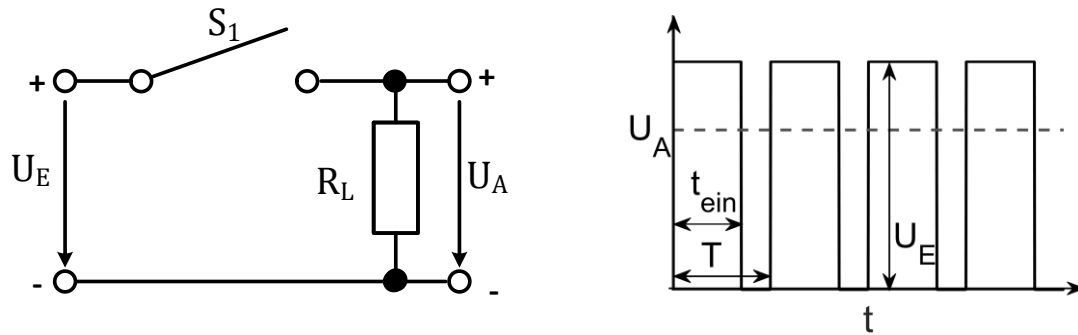


Abbildung 2-3: Grundsaltung Tiefsetzsteller links (a), Spannungsverlauf der Ausgangsspannung rechts (b)

Der Mittelwert von  $U_A$  über eine Periode  $T$  kann über

$$U_A = \frac{t_{ein} \cdot U_E}{T} \quad (2.17)$$

bestimmt werden. Es ist ersichtlich, dass bei konstanter Frequenz  $f_s$  (wobei  $f_s = \frac{1}{T}$ ) durch eine Variation der Zeitspanne  $t_{ein}$  eine mittlere Ausgangsspannung zwischen 0 und  $U_E$  eingestellt werden kann. Dieses Verfahren wird als Pulsweitenmodulation (PWM) bezeichnet. Neben der Schaltfrequenz wird ein pulswertenmoduliertes Signal zudem über seinen Tastgrad  $D$  klassifiziert:

$$D = \frac{t_{ein}}{T} \quad (2.18)$$

Dadurch ergibt sich mit Formel (2.17) folgender linearer Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangsspannung am Tiefsetzsteller:

$$U_A = D \cdot U_E \quad (2.19)$$

Das Steuersignal des Schalters wird üblicherweise durch den Vergleich einer Sägezahnspannung (mit konstanter Periodendauer  $T$ ) mit einer variablen Steuerspannung  $U_{steuer}$  generiert (siehe Abbildung 2-4). Wird beispielsweise  $U_{steuer}$  in Abbildung 2-4 verringert, reduziert sich in gleichem Maße die Zeitdauer  $t_{ein}$ . Durch eine Änderung von  $U_{steuer}$  kann so linear die Pulsweite  $t_{ein}$  und damit die Ausgangsspannung  $U_A$  eingestellt werden.

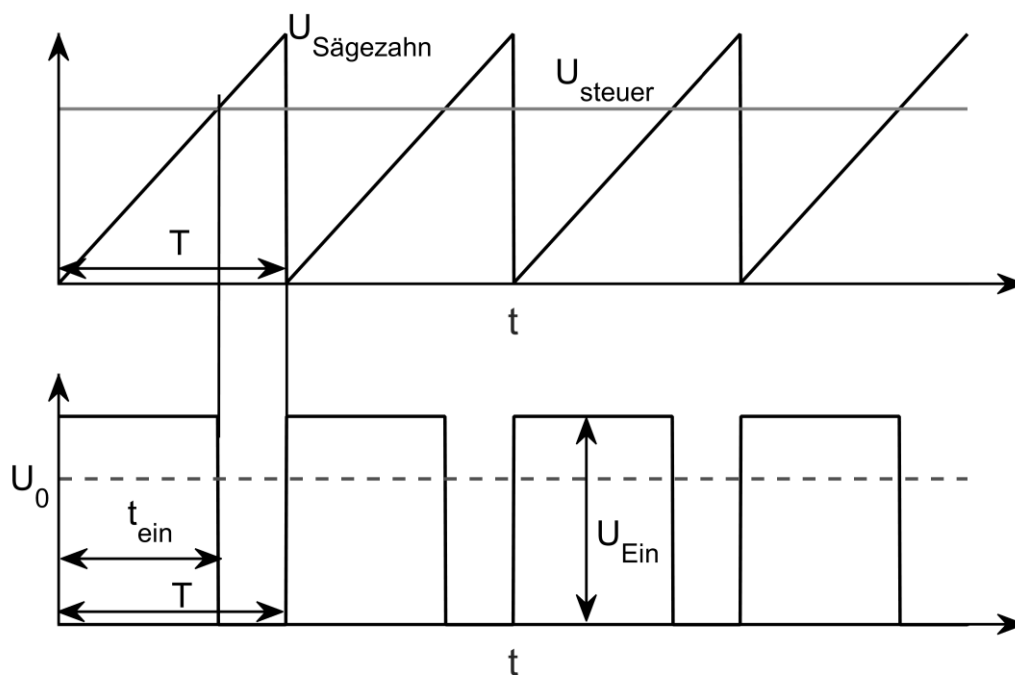


Abbildung 2-4: Grundlegende Spannungsverläufe PWM

Der in Abbildung 2-5 dargestellte Schalter  $S$  steht für einen allgemeinen Halbleiterschalter, der z. B. durch einen bipolaren Transistor oder MOSFET umgesetzt werden kann, oder im Bereich der mittleren und hohen Leistungen durch einen IGBT. Für eine nähere Erläuterung der Funktion von Halbleiterschaltern sei auf [12] verwiesen.

Der in Abbildung 2-4 dargestellte Spannungsverlauf ist für die meisten Anwendungen ungeeignet, daher werden ein  $LC$ -Filter und eine Freilaufdiode  $D_1$  nachgeschaltet (Abbildung 2-5) [15]. Die Induktivität  $L_1$  sorgt zusammen mit der Diode maßgeblich für die Glättung des Stroms. Zur Spannungsglättung wird der Kondensator  $C_1$  verwendet, sodass ein Tiefpass zweiter Ordnung entsteht [12].

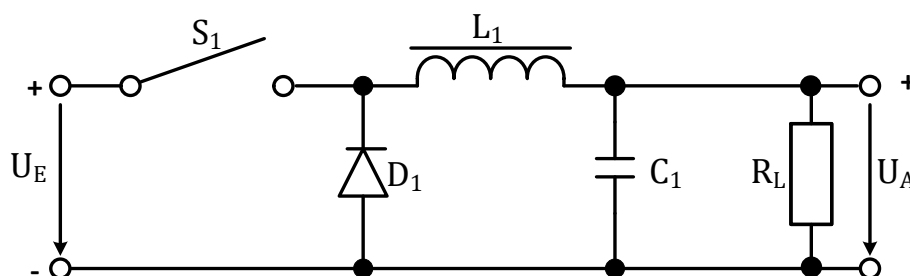


Abbildung 2-5: Schema Tiefsetzsteller

Um eine gute Filterwirkung zu erreichen, sollte bei der Auslegung die Eigenfrequenz des LC-Tiefpassfilters deutlich unterhalb der Schaltfrequenz  $f_s$  liegen. Sie ergibt sich aus:

$$f_{LC} = \frac{1}{2\pi \cdot \sqrt{L \cdot C}} \quad (2.20)$$

### Spannungs- und Stromverläufe

Trotz des Einsatzes des Tiefpassfilters weisen Strom und Spannung eine prinzipbedingte Welligkeit auf. Für die nachfolgende Herleitung der Ursache und Verläufe dienen [15] und [13] als Orientierung.

In Abbildung 2-6 oben links ist der Verlauf der Schalterstellung zu sehen. Darunter ist der Verlauf der Spannung  $u_L$  über der Induktivität  $L_1$  dargestellt (vgl. Abbildung 2-5). Bei geschlossenem Schalter liegt die Differenz der Eingangsspannung  $U_E$  und der Ausgangsspannung  $U_A$  an. In dieser Phase ( $t_{ein}$ ) steigt der Strom wie dargestellt in der Induktivität an. Sein Verlauf ergibt sich aus dem Induktionsgesetz:

$$i_L = \frac{1}{L} \int u_L dt \quad (2.21)$$

Unter der Annahme, dass  $U_A$  und  $U_E$  konstant bleiben, gilt mit dem Anfangsstrom  $I(0)$  zum Zeitpunkt  $t = 0$ :

$$i_L = \frac{U_E - U_A}{L} \cdot t + I(0) \quad (2.22)$$

Bei geöffnetem Schalter ist die Spannung am Eingang, wie oben dargestellt, (Abbildung 2-3b) null. Die Spannung an der Induktivität fällt auf  $u_L = -U_A$ . Der Stromfluss durch die Induktivität wird über die Diode aufrechterhalten. Er wirkt der Kondensatorspannung entgegen und nimmt daher ab, bis der Schalter erneut geschlossen wird. Die Differenz zwischen maximalem und minimalem Stromwert wird als Stromrippel  $\Delta i_{Lripp}$  bezeichnet. Dieser ergibt sich aus (2.22) zu

$$\Delta i_{Lripp} = \frac{U_E - U_A}{L} \cdot t_{ein} \quad (2.23)$$

und lässt sich durch Einsetzen von (2.18) und (2.19) erweitern zu

$$\Delta i_{Lripp} = \frac{U_E \cdot (1 - D) \cdot D \cdot T}{L} \quad (2.24)$$



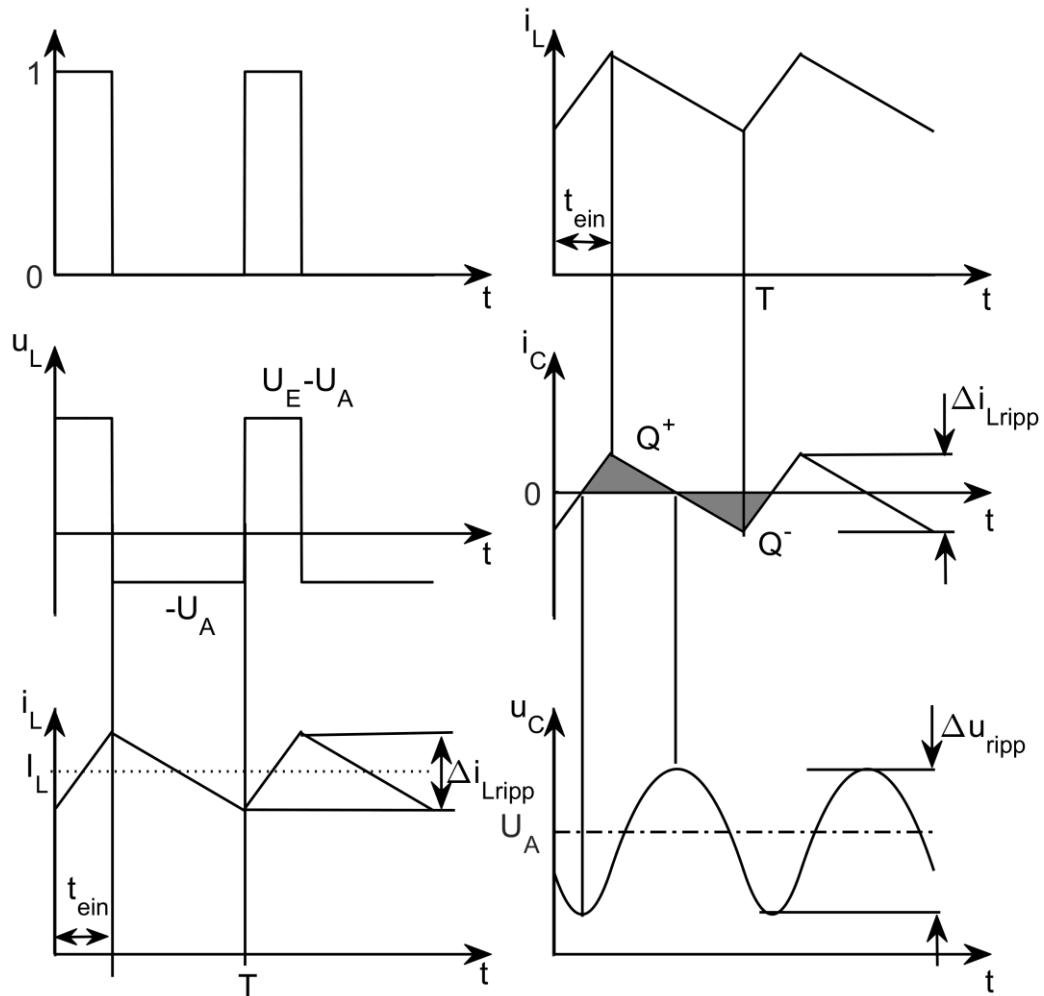


Abbildung 2-6: Strom und Spannung am Tiefsetzsteller (Abbildung 2-5)

Aus dieser Überlegung kann abgeleitet werden, dass  $\Delta i_{Lripp}$  für  $D = 0,5$  maximal wird, zudem lässt sich durch Umstellen nach  $L$  die Größenordnung der minimalen Induktivität bei gegebener maximaler Höhe des Stromrippels  $\Delta i_{L,soll}$  bestimmen:

$$L_{min} = \frac{(U_E \cdot T)}{4 \cdot \Delta i_{L,soll}} \quad (2.25)$$

Abhängig vom Stromverlauf im Kondensator ergibt sich die Spannungswelligkeit. Aus der Kirchhoffschen Knotenregel ergibt sich der

Stromverlauf  $i_C$  im Kondensator mit dem Mittelwert des Laststroms  $I_A$  (Abbildung 2-6 Mitte, links).

$$i_C = i_L - I_A \quad (2.26)$$

Ist  $i_C$  größer als null, wird Ladung auf den Kondensator transportiert ( $Q +$ ), bei negativer Stromrichtung ( $i_C < 0$ ) entlädt er sich wieder ( $Q -$ ). Der Zusammenhang zwischen Ladung und Spannung kann durch die folgende Differenzialgleichung ausgedrückt werden:

$$\frac{dQ}{dt} = C \cdot \frac{du_C}{dt}. \quad (2.27)$$

Durch Integration der positiven Fläche unter der Kurve (Abbildung 2-6 Mitte, links)

$$\Delta Q = \int_{\frac{DT}{2}}^{(1+D)\frac{T}{2}} i_C(t) dt \quad (2.28)$$

kann die Ladungsänderung für  $D = 0,5$  ausgedrückt werden mit:

$$\Delta Q = \frac{T}{8} \cdot \Delta i_{L,ripp}. \quad (2.29)$$

Durch Einsetzen von (2.27) in (2.29) lässt sich die Höhe des Spannungsrippels berechnen:

$$\Delta u_{ripp} = \frac{T}{8 \cdot C} \cdot \Delta i_{L,ripp} \quad (2.30)$$

Mit Hilfe von (2.24) lässt sich diese wie folgt darstellen:

$$\Delta u_{ripp} = \frac{(1-D) \cdot D \cdot T^2 \cdot U_E}{8 \cdot C \cdot L}. \quad (2.31)$$

Aus der vorangegangenen Überlegung kann die Höhe der benötigten Kapazität bei geforderten Spannungs- und Stromrippeln bestimmt werden.

$$C_{soll} = \frac{T}{8 \cdot \Delta u_{soll}} \cdot \Delta i_{L,soll} \quad (2.32)$$

Die dargestellten Strom- und Spannungsverläufe gelten für den linearen Betrieb. Bei kleinen Lastströmen oder großen Stromrippeln entlädt sich der Kondensator vor Ablauf der Periodendauer vollständig, somit fällt der Strom in der Induktivität zeitweise auf null (Abbildung 2-7 unten) und die Spannung über der Induktivität wird ebenfalls null (Abbildung 2-7 oben).

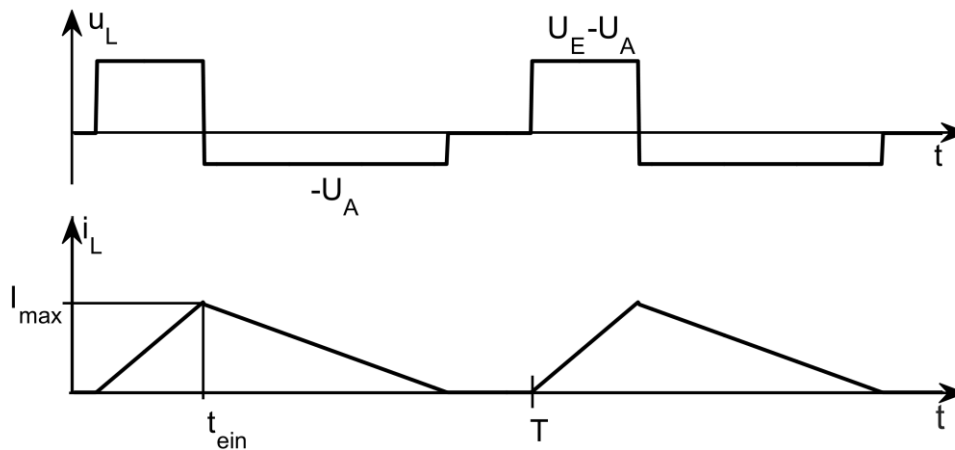


Abbildung 2-7: Spannung (oben) und Strom (unten) in der Spule im lückenden Betrieb

Im sogenannten lückenden Zustand geht der lineare Zusammenhang zwischen Tastgrad sowie, Eingangs- und Ausgangsspannung verloren. Die Zeitspannen, in denen Strom und Spannung null sind, führen dazu, dass der Mittelwert steigt. Die Grenze zwischen lückendem und nichtlückendem Betrieb kann über

$$\frac{\Delta i_{L,ripp}}{2} \geq I_L \quad (2.33)$$

bestimmt werden.

## 2.5 Analogien zwischen Mechanik und Elektrotechnik

Aus der Grundlagenliteratur ist die Übertragbarkeit des Verhaltens von mechanischen und elektrischen Schwingkreisen bekannt [16], [17]. Darüber hinaus lassen sich diese Analogien auch auf elektrische und mechanische Schaltungen erweitern. Diese Erkenntnis wird z. B. in der technischen Akustik [17] genutzt.

Es kann zwischen der elektromechanischen Analogie erster Art (Kraft-Spannungs-Analogie) und der elektromechanischen Analogie zweiter Art

(Kraft-Strom-Analogie) unterschieden werden [17]. In Tabelle 2-1 werden die transienten Größen einander gegenübergestellt.

**Tabelle 2-1: Elektrische und mechanische Analogien**

Analogie erster Art		Analogie zweiter Art	
Mechanisch	Elektrisch	Mechanisch	Elektrisch
Kraft F	Spannung U	Kraft F	Strom I
Geschwindigkeit v	Strom I	Geschwindigkeit v	Spannung U
Masse m	Induktivität L	Masse m	Kapazität C
Federkonstante $c_F$	Kapazität C	Federkonstante $c_F$	Induktivität L
Dämpfungsgrad d	Widerstand R	Dämpfungsgrad d	Widerstand R

Für die Kraft-Spannungs-Analogie ergibt sich eine „Äquivalenz der Impedanzen bei gleichzeitiger Dualität der Schaltungen“ ([17]). Aus einer Reihenschaltung wird eine Parallelschaltung bzw. umgekehrt. Die Kraft-Strom-Analogie ist hingegen impedanzreziprok aber „schaltungstreu“. Dies bedeutet, dass eine Reihenschaltung ebenfalls als Reihenschaltung übertragen werden kann (bzw. Parallelschaltung als Parallelschaltung). Für die Entwicklung einer mechanischen Schaltung ist daher die Analogie zweiter Art anzuwenden. Die dargestellten Analogien beziehen sich auf die Mechanik eines translatorischen Systems, können aber ebenso auf ein rotatorisches System angewendet werden, wie es auch die Gegenüberstellung der Differenzialgleichungen in Tabelle 2-2 verdeutlicht.

**Tabelle 2-2: Differenzialgleichungen der Analogie zweiter Art**

Mechanisch	Elektrisch
$P = M \cdot \omega$	$P = I \cdot U$
$M = J \cdot \frac{d\omega}{dt}$	$i = C \frac{du}{dt}$
$M = c_F \cdot \int \omega dt$	$i = \frac{1}{L} \int u dt$
$M = d \cdot \omega$	$i = \frac{1}{R} \cdot u$

Daraus lässt sich der im Folgenden als Drehmoment-Strom-Analogie bezeichnete Zusammenhang ableiten.

**Tabelle 2-3: Analogie zweiter Art für rotatorische Systeme**

<b>Mechanisch</b>	<b>Elektrisch</b>
Drehmoment $M$	Strom $I$
Drehzahl $\omega$	Spannung $U$
Massenträgheit $J$	Kapazität $C$
Federkonstante $c_F$	Induktivität $L \rightarrow 1/L$
Dämpfungsgrad $d$	Widerstand $R \rightarrow 1/R$

Auf Basis der in Tabelle 2-2 und Tabelle 2-3 dargestellten Zusammenhänge wird das im folgenden Kapitel vorgestellte Konzept des mechanischen Tiefsetzstellers abgeleitet.

### 3 Ansatz und Ziel der Arbeit

Wie eingangs beschrieben, entstehen bei der Drehzahlwandlung und -synchronisation hohe Reibungsverluste in der Kupplung. Um diese zu vermeiden, wird ein Blick auf die Leistungselektronik geworfen: Durch den zugrunde liegenden Ansatz des „Wandelns durch Schalten“, (siehe 2.4) gelingt eine nahezu verlustfreie Transformation einer transienten elektrischen Eingangsgröße in eine Ausgangsgröße mit anderem Niveau. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Anwendbarkeit dieses Ansatzes auf mechanische Aufbauten untersucht. Es soll gezeigt werden, in wie weit sich komplexe elektrische Schaltungen mechanisch umsetzen lassen und sich so deren aus der Elektrotechnik bekannte Systemeigenschaften ergeben. Der Fokus liegt auf der Schaltung des Tiefsetzstellers (Abbildung 2-5). Mit Hilfe der in Kapitel 2.5 vorgestellten Drehmoment-Strom-Analogie kann ein mechanisches Äquivalent gebildet werden. Dieser Aufbau soll die Drehzahlwandlung einer Eingangsdrehzahl  $n_1$  in eine Ausgangsdrehzahl  $n_3$  ermöglichen, wobei

$$0 \leq n_3 \leq n_1 \quad (3.1)$$

ist. Somit eignet sich der mechanische Tiefsetzsteller nicht nur zur Drehzahlwandlung, sondern auch zur Drehzahlsynchronisation. Daher wird der Tiefsetzsteller als Erweiterung der klassischen Reibkupplung untersucht. Ziel dieser Arbeit ist es, die Übertragbarkeit der elektrischen Schaltung auf den mechanischen Aufbau aufzuzeigen. Außerdem wird

untersucht,

inwieweit sich der mechanische Tiefsetzsteller als Anfahrlement im Antriebsstrang eines Automobils eignet. Um diese Anforderungen zu erfüllen, sollen Drehmomente von bis zu 100 Nm übertragen und Drehzahldifferenzen von bis zu 1000 U/min synchronisiert werden können. Außerdem soll die Schaltfrequenz der Kupplung oberhalb der ersten Eigenfrequenzen des automobilen Antriebsstrangs liegen, diese liegen je nach betrachtetem Schwingungsphänomen zwischen 2 und 12 Hz [18, 19].

Der am Fachgebiet Mechatronik entstandene Ansatz wird nachfolgend vorgestellt, er wurde bereits in meinen Veröffentlichungen [20] und [21] erörtert. Nach Tabelle 2-3 lässt sich ein Konzept für einen „mechanischen Tiefsetzsteller“ aus der Schaltung in Abbildung 2-5 ableiten, das sich aus den folgenden Komponenten zusammensetzt (vgl. Abbildung 2-5 und Abbildung 3-1):

1. Einer schnellschaltenden Kupplung ( $K_1$ ) analog zum Schalter  $S_1$ ,
2. Stellgliedern, die ein ausreichend schnelles Schalten der Kupplung ermöglichen (Aktor), mit einer geeigneten Aktoransteuerung zur Erzeugung der Anpresskraft  $F_{\text{Anpress}}$ ,
3. Federn und Massen als mechanische Energiespeicher ( $c_F$ ,  $J_1$ ) und
4. einem Freilauf ( $F_1$ ), als Analogie zur Diode

Außerdem sind in Abbildung 3-1 analog zur Spannungsquelle ein Motor, der das Drehmoment  $M_1$  und die Drehzahl  $n_1$  liefert, sowie eine Last dargestellt.

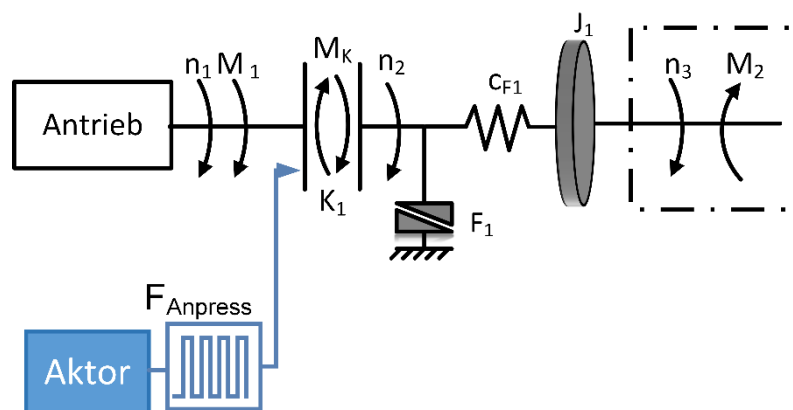


Abbildung 3-1: Mechanischer Tiefsetzsteller

Im folgenden Kapitel wird zunächst die Funktion des mechanischen Tiefsetzstellers vorgestellt. Im Anschluss werden bisherige Forschungen zu dem verfolgten Ansatz diskutiert.

### 3.1 Funktion des mechanischen Tiefsetzstellers

Anhand der in Abbildung 3-2 dargestellten Skizzen wird unten die Funktionsweise des mechanischen mit Rückblick auf den elektrischen Tiefsetzsteller in Kapitel 2.4 erläutert. In Rot sind die Strom- bzw. Drehmomentflüsse visualisiert.

Als Kupplung wird im dargestellten mechanischen Aufbau eine Einscheibentrockenkupplung verwendet, Auf die Motivation für die Verwendung dieser Kupplung wird in Kapitel 4.4.1 eingegangen. Diese besteht aus einem mit dem Motor verbundenen Schwungrad, einer Anpressplatte, die über einen Betätigungsmechanismus die Reibscheibe mit der Kraft  $F_{Anpress}$  gegen das Schwungrad drückt. Die Reibscheibe ist mit Last verbunden und verfügt über beidseitig angebrachte Reibbeläge. Als Feder wird eine Torsionsfeder verwendet. Es wird zunächst idealisiert davon ausgegangen, dass jeweils nur zwei Zustände möglich sind: Schalter bzw. Kupplung geöffnet oder geschlossen.

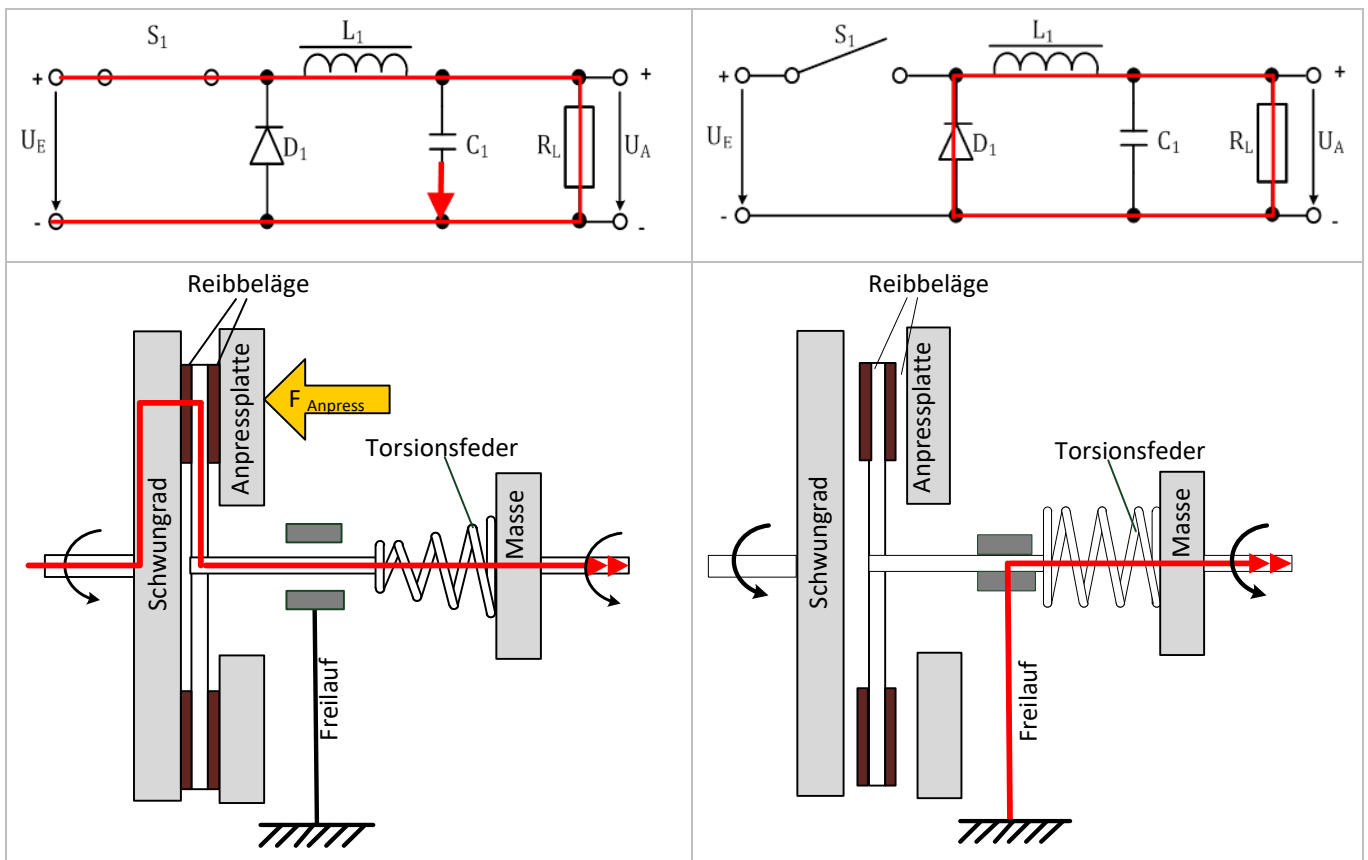


Abbildung 3-2 Strom- und Drehmomentfluss des Tiefsetzstellers



Bei geschlossenem Schalter  $S_1$  fließt ein elektrischer Strom durch die Induktivität  $L_1$ . Dabei baut sich ein Magnetfeld auf und gleichzeitig wird die Kapazität  $C_1$  elektrisch geladen. Analog wird bei geschlossener Kupplung die Torsionsfeder aufgezogen und die Masse rotatorisch beschleunigt.

Im Zustand „Schalter geöffnet“ wird die Last  $R_L$  weiter mit der in der Induktivität und in der Kapazität  $C_1$  gespeicherten Energie versorgt. Die Diode  $D_1$  hält in dieser Phase den Stromfluss durch die Spule aufrecht. Auch im mechanischen Aufbau wird die Last weiter mit der in der Torsionsfeder und in der Masse gespeicherten Energie versorgt. Der Freilauf stützt das rückwirkende Drehmoment der Feder ab und verhindert eine Umkehr des Energieflusses. Wird die Kupplung erneut geschlossen, bevor sich die Feder vollständig entspannt hat, ließe sich in diesem Aufbau analog von einem „nichtlückenden, linearen Betrieb“ sprechen vgl. (Kap.0). Aus dem Systemverständnis der Elektrotechnik lässt sich der folgende Zusammenhang zwischen Eingangsdrehzahl  $n_1$ , Lastdrehzahl  $n_3$  und Tastgrad  $D$  ableiten, durch den dem System ein gezielter Drehzahlverlauf aufgeprägt werden kann:

$$n_3 = D \cdot n_1. \quad (3.2)$$

Der mechanische Tiefsetzsteller ermöglicht die Übertragung eines Drehmoments bei gleichzeitiger Wandlung der Eingangsdrehzahl in eine gewünschte Ausgangsdrehzahl.

Die Energieübertragung kann dabei effizienter gestaltet werden, da die Drehzahlanpassung nicht wie bisher über den Kupplungsschlupf erfolgt, sondern durch geschaltete Energiespeicher. Dieses Vorgehen hat den Vorteil, dass die Verlustenergie wie bei der Leistungselektronik primär durch die Güte des Schaltvorgangs bestimmt wird.

Die Anpassung einer Drehzahldifferenz zwischen Kupplungsprimärseite (motorseitig) und Kupplungssekundärseite (torsionsfederseitig) erfolgt nach wie vor über die Kupplung. Die beiden Drehzahlen sind in Abbildung 3-1 mit  $n_1$  (Primärseite) und  $n_2$  (Sekundärseite) bezeichnet. Vor allem für den Grenzfall des drehenden Motors bei stehender Sekundärseite muss die Kupplung eine weiterhin große Drehzahldifferenz überbrücken.

Ziel des Konzeptes ist die Verringerung der Verlustenergie der Kupplung durch eine Verkürzung der Schlupfzeit. Wie bereits dargestellt (Formel

(2.15)), ist dies in der konventionellen Kupplung nur durch eine Reduktion der zu beschleunigenden Trägheit oder einer Erhöhung des Kupplungsmoments möglich. In der vorgestellten Topologie wird hingegen während des Schließvorgangs der Kupplung nur die Trägheit der Reibscheibe und der Welle, die Reibscheibe und Torsionsfeder verbindet, beschleunigt (zusammen als  $J_S$  bezeichnet). Dem Beschleunigungsmoment wirkt zudem das Widerstandsmoment der Feder entgegen.

Unter der Annahme, dass

$$J_L \gg J_S$$

gilt, können die Schlupfzeit (siehe Formel (2.11)) und Reibungsverluste in der Kupplung deutlich verringert werden.

Zu beachten ist, dass die Topologie kein einmaliges Schließen der Kupplung zur Drehzahlsynchronisation vorsieht, sondern eine periodische Abfolge von Schließ- und Öffnungsvorgängen. Deren Dauer, Frequenz und ggf. Tastgrad sind vom Lastfall, dem gewünschten Systemverhalten und den Systemgrenzen abhängig. Daher können die Verluste nicht auf diese Weise direkt miteinander verglichen werden.

In der nach Formel (2.11) berechneten Schaltzeit ist das dynamische Verhalten der Kupplung nicht abgebildet. Das Kupplungsmoment wird als Konstante angenommen, der transiente Aufbau der für das Kupplungsmoment erforderlichen Anpresskraft wird ebenfalls nicht betrachtet.

Bei geschlossener Kupplung wird die Torsionsfeder aufgezo-gen und die Masse  $J_1$  beschleunigt. In dieser Phase entstehen ebenfalls Verluste aus Lagerreibung und innerer Reibung der Feder.

Außerdem ist zu erwarten, dass die Ausgangsdrehzahl und -drehmoment, analog zu den dargestellten Spannungs- und Stromrippeln (vgl. 0), Drehzahl- und Drehmomentrippel aufweisen.

Die Rippel lassen sich mit Hilfe der Tabelle 2-3 und den Formeln (2.24) und (2.31) wie folgt bestimmen:

$$\Delta\omega_{ripp} = \frac{\omega_E \cdot (1 - D) \cdot D \cdot T^2 \cdot c_F}{8 \cdot J_1} \quad (3.3)$$

$$\Delta M_{ripp} = \omega_E \cdot (1 - D) \cdot D \cdot T \cdot c_F \quad (3.4)$$

### 3.2 Stand der Forschung

Die Idee, Parallelen zwischen Schaltungen der Leistungselektronik und dem Aufbau für mechanische Systeme zur Wandlung transienter Größen abzuleiten, wird von Gibbert [1] und Van de Ven [22] in mehreren Forschungsprojekten (u. a. [23–25]) aufgegriffen, sowie in einem Patent von [26]. Dabei wird stets das Ziel verfolgt, ein stufenloses Getriebe, das hochdynamisch seine Übersetzung ändern kann und eine große Spreizung aufweist, zu entwickeln.

In den Arbeiten von Gibbert [1], [25] und [27] wird die Idee der gepulsten mechanischen Energieübertragung von [28] zu der Umsetzung eines mechanischen Hoch- und Hoch-/Tiefsetzstellers weiterentwickelt. Der Aufbau, der s. g. „mechanical switched-mode drives“ (mechanisch geschalteter Antrieb) ist durch die Schaltungen des Hoch- (Abbildung 3-3) oder Hoch-/Tiefsetzstellers inspiriert [27] und wird mit Hilfe der Drehmoment-Strom-Analogie aus den Schaltungen abgeleitet. Das Grundkonzept ist in Abbildung 3-4 dargestellt und wird anhand des Hochsetzstellers näher erläutert.

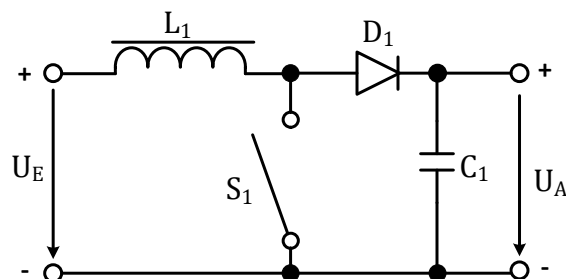


Abbildung 3-3: Schema elektrischer Hochsetzsteller

Die Struktur der Topologie wird durch den Vergleich von Abbildung 3-3 und Tabelle 2-3 deutlich, wonach die Feder das mechanische Äquivalent zur Induktivität ist, die Kupplung den Schalter ersetzt und die Bremse als mechanische Diode fungiert. Bei der Umsetzung fällt auf, dass auf das Äquivalent zur Kapazität, - die Massenträgheit - verzichtet wird.

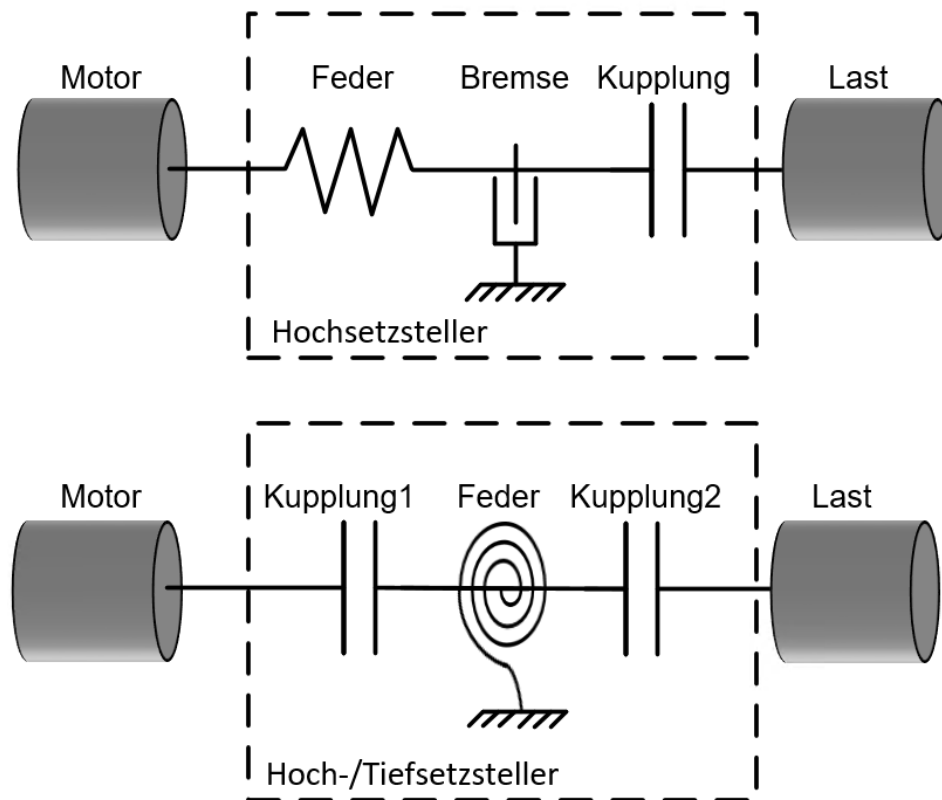


Abbildung 3-4: Schema des a) Hochsetzstellers und b) des Hoch- und Tiefsetzstellers nach [27]

Analog zum Hochsetzsteller wird die Ausgangsdrehzahl der „mechanical switched-mode drives“ über ein PWM-Signal eingestellt. Oldaker [27] simuliert die Funktionsweise mit Hilfe von Mehrkörpermodellen und entwickelte auf dieser Basis ein Verfahren zur Regelung der Ausgangsdrehzahl. Obwohl mit den vorliegenden Messergebnissen eine Abhängigkeit der Drehzahl vom Tastgrad aufgezeigt wird, wird die in Formel (3.2) dargestellte Abhängigkeit nicht direkt auf die Mechanik übertragen. [27] Erste Demonstratorprototypen für beide Varianten der „mechanical switched-mode drives“ wurden von [27] entwickelt. Diese können ein Drehmoment von rund 1 Nm übertragen, bei Drehzahlen von ca. 400 U/min. Als Kupplung wird eine elektromagnetische Kupplung-Brems-Kombination verwendet. Bei der Auslegung der Prototypen werden die Ansätze aus der Elektrotechnik nicht aufgegriffen, was auch daran deutlich wird, dass auf den Glättungskondensator respektive die Massenträgheit verzichtet wird. Für die Bewertung der Simulations- und Messergebnisse greift [27] die elektrische Vorlage auf. Es werden Parallelen zwischen den Stromverläufen und Drehmomentverläufen gezogen. Insbesondere wird auf die Analogie

zwischen Drehzahl- und Spannungsverläufen auch in Bezug auf die entstehende „Drehzahlrippel“ (vgl. Spannungsrippel Formel (2.31)) eingegangen. Auf den Zusammenhang zwischen Tastgrad, Schaltfrequenz und Höhe der „Drehzahlrippel“ wird von [27] hingewiesen, sowie, auf deren mögliche Beeinflussbarkeit durch eine Massenträgheit (Glättungskondensator) auf der Lastseite. Die Zusammenhänge werden jedoch nicht mathematisch modelliert. Die von [27] vorgestellten Messergebnisse zeigen, dass sich der Aufbau eines Hoch- bzw. Hoch-/Tiefsetzstellers praktisch realisieren lässt. Ebenfalls gelingt die Regelung verschiedener Zieldrehzahlen, die höher als die Eingangsdrehzahlen sind, sowie die Drehrichtungsumkehr mit dem Hoch-/Tiefsetzsteller. Die Reduktion der Eingangsdrehzahl zu einer niedrigeren Ausgangsdrehzahl - dies würde der Tiefsetzstellerfunktion entsprechen - wird nicht demonstriert.

Das von [27] vorgestellte Konzept wird von [1] dahingehend weiterentwickelt, dass die Feder überbrückt werden kann, um eine direkte Drehzahlübertragung zu ermöglichen.

Das Anwendungsgebiet der „mechanical switched-mode drives“ wird vor allem in der humanoiden Robotik gesehen. Gleiches gilt für die von [26] vorgestellten Ansätze für „electrically controllable transmissions“. Die Patentschrift [26] umfasst die Funktion und den Aufbau für zwei mechanische Systeme, die zum einen an einen Tiefsetzsteller und zum anderen an eine D-Class-Verstärker-Schaltung angelehnt sind. Beide Systeme werden als „elektrisch regelbare Getriebe“ vorgestellt. Sie sollen im Unterschied zu den „mechanical switched-mode drives“ die Regelung eines gewünschten Ausgangsmomentes ermöglichen. Im Allgemeinen ist der Ansatz von [26] nicht aus der Übertragbarkeit der Eigenschaften aus der Elektrotechnik auf die Mechanik motiviert und es wird auch nicht auf diese eingegangen. Dies wird vor allem bei der Betrachtung des zweiten Systems, auf dem der Schwerpunkt des Patents liegt, der D-Class-Verstärker-Schaltung, deutlich. Der D-Class-Verstärker ist keine Gleichstromstellerschaltung, sondern ein überwiegend in der Audiotechnik verwendeter digitaler Verstärker. Ein analoges Eingangssignal wird in ein digitales PWM-Signal zerlegt, digital verstärkt und schlussendlich mit Hilfe einer Transistorschaltung und elektrischer Tiefpassfilter wieder in ein

verstärktes analoges Signal umgewandelt. Der Anwendungsbereich liegt folglich in der Amplitudenverstärkung einer Wechselspannung. Auch hier wird in der Patentschrift die Anwendung des mechanischen Äquivalents als Drehmomentregler gesehen (respektive Stromregler). Die Funktion der Drehzahlwandlung und die Abhängigkeit der Drehzahl vom Schaltverhältnis der Kupplung wird von [26] angesprochen, der Fokus der Anwendungen liegt jedoch auf der Drehmomentwandlung. Der mathematische Zusammenhang zwischen Tastgrad und Drehzahl (Formel (3.2)) wird nicht dargestellt.

Neben dem Ansatz werden Entwürfe für die konstruktive Umsetzung beider Systeme vorgestellt. Da bei beiden Anwendungen der Fokus auf der Drehmomentregelung liegt, wird auf das Massenträgheitsmoment, ebenso wie bei [27] (vgl. in Abbildung 3-1  $J_1$ ), verzichtet, weshalb ebenfalls keine anwendungsbezogene Auslegung des mechanischen Tiefpassfilters (vgl. Kap. 2.4) erfolgt.

Darüber hinaus werden für die konstruktive Umsetzung die gleichen Elemente wie in Kapitel 3.1 angeführt: Kupplung, Freilauf und Torsionsfeder. Als Kupplung kommen laut Patentschrift elektrolaminierte Kupplungen [29] oder elektrisch gesteuerte Federbandkupplungen in Frage. Nach jetzigem Stand der Forschung sind diese Kupplungsvarianten nur für die Übertragung von Drehmoment bis 1 Nm geeignet.

Für die Übertragung größer Drehmomente sind die von [26] sowie [25, 27] vorgestellten Kupplungsvarianten nicht geeignet. Am Worcester Polytechnic Institute wurde die Idee aufgegriffen und Ansätze für die Übertragung höherer Drehmomente entwickelt. Diese als „switch-mode continuously variable transmission“ (kurz CVT) bezeichneten Getriebe sollen die Anbindung eines Hochgeschwindigkeitsschwungrads an den automobilen Antriebsstrang realisieren und so die Nutzung von Schwungradern als Energiespeicher in Hybridfahrzeugen ermöglichen. Das erstmals von [22] vorgestellte Konzept greift die Idee des mechanischen Hochsetzstellers auf. Es wird jedoch auf die Kraft-Spannungs-Analogie (siehe Tabelle 2-1) bzw. Drehmoment-Spannungsanalogie zurückgegriffen. Folglich ergibt sich ein anderer mechanischer Aufbau, die Induktivität wird durch ein Schwungrad ersetzt, die Kapazität durch eine Feder.

Das System soll eine Erhöhung des Ausgangsmomentes bei gleichzeitiger Verringerung der Ausgangsdrehzahl ermöglichen. Die im Schwungrad gespeicherte Energie wird gepulst über die Feder an den Antriebsstrang abgegeben. Auf diese Weise soll mit der im Schwungrad gespeicherten Energie ein Fahrzeug angefahren werden.

Das von [24] vorgestellte Anwendungsszenario sieht die Beschleunigung eines 1500 kg schweren Fahrzeugs auf ca. 110 km/h mit Hilfe der im Schwungrad gespeicherten Energie vor. Laut [24] wird eine Ausgangsdrehzahl des Schwungrades von 2100 rad/s benötigt. Um eine Anbindung an den automobilen Antriebsstrang zu ermöglichen, wird von [22] zunächst ein Tastgrad in Höhe von 0,9 % vorgeschlagen. Zur Vermeidung von Schwingungsanregung empfiehlt er eine Schaltfrequenz von größer 20 Hz.

Während des gesamten Anfahrvorgangs werden bei konstantem Tastgrad „Energie-Pakete“ ([22], [30]) vom Schwungrad auf die Last übertragen. Die Last bzw. der Antriebsstrang wird in den vorgestellten Szenarien durch eine weitere Schwungmasse repräsentiert. Die beschriebene Anwendung wird in der geplanten Größenordnung nur simulativ umgesetzt. Des Weiteren stellt [30] heraus, dass die Kupplung das zentrale Element der Anwendung ist und das zum jetzigen Stand der Forschung kein Kupplungskonzept vorliegt, das die Anforderungen erfüllt. [30] stellt ein Konzept einer rein mechanisch betätigten Kupplung vor. Der Aufbau aus drei verstellbaren Axialnocken ermöglicht eine Variation des Tastgrades bei Schaltfrequenzen von bis zu 20 Hz. Das System hat den Nachteil, dass die Axialnocken an die Antriebswelle gekoppelt sind, sodass die Schaltfrequenz nicht unabhängig von der Eingangsdrehzahl variiert werden kann. Ein skaliertes Prototyp dieser schnell schaltenden Kupplung, die bis zu 70 Nm übertragen kann, jedoch für ein Lastmoment von 20 Nm konzipiert ist, wurde von [30] entwickelt und bei Drehzahlen bis 1000 U/min erprobt.

Das von [22] vorgestellte Konzept der CVT wurde in Form von skalierten Prototypen u. a. von [31] und [32] praktisch realisiert.

Sowohl [26] als auch [30] oder [27] stellen heraus, dass die wesentlichen Verluste der vorgestellten Ansätze während des Schaltvorgangs der Kupplung, bzw. im Schlupfzustand entstehen. Unter anderem stellt [26] dafür, die in Kapitel 2.3 dargestellten Abhängigkeiten, der Schaltverluste von der zu beschleunigten Trägheit auf. In diesem Zusammenhang wird die

unter 3.1 diskutierte Forderung nach einer möglichst geringen Massenträgheit des Verbindungselementes von Kupplung und Torsionsfeder sowohl von [26] als auch von [30] herausgestellt. Neben den Verlusten beim Schließen der Kupplung werden von beiden außerdem die Verluste beim Öffnen der Kupplung diskutiert. Diese betragen laut [26] ein Fünftel der Verluste beim Schließen, eine physikalische oder mathematische Begründung dafür wird nicht erbracht. Dieses Erkenntnis wird von den Messergebnissen von [30] nicht bestätigt. Um den Schaltvorgang zu verkürzen, sind laut [30] die Schaltwege so weit wie möglich zu reduzieren.

Zusammenfassend unterscheidet sich die in dieser Arbeit untersuchte Topologie des mechanischen Tiefsetzstellers von den „regelbaren Getrieben“ zum einen in der theoretischen Herangehensweise der Ansätze und zum anderen in der Motivation: Der mechanische Tiefsetzsteller in dieser Arbeit wird mit dem Ziel der Drehzahlwandlung umgesetzt, die von [26] und [24] vorgestellten Ansätze sollen zur Drehmomentregelung verwendet werden. Dadurch bedingt entfällt in diesen Anwendungen die Auslegung eines Tiefpassfilters. [1] et.al stellt zwar Anwendungen zur Drehzahlregelung vor, es wird dennoch auf die Auslegung eines Tiefpassfilters verzichtet, obwohl bei beiden elektrischen Schaltungen das Übertragungsverhalten des Tiefpassfilters maßgeblich die Systemeigenschaften prägt. Auf diese Weise kann die gewünschte Drehzahlglättung erreicht werden. Bei dem in dieser Arbeit entwickelten mechanischen Tiefsetzsteller soll die Funktion der elektrischen Schaltung übertragen werden. Daher wird die Dimensionierung des Massenträgheitsmomenten nach den unter Kapitel 0 dargestellten Ansätzen mit in die Auslegung einbezogen, außerdem wird ein Federelement nach diesen Ansätzen ausgewählt.

Bisherige Arbeiten zur simulatorischen und praktischen Untersuchung, die vorgestellt wurden, identifizieren die Kupplung als ein zentrales Element hinsichtlich der Gesamtverluste und der Funktionalität des Ansatzes. Welchen spezifischen Einfluss das dynamische Verhalten der Kupplung auf das Gesamtsystem und vor allem auf die entstehenden Reibungsverluste hat, wird nicht betrachtet. Insbesondere wird die Drehmomentübertragung im Schlupf nicht untersucht.



Zum jetzigen Stand der Forschung findet sich zudem keine Umsetzung des Ansatzes in der geplanten Größenordnung.

## 4 Auslegung und Konstruktion

Im folgenden Kapitel werden die Auslegung und Konstruktion des Prototyps vorgestellt. Zunächst sollen die zentralen Anforderungen definiert werden. Anschließend erfolgt eine Vorauslegung des mechanischen Tiefsetzstellers nach den Ansätzen der Elektrotechnik. Zur Plausibilisierung des Ansatzes und zur Dimensionierung der mechanischen Bauteile wird ein Mehrköpersimulationsmodell erzeugt. Die Konstruktion und Modellbildung des Prototyps laufen im Entwicklungsprozess interaktiv ab. Im Folgenden werden die CAD-Modelle und die dazugehörigen Simulationsmodelle vorgestellt.

### Anforderungen

Um die Anwendbarkeit des Ansatzes als Anfahrlement im Personenkraftwagen (PKW) zu untersuchen, wird die Größenordnung einem Anfahrvorgang eines Kleinkraftwagens angenähert:

- Übertragbares Drehmoment: bis 100 Nm
- Eingangsdrehzahlen: bis 1000 U/min
- Schaltfrequenzen: 10 Hz–20 Hz
- Tastgrade: 10%–90%

Die Schaltfrequenzen sollen oberhalb der ersten Eigenfrequenz des Antriebsstrangs liegen. Aus den Schaltfrequenzen und den Tastgraden ergeben sich geforderte Schaltzeiten von 2,5 bis 5 ms.

Zur Untersuchung der Realisierbarkeit des mechanischen Tiefsetzstellers in der geplanten Größenordnung wird ein detailliertes Mehrkörpermodell des

späteren Prüfstandsbaus aufgebaut. Mit Hilfe des Modells soll zudem untersucht werden, inwieweit ein Anfahrvorgang eines PKW umgesetzt werden kann. Des Weiteren dient das Modell als Grundlage für die Auslegungen der Teilkomponenten, um die zu erwartenden Lastkollektive abzuschätzen.

Ein Abgleich des Modells mit Prototypen ermöglicht zudem eine Abschätzung interner Prozessgrößen, die am Prüfstand nicht gemessen werden können.

Der simulierte Prüfstandsbaus ist in Abbildung 4-1 dargestellt. Für die Simulation der Prüfstandsgebung, bestehend aus Antriebs- und Lastmaschine sowie Drehzahl- und Drehmomentsensoren, wird auf das in der ATZ [33] vorgestellte Verfahren des „rapid control prototyping“ zurückgegriffen. Als Last wird zum einen das Äquivalent zum elektrischen Widerstand, eine lineare Dämpfung, angenommen. Zum anderen wird das Verhalten eines PKW-Antriebsstrang nach dem von [18] vorgestellten Ansatz des virtuellen Antriebsstrangs (VATS) verwendet. Der VATS bildet die erste Eigenfrequenz des Antriebstrangs bei verschiedenen Gangübersetzungen ab. Zudem werden Fahrwiderstände, wie Roll- und Luftwiderstand berücksichtigt.

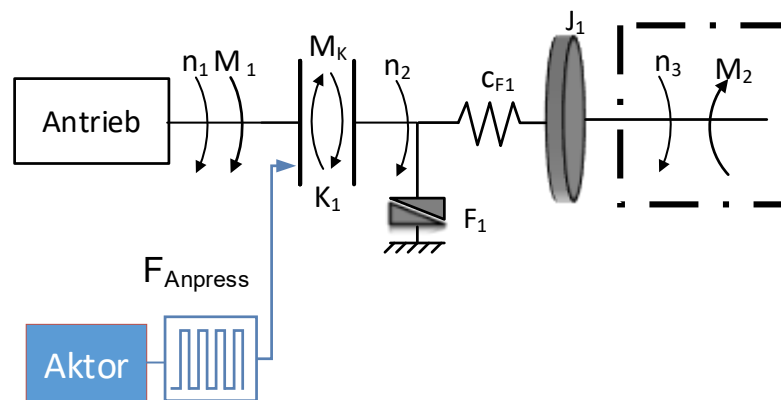
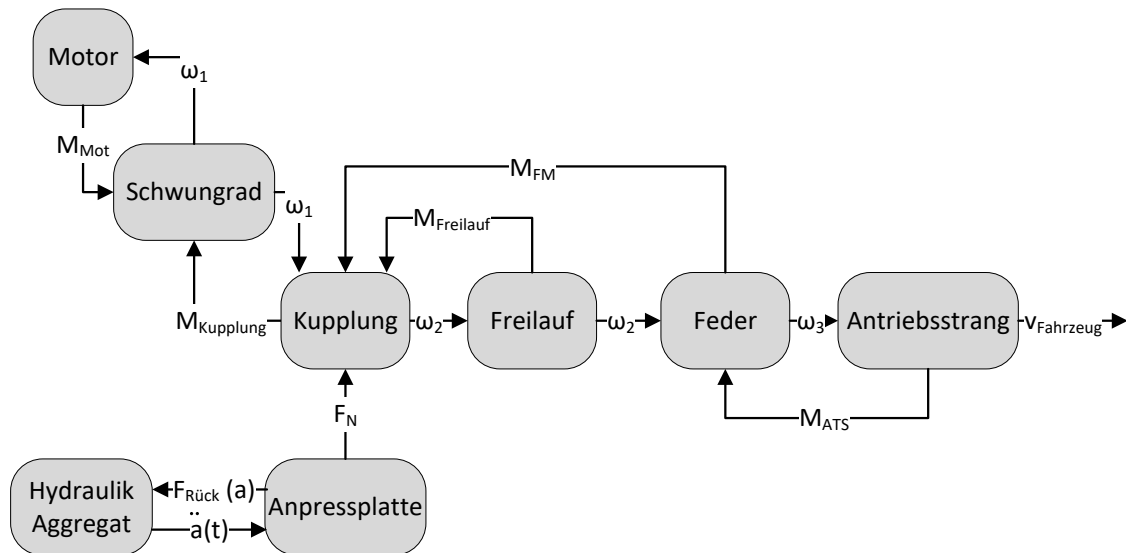


Abbildung 4-1: Schema des simulierten Prüfaufbaus

Abbildung 4-2 zeigt den schematischen Modellaufbau, die Ansätze zur Modellbildung werden im Anschluss an die Vorauslegung des Tiefsetzstellers gemeinsam mit der jeweiligen konstruktiven Umsetzung dargestellt.



$a$ : Reibspalthöhe                       $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ : Winkelgeschwindigkeiten  
 $v(t)$ : Geschwindigkeit  
 $F$ : Kräfte  
 $M$ : Drehmomente

Abbildung 4-2: Struktur des Simulink aufgebauten Prüfstandsmodell

#### 4.1 Vorauslegung des mechanischen Tiefsetzstellers

Für die erste Dimensionierung des mechanischen Tiefsetzstellers wird sich an der Vorgehensweise zur Auslegung des elektrischen Tiefsetzsteller orientiert.

Hierfür wird zunächst die Größe des Drehzahlrippels (Spannungsrippel) mit 2 % der maximalen Drehzahl bzw. 15 U/min definiert. Als Schaltfrequenz wird 20 Hz angenommen. Um die Übertragbarkeit der elektrischen Schaltung zu zeigen, soll zudem untersucht werden, inwieweit auch beim mechanischen Tiefsetzsteller ein lückender Betrieb erzeugt werden kann.

Laut Gleichung (2.33) liegt die Lückgrenze bei

$$\frac{\Delta M_{Feder}}{2} \geq M_{Feder} \quad (4.1)$$

Da für kleine Ausgangsmomente  $M_{Feder}$  bzw.  $M_2 < 20 \text{ Nm}$  der Lückbetrieb möglich sein soll, wird  $\Delta M_{Feder, min} = 40 \text{ Nm}$  angenommen.

Aus der Formel (2.25) lässt sich damit für die minimale Federsteifigkeit folgender Zusammenhang ableiten:

$$\frac{1}{c_{F,min}} = \frac{\omega_E \cdot T}{4 \cdot \Delta M_{Feder,soll}}. \quad (4.2)$$

Die Periodendauer  $T$  wird 0,05 s festgelegt, die Eingangsdrehzahl wird mit  $\omega_E = 104 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$  angenommen, sodass sich ergibt:

$$c_{F,min} = 30,557 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \quad (4.3)$$

Die Größe des Massenträgheitsmomentes wird aus der Formel für die benötigte Kapazität abgeleitet (Formel (2.32))

$$J_{soll} = \frac{T}{8 \cdot \Delta \omega_{soll}} \cdot \Delta M_{Feder,soll} \quad (4.4)$$

Demzufolge ergibt sich für das Massenträgheitsmoment:

$$J_{soll} = 0,18 \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (4.5)$$

Wie auch beim elektrischen Tiefsetzsteller wird angestrebt, dass die Eigenfrequenz des Tiefpassfilters unterhalb der Schaltfrequenz liegt, die Eigenfrequenz wird bestimmt mit

$$f_{cJ} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{J_1}{c_F}}} \quad (4.6)$$

Aus den ermittelten Daten ergibt sich somit  $f_{cJ} = 3,1 \text{ Hz}$ .

Die Eigenfrequenz liegt unterhalb der Schaltfrequenz von 20 Hz. Die Auswahl stellt einen Kompromiss dar, um den Lückbetrieb des mechanischen Tiefsetzstellers zu provozieren.

## 4.2 Feder und Masse

In Abschnitt 4.1 wurde die Vorauslegung der Massenträgheit und der Feder vorgestellt und eine Federkonstante von  $c_F = 30,557 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$  berechnet.

Die Höhe der Drehmomenttrippel wird mit 40 Nm angenommen. Der in der Formel (3.4) dargestellte Zusammenhang für die Höhe der Drehmomentschwankungen gilt nur im stationären Zustand des Systems, in dem die Ausgangsdrehzahl ausschließlich vom Tastgrad abhängig ist. Allgemein kann die Drehmomentänderung in der Feder mit der folgenden Formel (2.22) berechnet werden:

$$M(t) = (\omega_1 - \omega_3) \cdot t_{ein} \cdot c_F + M(t - 1) \quad (4.7)$$

Zur Abschätzung der Belastung im Einschwingvorgang wird ein Mehrkörpermodell aufgebaut, dessen Modellbildung in diesem Kapitel vorgestellt wird. Die Simulationsergebnisse finden sich in Kapitel 4.8.1. Es wird der Drehmomentverlauf bei 10 Hz und 20 Hz bei einem Lastmoment von 100 Nm untersucht. Bei einer Frequenz von 10 Hz zeigt sich erwartungsgemäß ein größerer Überschwinger bis zu 160 Nm, sodass für die Drehmomentaufnahme  $M_{Feder} = 160 \text{ Nm}$  angenommen wird.

Bei einer Federsteifigkeit von  $c_F = 30,56 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$  ergibt sich somit ein Verdrehwinkel von

$$\varphi_{F,max} = 5,23 \text{ rad} \sim 285^\circ \quad (4.8)$$

bei einem maximalen Drehmoment von 160 Nm.

In den Arbeiten von [31, 34] werden verschiedene Torsionsfederelemente für vergleichbare Anwendungen einander gegenübergestellt. Dazu zählen u. a. Torsionsstäbe, Spiralfedern und an den Aufbau eines Zweimassenschwungrads angelehnte Anwendungen. In [31] wird als finale Lösung ein System aus mehreren parallel angeordneten Torsionsstäben vorgestellt, welches sich jedoch nicht auf diese Anwendung übertragen lässt. Um eine Federkonstante in der geforderten Größenordnung zu erhalten, wäre eine Gesamtlänge des Torsionsfederelements nötig, die den am Prüfstand zur Verfügung stehenden Bauraum deutlich überschreitet. Die Idee wird von [34] aufgegriffen und gezeigt, dass ein Torsionsstab eine

Länge von rund 1 m haben müsste. Ebenso ist auf Grund des geforderten Verdrehwinkels die Verwendung einer an ein Zweimassenschwungrad angelehnten Konstruktion ungeeignet.

Große Verdrehwinkel bei ausreichender Drehmomentaufnahme zeigen Spiralbandfedern. Hierbei handelt es sich um gewundene Blattfedern.

Bei der Einleitung des Drehmomentes wird der Querschnitt des Bandes hauptsächlich auf Biegung beansprucht. Beim Auf- oder Abrollen der Windungen wird die Energie aufgenommen oder abgegeben. Hinsichtlich ihrer Bauart ist zwischen Spiralfedern mit und ohne Windungsabstand zu unterscheiden (siehe Abbildung 4-3).

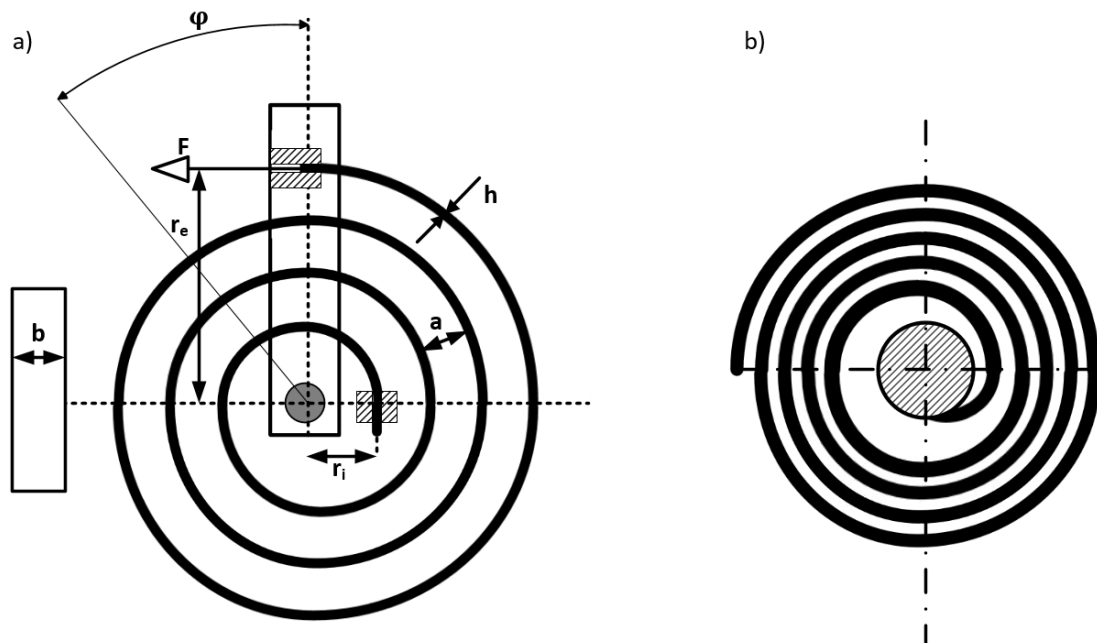


Abbildung 4-3: Spiralfeder: a) mit konstantem Windungsabstand

b) ohne Windungsabstand [35]

Spiralfedern mit Windungsabstand werden mit einem konstanten Abstand zwischen den Windungen hergestellt, sodass die Windungen sich im Betrieb nicht berühren. Im Gegensatz dazu liegen die Windungen bei Spiralfedern ohne Windungsabstand aufeinander. Sie gleiten unter Belastung zuerst aufeinander und lösen sich stoßartig ab [36]. Deswegen weisen diese Spiralfedern eine nicht lineare Kennlinie auf. Außerdem entsteht beim Aufeinandergleiten der Windungen Reibung. Die bei der

Energieaufnahme und -abgabe entstehenden Verluste resultieren ausschließlich aus inneren Reibungseffekten. Auf Grund der genannten Vorteile einer linearen Federkennlinie und der geringeren Reibung wird eine Spiralfeder mit Windungsabstand verwendet.

Der Verdrehwinkel wird von geometrischen Daten des Bandes und dem E-Modul  $E$  beeinflusst. Für die Spiralfeder mit konstantem Windungsabstand ergibt sich für die in Abbildung 4-3 dargestellte Geometrie:

$$\varphi(M) = \frac{180 \cdot M \cdot l \cdot 12}{\pi \cdot E \cdot b \cdot h^3} \quad (4.9)$$

Aus dem Zusammenhang zwischen Belastung (Drehmoment) und Verformung (Verdrehwinkel) ergibt sich die Federsteifigkeit  $c_F$ . Diese kann für Metallfedern unterhalb der Elastizitätsgrenze als linear angenommen werden [36].

$$c_F = \frac{\Delta M}{\Delta \varphi} = \frac{M}{\varphi} = \text{const} \quad (4.10)$$

$$c_F = \frac{E \cdot b \cdot h^3 \cdot \pi}{12 \cdot l \cdot 180} \quad (4.11)$$

Auf Basis der von [36] und [35] dargestellten Vorgehensweise zur Auslegung von Spiralfedern kann eine theoretische Geometrie abgeleitet werden, die die oben genannten Bedingungen erfüllt.

Es ergibt sich die in Tabelle 4-1 dargestellte Geometrie:

**Tabelle 4-1: Theoretische Abmaße der Feder**

Breite des Federbandes $b$	190 mm
Länge des Federbandes $l$	4132,33 mm
Dicke $h$	3,5 mm
Innenradius $r_i$	17 mm
Außenradius $r_e$	120 mm

Auf dem Markt sind nur wenige Standard- oder Serienprodukte für Spiralfedern verfügbar, und diese stammen zudem meist aus dem Bereich der Uhrentechnik und Feinmechanik. Mit den bestimmten Abmaßen liegt die Feder nicht in der Größenordnung dieser Anwendungen. Eine



Sonderfertigung war im Rahmen der zur Verfügung stehenden Ressourcen nicht möglich. Daher wurden Katalogfedern genutzt, die eine Federsteifigkeit von  $c_F = 8,5 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$  aufweisen und über eine maximale Drehmomentaufnahme von 48,6 Nm für dauerfeste schwingende Belastungen und von 60,75 Nm für kurzzeitige Belastungen verfügen. Durch das Parallelschalten mehrerer Federn wird die Belastung der einzelnen Feder reduziert und die Gesamtfedersteifigkeit erhöht. Sie ergibt sich aus der Summe der einzelnen Steifigkeiten:

$$c_{\varphi_{ges}} = c_{\varphi_1} + c_{\varphi_2} + \dots + c_{\varphi_n} \quad (4.12)$$

Durch die Verwendung von vier parallelen Federn wird eine Gesamtfedersteifigkeit von  $c_{\varphi_{ges}} = 34 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$  erreicht, ebenso erhöht sich das dauerfeste Drehmoment auf 194,4 Nm. Somit eignet sich der Aufbau eines aus vier parallelen Federn zusammengesetzten Federpaketes für das Torsionsfedersystem und wird folglich so umgesetzt.

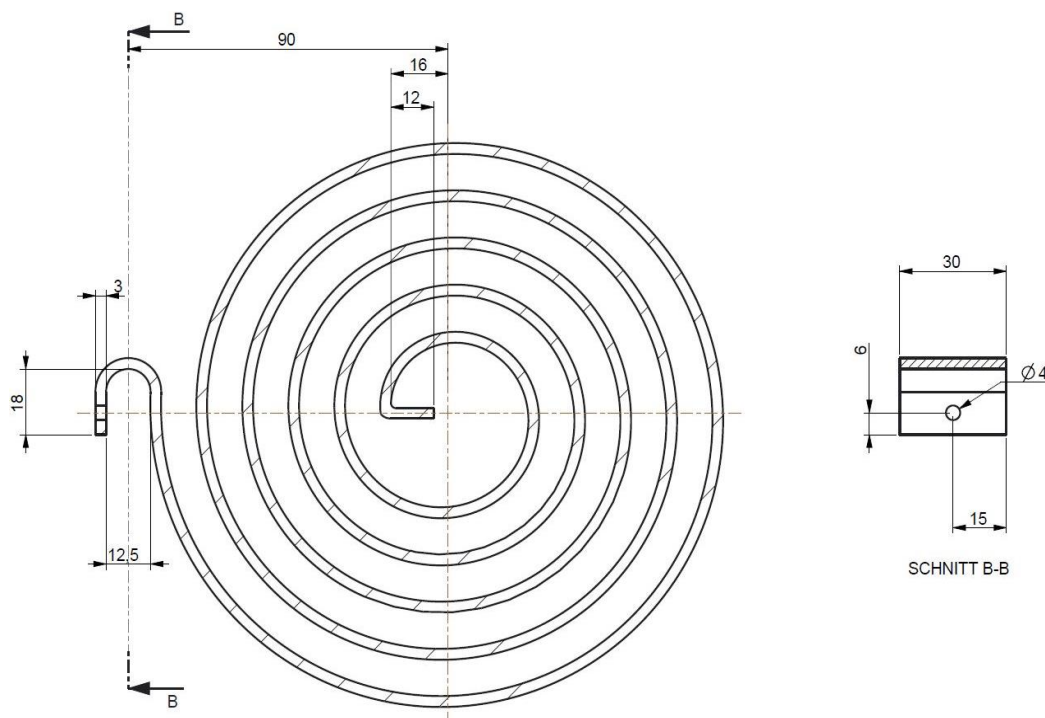


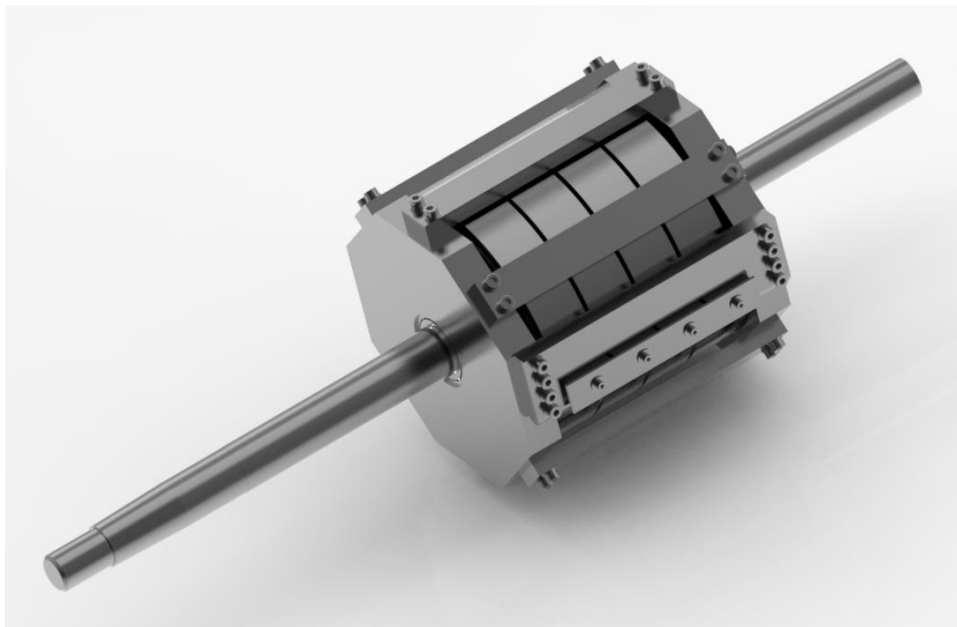
Abbildung 4-4: CAD-Zeichnung der Spiralbandfeder mit konstanten Windungsabstand

Das Federpaket weist insgesamt eine um 11 % höhere Federsteifigkeit auf als geplant. Dadurch erhöhen sich ebenso die Drehmomenttripel (Formel

(3.4)) auf 44,5 Nm. Um weiterhin die geplanten Drehzahlrippel (Formel (3.3)) von 15 U/min zu erhalten, wird das Massenträgheitsmoment nach Formel (4.4) neu mit  $0,11 \text{ kgm}^2$  bestimmt.

Abbildung 4-4 zeigt eine CAD-Zeichnung einer Feder.

Die inneren Enden der Federn werden über die Verbindungswelle mit der sekundären Seite der Kupplung verbunden. Auf die Verbindungswelle (Abbildung 4-5 links) wird in Kapitel 4.6 eingegangen. Die äußeren Enden der Federn sind mit der Schwungmasse verbunden. Die Schwungmasse setzt sich aus zwei Schwungscheiben, die rechts und links des Federpaketes sitzen, zusammen. Die Schwungscheiben sind über insgesamt acht Stäbe miteinander verbunden. Die Stäbe dienen erstens als Aufnahme für das äußere Ende der Spiralbandfedern, zweitens verbinden sie die Schwungscheiben zu einer torsionssteifen Schwungmasse. Und drittens lassen sich durch die exponierte Lage der Stäbe diese leicht austauschen um, ggf. die Schwungmasse an den Prüfstandsaufbau anzupassen (Abbildung 4-5).



**Abbildung 4-5: Feder-Masse-System mit Verbindungswelle (links im Bild)**

Das System aus Feder und Massenträgheit wird als linearer Einmassenschwinger modelliert. Das Modell bildet die Steifigkeit der Feder, eine aus der inneren Reibung resultierende Dämpfung sowie eine Massenträgheit ab, die sich aus der Masse der Feder und dem Massenträgheitsmoment  $J_1$  ergibt.

## 4.3 Aktor

### 4.3.1 Auswahl des Aktors

Eine zentrale Herausforderung des Konzeptes stellt das schnelle Öffnen und Schließen der Kupplung dar, sodass der Schlupfzustand der Kupplung möglichst kurzgehalten wird und die Kupplung ein annähernd digitales Schaltverhalten aufweist.

Für die Auswahl der Kupplung und des Aktors wird zunächst das erforderliche Kupplungsmoment bestimmt. Nach [37] ergibt sich das notwendige Kupplungsmoment, ohne die für die in Formel (2.10) getroffenen Vereinfachungen zu:

$$M_K = \frac{J_P \cdot J_S}{J_P + J_S} \cdot \frac{\omega_1 - \omega_2}{t_R} + \frac{J_P}{J_P + J_S} \cdot M_L + \frac{J_S}{J_P + J_S} \cdot M_1 \quad (4.13)$$

Es wird eine Schaltzeit von  $t_R = 2,5$  ms (siehe oben) angenommen. Das zu beschleunigende Massenträgheitsmoment  $J_S$  entspricht der Verbindungswelle zwischen Kupplung und Federn. Es beträgt  $J_S = 0,012$  kgm<sup>2</sup> (siehe unten Kapitel 4.6). Als Massenträgheitsmoment  $J_P$  der Antriebsseite werden alle Massenträgheitsmomente bis zur Kupplung inklusive des Schwungrades und der Anpressplatte zusammengefasst. Es ergibt sich  $J_A = 0,5$  kgm<sup>2</sup>. Das Antriebsmoment wird mit 150 Nm angenommen. Als Lastmoment muss das rückwirkende Drehmoment der Feder überwunden werden. Bei jedem Schaltvorgang wird die Feder um  $\Delta\varphi_F$  aufgezo-gen, wofür das Drehmoment  $\Delta M_{Feder,soll}$  aufgebracht werden muss. Daher wird das Lastmoment mit  $M_L = \Delta M_{Feder,soll}$  angenommen.

Als Kupplungsmoment  $M_K$  ergibt sich aus (4.13) :

$$M_K = 539,7 \text{ Nm} \quad (4.14)$$

Wie die Untersuchungen von [32], [22] und [30] gezeigt haben, existieren zum jetzigen Stand der Forschung keine Kupplungskonzepte, die die oben beschriebenen Anforderungen hinsichtlich Schaltzeiten und Drehmoment erfüllen. Verschiedene Ansätze zur dynamischen Kupplungs-betätigung stellen [30] und [38] einander gegenüber. Beide Autoren zeigen, dass Elektro- und elektromagnetische Kupplungen für eine Übertragung von

Drehmoment in der Größenordnung von 100 Nm nicht in Frage kommen. Auch piezoelektrische Elemente eignen sich auf Grund der kleinen Verfahrwege und der starken Temperaturempfindlichkeit nicht (vgl. [38], [30]). Einen interessanten Ansatz stellen hydraulische Aktoren da: Sie ermöglichen aufgrund der geringen bewegten Eigenmassen des Fluids hohe Stellkräfte und große Beschleunigungen. Vorteile gegenüber der pneumatischen Lösung liegen in der hohen Steifigkeit und Stoßfestigkeit, bedingt durch die geringe Kompressibilität von Hydrauliköl. [38]

Moderne hydraulische Servoventile verfügen zudem über eine ausreichende Schaltdynamik [39]. Dies zeigen auch die Untersuchungen von [38], während [30] die Verwendung von hydraulischen Aktoren ausschließt. Auf Grund der breiteren Möglichkeiten zur Variation der Kupplungsbetätigung wird in dieser Arbeit der von [38] vorgestellte Ansatz der hydraulischen Kupplungsbetätigung verwendet. Als hydraulischer Steller kommt ein direktgesteuertes Servoventil zum Einsatz. Für eine detaillierte Gegenüberstellung möglicher Aktorsysteme sei auf [38] verwiesen.

Das hydraulische System umfasst eine hydraulische Pumpe [40], das direkt gesteuerte Servoventil, sowie einen Stellzylinder.

Als Servoventile werden Stetigventile mit Grenzfrequenzen von über 80 Hz und besonders präziser Nullüberdeckung bezeichnet. Bei Stetigventilen werden keine diskreten Schaltpositionen vorgegeben, die Ausgangsgröße ergibt sich aus einem kontinuierlichen Verhältnis zur Eingangsgröße. Stetigventile dienen in hydraulischen Regelkreisen als elektrohydraulische Umformer. Sie verbinden die guten Leistungseigenschaften der Hydraulik mit den Vorteilen der Elektro-, Digital- und Regelungstechnik. Durch diese Kombination können sehr dynamische Systeme entwickelt werden, die gleichzeitig hohe Stellkräfte erzeugen. Stetigventile werden in drei verschiedene Gruppen eingeteilt. Es gibt Wegeventile, bei denen die Kolbenposition proportional zum Eingangssignal ist. Bei Druckventilen ist der Lastdruck am Arbeitsanschluss proportional zum Eingangssignal und bei Volumenstromventilen ist der Volumenstrom proportional zum Eingangssignal [41].

### 4.3.2 Modellbildung Hydraulik

Die Aufgabe des Aktors ist es, einen idealerweise rechteckigen Verlauf der Anpresskraft  $F_N$  zu realisieren. Wie dargestellt, wird ein hydraulischer Aktor, bestehend aus dem direktgesteuerten Servoventil, eine Konstantdruckpumpe und ein Ein-Gang-Stellzylinder verwendet. Auf die Auswahl des Stellzylinders wird in Kapitel 4.4.2 näher eingegangen. In der Modellbildung werden das Servoventil sowie der Stellzylinder berücksichtigt, die hydraulische Pumpe wird als konstante Druckquelle vereinfacht.

Das verwendete Ventil ist ein direktbetätigtes Servoventil mit integrierter digitaler Elektronik, die sowohl die Regelung des Drucks als auch des Volumenstroms ermöglicht (Siehe Datenblatt Moog D638 [39]).

Der Steuerkolben im Ventil wird durch einen Linearmotor verstellt, auf diese Weise werden der Hochdruckanschluss P mit den Lastanschlüssen A oder B verbunden bzw. die Lastanschlüsse mit der Rückführleitung T. Das Ventil ist, wie in Abbildung 4-6 zu sehen, ein 4/3-Wegeventil. Es wird davon ausgegangen, dass der Ventilanschluss A mit dem Stellzylinder verbunden ist und der Ventilanschluss B verschlossen ist, sodass sich daraus ein 3/3-Wegeventil ergibt [39].

Der Stellzylinder betätigt über den hydraulischen Ringkolben die Anpressplatte der Kupplung (Kapitel 4.4.2.).

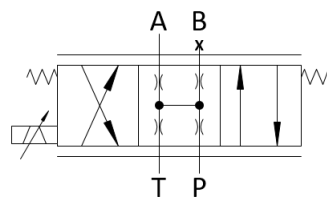


Abbildung 4-6: hydraulisches Schaltbild des Ventils

Das Übertragungsverhalten vom Ansteuersignal  $U_{H,soll}$  zur Position des Steuerkolbens ist im Datenblatt [39] des Ventils als Frequenzgang dargestellt (siehe Abbildung 4-7). Die dargestellten Prozentangaben geben die Position des Steuerkolbens in Bezug auf seine maximale Auslenkung an. Die Position des Steuerkolbens wird nachfolgend mit  $s_H$  bezeichnet, bei +100 % Kolbenposition ist der Lastanschluss A maximal zur Zuleitung P geöffnet. In der Zuleitung P herrscht der von der Konstantdruckpumpe

erzeugte Druck. Er wird im Folgenden als Versorgungsdruck bezeichnet und kann zwischen 25 bar und 250 bar variiert werden. Bei einer Kolbenposition  $s_H = -100\%$  ist der Lastanschluss A maximal zur Rückföhrleitung T geöffnert. In der Rückföhrleitung T, die das Ventil mit dem Tank der Konstantdruckpumpe verbindet, herrscht Umgebungsdruck.

Laut [41] kann für Ventile dieser Art typischerweise die Dynamik mit der eines PT2-Glied angenähert werden. Bei genauer Betrachtung des Frequenzgangs (Abbildung 4-7) wird deutlich, dass das dargestellte Verhalten sich nicht ausschließlich an das eines PT2-Glieds annähern lässt. So liegen die 3 dB-Eckfrequenz des Amplitudengangs und die 90°-Eckfrequenz des Phasengangs nur bei  $s_H = 5\%$  übereinander. Außerdem sind Phasen- und Amplitudengang abhängig vom Sollsignal, es zeigt sich ein anderes Übertragungsverhalten, je nach geforderter Stellgröße.

## FREQUENZGANG

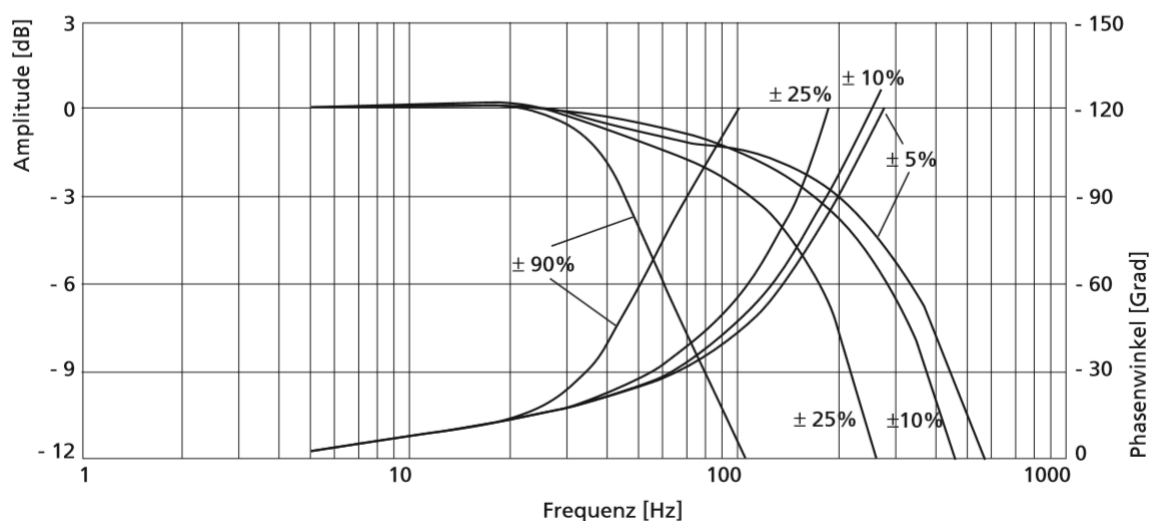


Abbildung 4-7: Frequenzgang Moog Ventil D638, Steuersignal zu Steuerkolbenposition in % [39]

Vereinfacht wird als Übertragungsfunktion der von [41] vorgestellte Ansatz nach der allgemeinen Formel für ein PT2-Glied angenommen:

$$G_{\text{Kolbenposition}} = \frac{1}{\frac{1}{\omega_V^2} \cdot s^2 + \frac{2 \cdot d_V}{\omega_V} \cdot s + 1}, \quad (4.15)$$

mit der Eigenkreisfrequenz  $\omega_V$  und dem Dämpfungskoeffizienten  $d_V$  des Ventils. In der Simulation werden zunächst eine konstante Eigenfrequenz und Dämpfung angenommen. Für das Systemverhalten wird der Verlauf für

$s_H = 90\%$  aus Abbildung 4-7 angenähert, er bildet die ungünstigste Systemdynamik ab.

Das modellierte PT2-Glied beschreibt somit das Übertragungsverhalten von der Steuerspannung  $U_{H,soll}$  zur Kolbenposition  $s_H$ .

Abbildung 4-8 zeigt den Frequenzgang des modellierten PT2-Glieds. Im Vergleich zu den 90 %-Kurven in Abbildung 4-7 ist zu erkennen, dass der Verlauf eine gute Näherung darstellt.

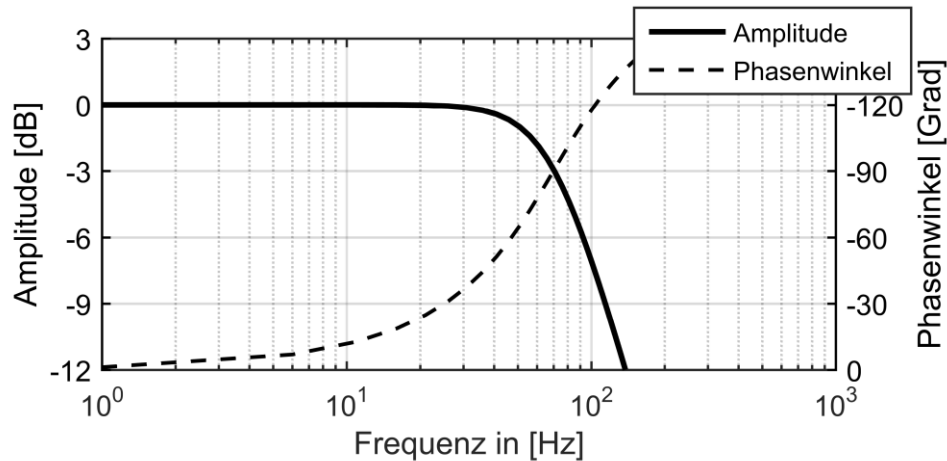


Abbildung 4-8: Modellierter Frequenzgang

In Abbildung 4-9 ist das Modell der hydraulischen Strecke dargestellt. Der Volumenstrom  $Q_{soll}$  ist proportional zur Kolbenposition:

$$Q_{max} \cdot s_{H\%} = Q_{soll} \quad (4.16)$$

Der erste Block der Strecke des hydraulischen Aktors in Abbildung 4-9 umfasst die Formeln (4.15) und (4.16). Die Übertragungsfunktion der gesamten Strecke ist in Abbildung 4-9 dargestellt. Eingangsgrößen sind die Steuerspannung  $U_{H,soll}$  des Ventils sowie der Druck in den Leitungen T und P zum Ventil  $p_{Leit}$ .

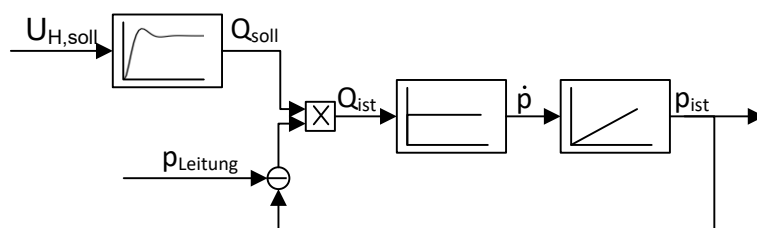


Abbildung 4-9: Blockschaltbild Hydraulische Strecke

Im Datenblatt des Ventils ([39]) ist der Zusammenhang zwischen  $Q_{soll}$  und  $Q_{ist}$  mit

$$Q_{ist} = Q_{soll} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{p_{nenn}}} \quad (4.17)$$

angegeben.

Die Variable  $\Delta p$  beschreibt die Druckdifferenz über dem Ventil. Je nach Vorzeichen des Volumenstroms wird im Modell zwischen zwei Zuständen unterschieden: Bei positivem Soll-Volumenstrom  $Q_{soll}$  ist die Zuleitung P mit dem Lastanschluss A verbunden, bei negativem Soll-Volumenstrom ist der Lastanschluss A mit der Rückföhrleitung T verbunden. Für  $\Delta p$  gilt:

$$\Delta p = \begin{cases} p_P - p_A, & Q_{soll} \geq 0 \\ p_A - p_T, & Q_{soll} < 0 \end{cases} \quad (4.18)$$

Aus dem Volumenstroms  $Q_{ist}$  ergibt sich die Änderung des Drucks  $\dot{p}$  mit Hilfe der hydraulischen Kapazität  $C_H$ :

$$\dot{p} = \frac{1}{C_H} \cdot Q. \quad (4.19)$$

Die hydraulische Kapazität beschreibt die Kompressibilität der hydraulischen Flüssigkeit. Bei Druckerhöhung wird Energie in der Hydraulikflüssigkeit gespeichert und bei Druckreduzierung wieder freigegeben, indem sich die Hydraulikflüssigkeit ausdehnt. Die hydraulische Kapazität wird über das Kompressionsmodul  $E_{öl}$  und das Volumen der Hydraulikflüssigkeit definiert [42]:

$$C_H = \frac{V_0}{E_{öl}}. \quad (4.20)$$

Es wird davon ausgegangen, dass sich der Kolben des Stellzylinders nur geringfügig bewegt. Das Volumen bleibt während des Druckaufbaus konstant, somit bleibt ebenfalls die hydraulische Kapazität unverändert. Als Volumen wird das gesamte Volumen bestehend aus Stellzylinder und Zuleitungen angenommen. Durch Integration von  $\dot{p}$  ergibt sich der Druck im Stellzylinder (rechter Block in Abbildung 4-9).

Das Ventil verfügt über eine integrierte Temperaturmessung, um eine präzise Positionierung des Steuerkolbens temperaturunabhängig zu gewährleisten.



Im stromlosen Zustand wird der Steuerkolben durch die Rückstellfeder in der Mittelposition gehalten und so auch bei einem Ausfall der Elektronik in die Ausgangsstellung zurückgestellt. Durch diese Position im stromlosen Zustand und die Nullüberdeckung soll ein ungewollter Druckanstieg im System verhindert werden und das verbundene Bauteil wird vor einer Überbelastung geschützt.

Trotz Nullüberdeckung steigt der Druck in Mittelstellung an, da immer Spiel zwischen Steuerkolben und Laufhülse vorhanden ist. Durch das Spiel entsteht ein Leckölstrom, der erst bei einem Kräftegleichgewicht zwischen beiden Seiten zum Stillstand kommt. Für die Modellierung der Leckageströme wird der in Formel (4.17) dargestellte Zusammenhang verwendet, wobei für  $Q_{soll}$  der maximale Leckagestrom nach Datenblatt angenommen wird. Die Druckdifferenz wird nach Formel (4.17) bestimmt.

Das Servoventil ist in verschiedenen Größen erhältlich. Aus dem Frequenzgang (Siehe Datenblatt [39]) und der Sprungantwort (Siehe Datenblatt [39]) ist ersichtlich, dass sich kleine Verfahwege des Steuerkolbens positiv auf die Dynamik des Systems auswirken. Um auch bei kleinen Verfahwegen einen ausreichenden Volumenstrom zu erhalten, wird die Ventilvariante mit dem maximalen Volumenstrom von  $Q_{max} = 40 \frac{l}{min}$  gewählt. Als Versorgungsdruck wird, der vom Hersteller für den hochdynamischen Anwendungsfall vorgeschlagene Druck von 100 bar verwendet.

## 4.4 Kupplung

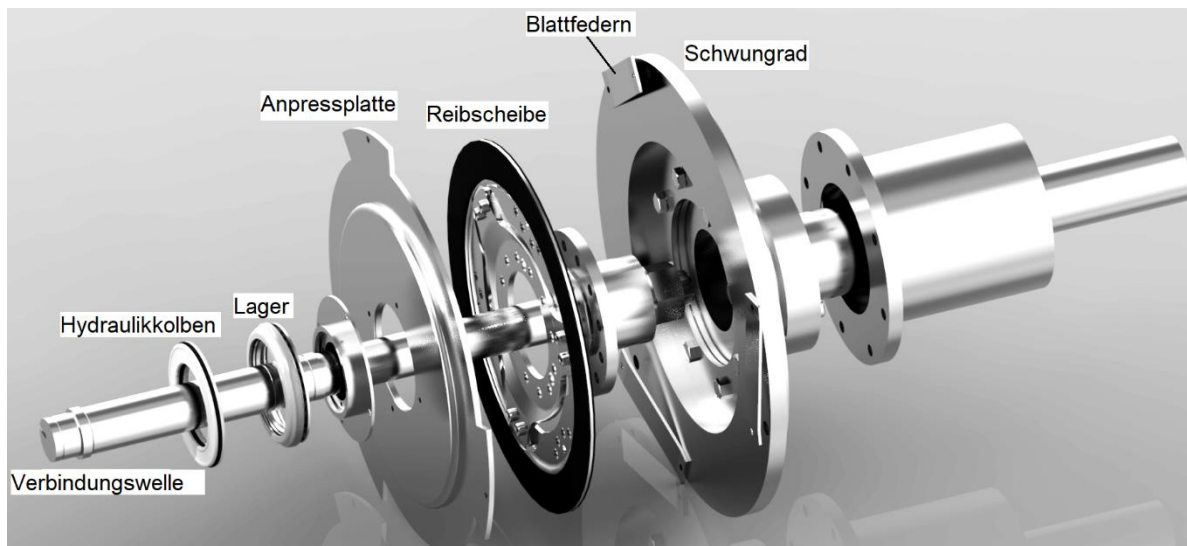
### 4.4.1 Auswahl der Kupplung

Damit die geforderte Drehmomentkapazität erreicht und eine Lastschaltung ermöglicht werden kann, kommen, wie auch [30] herausstellt, ausschließlich Reibkupplungen in Frage. Hier kann grundsätzlich zwischen nasslaufenden und trockenlaufenden Kupplungen sowie zwischen Einscheiben- und Mehrscheiben- oder Lamellenkupplungen unterschieden werden. In den Arbeiten von [10] und [5] wird das Betätigungsverhalten von nasslaufenden Lamellenkupplungen näher beschrieben. Das zur Kühlung verwendete Öl beeinflusst nicht nur den Reibkoeffizienten der Kupplungsbeläge, sondern

auch den Aufbau der Anpresskraft im Reibspalt [10]. Der Großteil des zwischen den Lamellen befindlichen Öls gelangt über die offenen Ringquerschnitte nach außen, ein Teil muss beim Schließen der Kupplung durch Belagnuten nach außen gepresst werden. Während dieses Ausquetschvorgangs entsteht durch die Kompression des Öls eine nichtlineare Gegenkraft. Dieses Verhalten stellt eine besondere Herausforderung bei der Regelung und Steuerung des Kupplungsmomentes dar [10].

Beim Schließen der Lamellenkupplung entsteht Reibung in der Verzahnung zwischen Lamellenträgern und Lamellen. Dieser als Axialkraftverlust bezeichneter Effekt reduziert die vom Kupplungsaktor aufgebrachte Verschiebekraft und sorgt im Schließvorgang für eine ungleichmäßige Axialkraftverteilung der Lamellen untereinander. Zudem haben nasslaufende Kupplungen auch im geöffneten Zustand ein Schleppmoment, das zusätzliche Verluste zur Folge hat.

Aus den vorgestellten Gründen fällt die Entscheidung auf eine trockenlaufende Einscheibenkupplung, mit dem Ziel, die Gegenkräfte im Schaltvorgang so weit wie möglich zu reduzieren und zusätzliche Verluste im geöffneten Zustand der Kupplung zu vermeiden. Um die Gegenkräfte weiter zu reduzieren, wird in der vorgestellten Topologie außerdem auf die Tellerfeder und die häufig zwischen den Reibbelägen befindlichen Belagfedern verzichtet. Auf diese Weise werden auch die Schaltwege gegenüber einer konventionellen Kupplung reduziert. Die verwendete Reibscheibe ist ein Serienbauteil aus einem Hybrid-Modul, die nur aus beidseitig auf einer Trägerscheibe aufgetragenen Reibbelägen besteht. Der mittlere Reibradius nach (2.4) ergibt sich zu  $r_m = 0,1661 \text{ m}$ . Aus dem Datenblatt wird ein Reibwert von  $\mu = 0,33$  entnommen.



**Abbildung 4-10: Explosionszeichnung der Kupplung**

Durch Einsetzen der Geometriedaten und des Kupplungsmoments in die Formeln (2.3) und (2.4) wird die erforderliche Anpresskraft, mit der die Anpressplatte die Reibscheibe gegen das Schwungrad drückt, mit  $F_N = 7052\text{N}$  ermittelt und für spätere Betrachtungen auf 7000 N gerundet. Abbildung 4-10 zeigt eine Explosionszeichnung der Kupplung.

Zwischen Anpressplatte und Schwungrad werden Blattfedern verwendet, die die Kupplung wieder aufdrücken können. Hierfür werden einfache Blattfedern konzipiert. Bei der Anpressplatte wird auf eine möglichst geringe Gesamtmasse bei gleichzeitig ausreichender Steifigkeit zur Aufbringung der Anpresskraft Wert gelegt. Das Schwungrad wurde mit einem großen Trägheitsmoment ausgelegt, um die Rückwirkung der Drehmomentstöße auf die Antriebsmaschine zu reduzieren. Rechts in Abbildung 4-10 sind eine Lageraufnahme sowie die Anbindung an die Antriebsmaschine zu sehen. Links in Abbildung 4-10 sind die Verbindungswelle (Kapitel 4.6) zwischen Federn und Reibscheibe sowie der hydraulische Stellzylinder dargestellt.

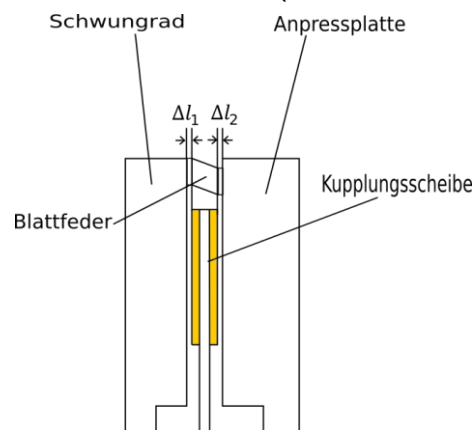
#### **4.4.2 Stellzylinder**

Der Stellzylinder, dessen Hydraulikkolben in Abbildung 4-10 zu sehen ist, setzt den von der Hydraulik aufbrachten Druck in die Anpresskraft der Kupplung um. Wie auch die Anpressplatte bewegt sich der Kolben des Stellzylinders bei jedem Schaltvorgang. Bei der Auslegung des

Stellzylinders stand daher ebenfalls ein Minimieren der Eigenmasse im Vordergrund. Wie die Untersuchungen von [43] gezeigt haben, ist die Wahl eines Stellzylinders mit kleinem Außendurchmesser in mehreren Hinsichten von Vorteil:

Die Skalierung des Außendurchmessers skaliert auch das Gesamtvolumen des Stellzylinders und damit die Füllzeit bzw. die zum Druckaufbau benötigte Zeit.

Neben dem Volumen erhöht sich mit einer Vergrößerung des Außendurchmessers auch das Trägheitsmoment um die Rotationsachse des Stellzylinders und seiner Aufnahme (Siehe auch Abbildung 4-12).



**Abbildung 4-11: Schema Kupplung**

Abbildung 4-11 zeigt ein Schema der Kupplung. Bei geöffneter Kupplung befindet sich rechts und links der Reibscheibe ein Lüftspalt  $\Delta l_1$  und  $\Delta l_2$ , beide zusammen ergeben die Reibspalthöhe  $a$ . Zum Schließen der Kupplung muss der Stellzylinder diese überwinden. Die Reibspalthöhe wird mit 1,5 mm ausgelegt.

Als eine zentrale Herausforderung erwies sich zudem die Beschaffung eines geeigneten Ausrücklagers. Dieses verbindet den Stellzylinder mit der Anpressplatte (Abbildung 4-12) und ermöglicht die Übertragung der axialen Druckkraft auf die rotierende Anpressplatte. Die Verwendung eines klassischen Axiallagers kommt an dieser Stelle nicht in Frage, da dieses nicht selbsthaltend ist und auf Grund dessen axiale Vorspannkraft benötigt.

Beim Ausrücklager konnte wie beim mit dem dazugehörigen Stellzylinderkolben auf ein Serienbauteil aus einer Lammelenkupplung zurückgegriffen werden. In Abbildung 4-12 ist der Aufbau dargestellt. Beim Ringgehäuse handelt es sich um eine Konstruktion, deren Wände im Vergleich mit dem Serienbauteil verstärkt sind.

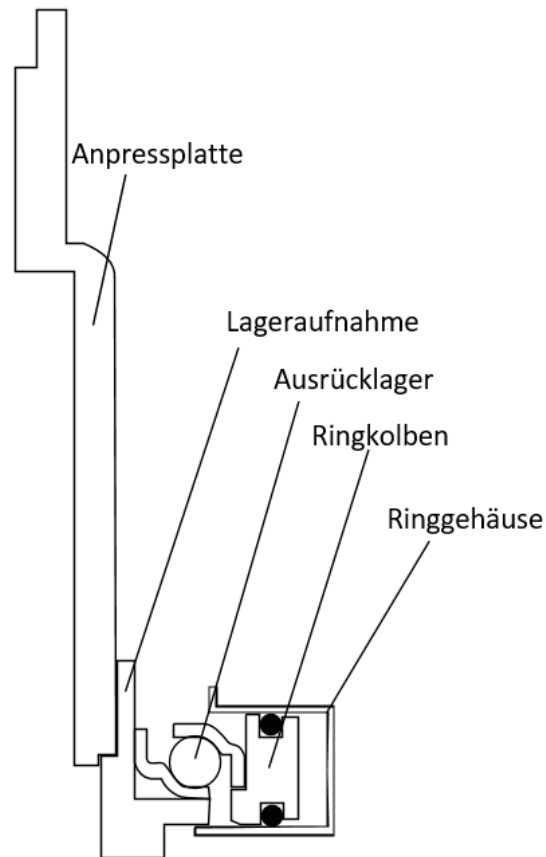


Abbildung 4-12: Zeichnung Stellzylinder

Mit dem Volumen des Stellzylinders sowie dem der Hydraulikleitungen zwischen Ventil und Stellzylinder wird in Formel (2.12) das Volumen mit  $V_0 = 17,22\text{cm}^3$  beschrieben.

#### 4.4.3 Modell Kupplung

Mit dem linearen Zusammenhang

$$F_{Druck} = p_{ist} \cdot A_{kolben} \quad (4.21)$$

wird die Druckkraft des Stellzylinders aus der Ringkolbenfläche  $A_{Kolben}$  bestimmt. Die Fläche des Ringkolben wird aus den CAD-Dateien mit

$$A_{Kolben} = 3,36 \cdot 10^{-3}\text{m}^2$$

bestimmt. Die Blattfedern zwischen Anpressplatte und Schwungrad werden über eine lineare Federkennlinie modelliert, mit der Federkonstante  $c_{Rück}$  und dem Weg der Reibspalthöhe  $a$ :

$$F_{Rück} = a \cdot c_{Rück} \quad (4.22)$$

Die vom Aktor erzeugte Kraft wird um die im Stellzylinder entstehenden Reibungsverluste sowie um die Rückstellkraft der Federn reduziert. Aus dem Kräftegleichgewicht an der Anpressplatte ergibt sich für die Anpresskraft der Kupplung:

$$F_N = F_{Druck} - F_{Rück} - F_{Reib} - F_T \quad (4.23)$$

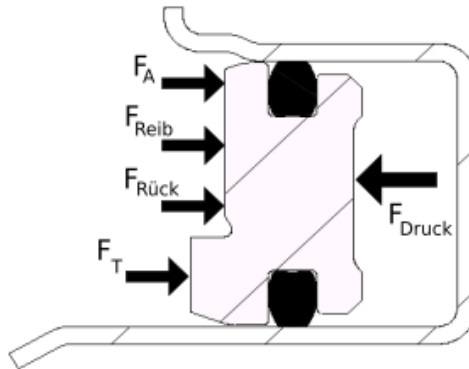


Abbildung 4-13: Kräfte am Kolben

Die Trägheitskraft  $F_T$  berechnet sich wie folgt

$$F_T = m \cdot \ddot{a} \quad (4.24)$$

Dabei umfasst  $m$  die gesamte Masse aus Ringkolben, Ausrücklager, Lageraufnahme und Anpressplatte.

Der Schaltvorgang der Kupplung wird in einem struktumschaltenden Modell abgebildet (vgl. [44], [20]), dessen schematischer Aufbau in Abbildung 4-14 zu sehen ist. Das Modell sieht die Zustände „Haften“, „Schlupfen“, „Offen“ und „Losbrechen“ vor. Das Kupplungsmoment  $M_K$  wird abhängig vom Systemzustand bestimmt, Abbildung 4-15 zeigt die in Abbildung 4-14 dargestellten Größen in einem Mehrkörperschaubild.

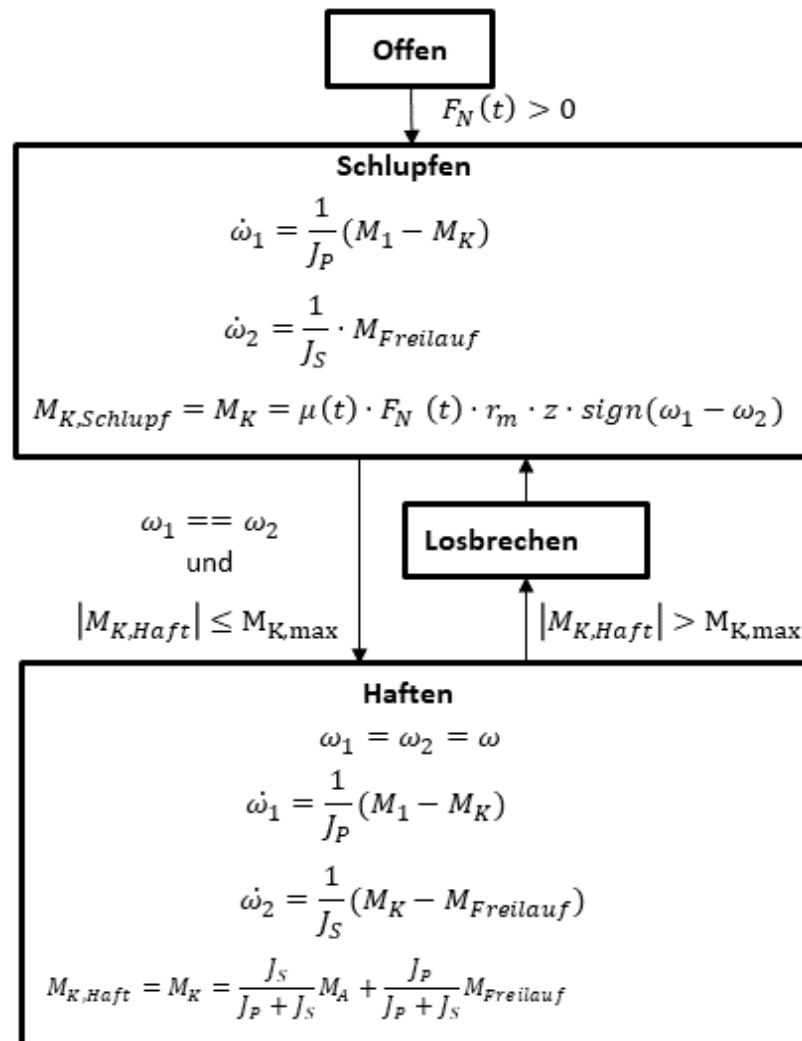


Abbildung 4-14: Schema Kupplungsmodell nach [20, 44]

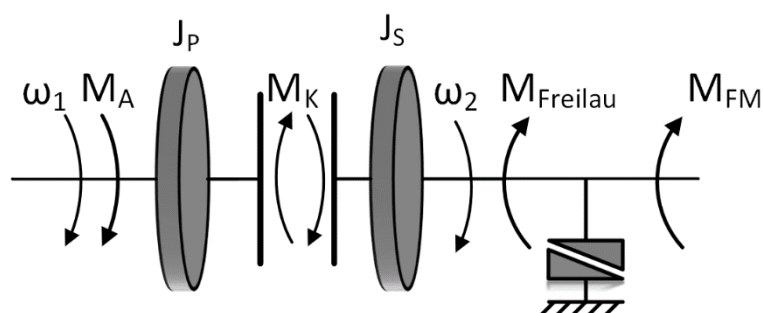


Abbildung 4-15: Mehrkörpermodell zum Kupplungsmodell

Die Modellierung des Reibwertes  $\mu(t)$  erfolgt über eine Stribeck-Kurve und wird mit der Formel

$$\mu(\Delta v) = \mu_H - (\mu_H - \mu_g \cdot K_1) \cdot \tanh(K_2 \cdot \Delta v) \quad (4.25)$$

beschrieben, mit  $\mu_H = 0,35$ ,  $\mu_g = 0,3$ ,  $K_1 = 0,85$  und  $K_2 = 0,05$ . Für die Herleitung und die Bestimmung der Koeffizienten sei auf [45] und [44] verwiesen.

Die Gleitgeschwindigkeit  $\Delta v$  ergibt sich aus dem mittleren Reibradius:

$$\Delta v = (\omega_1 - \omega_2) \cdot r_m \quad (4.26)$$

## 4.5 Freilauf

Wird die Kupplung geöffnet, muss das in der Feder gespeicherte Drehmoment abgestützt werden. Ein Ansatz ist eine von [27] und [1] verwendete eine Kupplungs-Bremsen-Kombination, die jedoch den Nachteil hat, dass sie ebenfalls betätigt werden muss. Daher wird, wie auch von [26] vorgeschlagen, ein Freilauf eingesetzt. Um die Anforderungen zu erfüllen, wird ein Klemmkörperfreilauf verwendet (siehe Datenblatt [56]). Für Schaltfrequenzen über 10 Hz wird die verwendete Ausführung mit Mäanderfedern empfohlen.

Der Freilauf weist üblicherweise ein Eindrehverhalten über ein Winkelspiel auf, in dem sich der Klemmkörper mit steigendem Krafteintrag zwischen dem Innen- und Außenring aufstellt (siehe Abbildung 4-16), bis ein Kräftegleichgewicht zwischen dem wirkenden Drehmoment und den Reaktionskräften des Freilaufs herrscht.

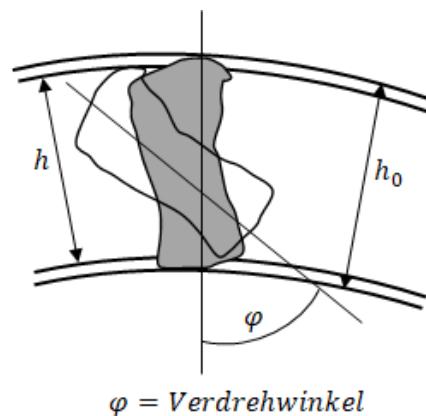


Abbildung 4-16: Klemmkörper im Freilauf nach [46]



Die Modellierung des Eindrehverhaltens von Klemmkörperfreiläufen wird u. a. von [47] und [48] vorgestellt. Wie von [48] erläutert wird das Eindrehverhalten des Freilaufes vereinfacht über eine lineare Federkennlinie mit der Federkonstante  $c_{Frei}$  mit einem Anschlag abgebildet. Als Winkelspiel wird ein für Klemmkörperfreiläufe typischer Wert von  $2^\circ$  angenommen.

$$M_{Freilauf} = \begin{cases} M_K - M_{FM}, & | \omega_3 \geq 0 \\ |M_K - M_{FM}| - \phi_{Frei} \cdot c_{Frei} & | \omega_3 \leq 0 \quad \& \quad \phi_{Frei} < 2^\circ \\ |M_K - M_{FM}| - M_{Frei,max} & | \omega_3 \leq 0 \quad \& \quad \phi_{Frei} \geq 2^\circ \end{cases} \quad (4.27)$$

## 4.6 Verbindungswelle

Über die Verbindungswelle sind das Feder-Masse-Element und die Reibscheibe verbunden. Zwischen Reibscheibe und Federn befindet sich der Freilauf.

Das Massenträgheitsmoment der Verbindungswelle beeinflusst, zusammen mit dem Widerstandsmoment der Federn, die Schlupfzeit der Kupplung und wird daher so gering wie möglich gehalten. Gleichzeitig ist die Verbindungswelle einem anspruchsvollen Lastkollektiv ausgesetzt, da bei jedem Schaltvorgang hohe Drehmomentgradienten wirken.

In Anbetracht dieses Zielkonfliktes wurde ein Wellendurchmesser von 30 mm gewählt.

Die inneren Enden der Spiralfedern werden über eine Nut in die Welle gesteckt. Um ein Verrutschen der Spiralfeder in der Nut zu verhindern, werden die Federenden außerdem eingeklebt.

Die Reibscheibe ist mit einem Flansch über einen Kegelpressverband mit der Verbindungswelle verbunden (siehe Anhang A, Abbildung A 1 und Abbildung A 2: CAD-Zeichnung Flansch Abbildung A 2). Auf Grund der impulsartigen Drehmomentübertragung von der Kupplung zur Verbindungswelle und der ebenfalls stoßartigen Rückwirkung der Federn kommen nur spielfreie Verbindungen in Frage. Das zu übertragende Torsionsmoment ergibt sich aus dem Kupplungsmoment von 539,7 Nm. Zur Erzeugung der erforderlichen Flächenpressung eignen sich nur Temperaturfügeverfahren oder ein Kegelpressverband. Auf Grund der einfacheren Montage wird ein Kegelpressverband verwendet.

Aus der Grundlagenliteratur [49] kann ein Verfahren zur Auslegung entnommen werden, sodass sich die im Anhang A, Abbildung A 1 und

Abbildung A 2 dargestellte Geometrie ergibt. Analog zur Verbindungswelle wird auch der Flansch hinsichtlich seiner Massenträgheit optimiert.

In der Modellbildung werden beide Bauteile zu einem zusammengefasst, das ein Gesamtträgheitsmoment von  $J_S = 0,011 \text{ kgm}^2$  besitzt.

### 4.7 Gesamtaufbau

In Abbildung 4-17 ist der vollständige Aufbau des Prototyps dargestellt. Eine Zuordnung der Bezeichnungen kann mit Hilfe der Liste in Tabelle 4-2 erfolgen. Das hydraulische Ventil fehlt in der Darstellung.

Das Kupplungsgehäuse (10) erfüllt mehrere Funktionen: So nimmt es die von dem Kupplungsaktor aufgebracht Axialkräfte über das Festlager (12) auf, sodass diese nicht in die Antriebsmaschine geleitet werden. Außerdem ist die gehäusefeste Aufnahme des Freilaufs (7) damit verbunden. Durch die Freilaufaufnahme verläuft zudem die Zuleitung zum hydraulischen Stellzylinder. Des Weiteren stellt das Kupplungsgehäuse einen Schutz vor den rotierenden Bauteilen der Kupplung dar und bietet eine Abdichtung gegen Staub von den Kupplungsbelägen.

An den Wellen (13) und (14) sind je ein Drehmoment- und Drehzahlsensor der Firma HMB angeschlossen. Darüber hinaus wird die Drehzahl zwischen Kupplung und Federpaket hinter dem Freilauf durch einen Inkrementalgeber erfasst.

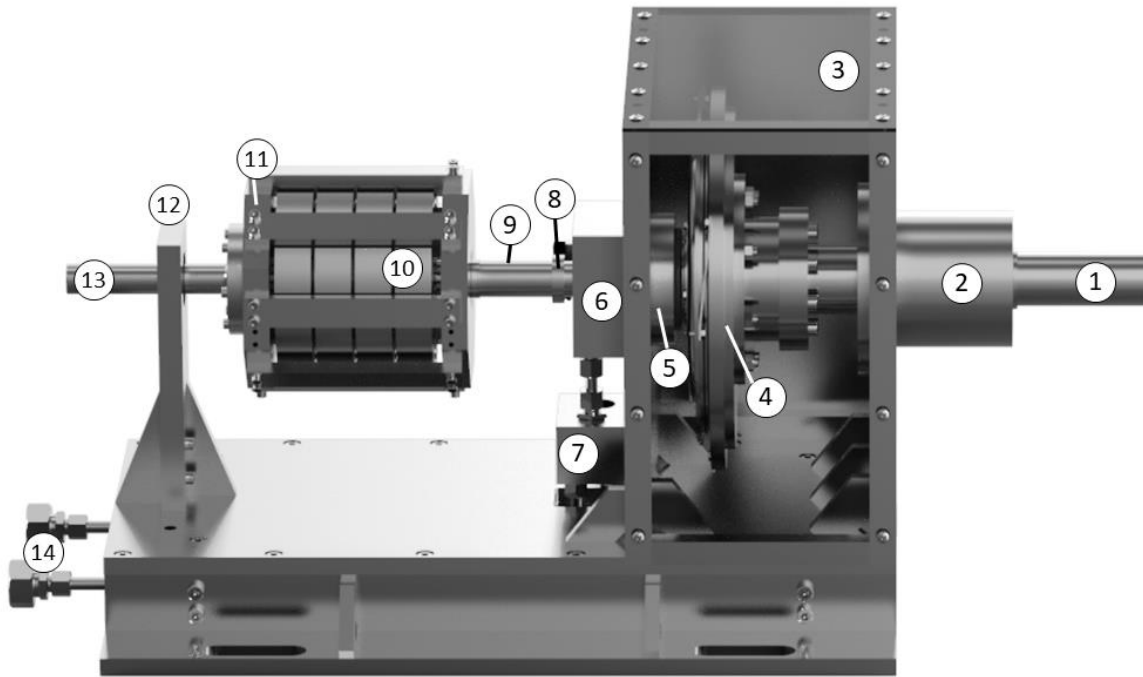


Abbildung 4-17: Gesamtaufbau des Prüflings

Tabelle 4-2: Zuordnung der Nummern aus Abbildung 4.19

Nr.	Baugruppe	Nr.	Baugruppe
1	Anschluss Antrieb	8	Drehzahlsensor
2	Festlager	9	Verbindungswelle
3	Gehäuse Kupplung	10	Feder
4	Kupplung	11	Massenträgheit/ Schwungmasse
5	Kupplungsaktor	12	Loslager
6	Aufnahme Freilauf	13	Anschluss Last
7	Anschluss Moog-Ventil	14	Anschluss Druckleitungen

## 4.8 Simulationsergebnisse

Die beschriebenen Teilmodelle werden nach dem in Abbildung 4-2 dargestellten Schema zu einem Gesamtmodell zusammengeführt.

Es werden zwei Simulationsszenarien untersucht: Zum einen wird eine konstante Lastdrehzahl mit Hilfe des Tastgrades über den Zusammenhang  $n_L = D \cdot n_E$  eingestellt. Dies entspricht dem Anwendungsfall des elektrischen Tiefsetzstellers. Als Last wird daher eine drehzahlabhängige

Dämpfung, als Äquivalent zum elektrischen Widerstand, verwendet. Zum anderen wird eine Synchronisation der Lastdrehzahl mit der Eingangsdrehzahl in Anlehnung an einen Anfahrvorgang mit einem VATS als Last durchgeführt. Dies erfolgt durch eine kontinuierliche Anhebung des Tastgrades.

Beide Szenarien werden im Folgenden mit den für die Konstruktion relevanten Zustandsgrößen vorgestellt. Im Rahmen des ersten Szenarios wird des Weiteren untersucht, welchen Einfluss das Verhalten der Kupplung im Schlupfzustand hat.

In den in Kapitel 3.2 vorgestellten Arbeiten zum Stand der Forschung wird die Kupplung als System mit zwei Zuständen (offen oder geschlossen) gesehen. Der Schlupfzustand, in dem es ebenfalls zu einer Energieübertragung kommt, wird nicht mit einbezogen.

In den durchgeführten Simulationen beschleunigt zunächst die Antriebsmaschine auf eine definierte Eingangsdrehzahl, nach 2 s beginnt die Drehzalanpassung der Lastseite mit Hilfe des Tiefsetzstellers.

Neben einer Variation des Tastgrades werden verschiedene Schaltfrequenzen (10 Hz und 20 Hz) und unterschiedliche Anpresskraftverläufe untersucht.

Untersuchungen am Prüfstand (Kapitel 5 und Kapitel 6) zeigen, dass eine Resonanz des Gesamtaufbaus zwischen 320 und 340 U/min vorliegt. Aus diesem Grund wird die Grundfrequenz und deren Oberwellen (640 – 680 U/min, 980 – 1020 U/min usw.) bei Versuchen vermieden. Die geplante Maximaldrehzahl von 1000 U/min liegt innerhalb des Resonanzdrehzahlbereiches, daher werden Versuche mit Drehzahlen von maximal 900 U/min umgesetzt. Bei den im Folgenden vorgestellten Simulationen werden nur die am Prüfstand gemessenen Drehzahlen berücksichtigt. Bei den gemessenen Drehzahlen stellen 900 U/min den ungünstigsten Belastungsfall dar, deshalb werden nachfolgend primär Simulationen mit dieser Drehzahl beschrieben.

### **4.8.1 Funktion als Tiefsetzsteller**

Um die Funktion als Tiefsetzsteller nachzuweisen, wird der Zusammenhang zwischen Tastgrad, Eingangsdrehzahl und Ausgangsdrehzahl untersucht.

Zunächst wird das Systemverhalten bei einem Tastgrad von 50 % und folgenden Eingangsgrößen betrachtet:

Eingangsdrehzahl:  $n_1 = 900 \frac{\text{U}}{\text{min}}$

Schaltfrequenz: 20 Hz und 10 Hz

Lastmoment:

$$M_L = \frac{100 \text{ Nm}}{n_1 \cdot D} \cdot n_3 \quad (4.28)$$

mit

$$n_3 = 0,5 \cdot n_1 = 450 \frac{\text{U}}{\text{min}}$$

$$M_L = 100 \text{ Nm}$$

Abbildung 4-18 zeigt einen Ausschnitt aus dem Verlauf der Anpresskraft, die das Eingangssignal in das Kupplungsmodell ist. Als Sollkraftverlauf wird ein Rechtecksignal mit einem Tastgrad von 0,5 angenommen. Das dargestellte Signal resultiert aus dem modellierten Übertragungsverhalten der hydraulischen Strecke. Der Verlauf der Kupplungsdrehzahlen ist in Abbildung 4-19 zu sehen. Die Drehzahl der Sekundärseite  $n_2$  steigt in jedem Schaltvorgang von null auf die Synchronzahl von knapp 900 U/min an, nach dem Öffnen der Kupplung fällt sie wieder ab. Es zeigt sich ein Unterschwinger auf -150 U/min, der aus dem Eindrehverhalten des Freilaufes bis zum Aufbau des Gegenmomentes resultiert.

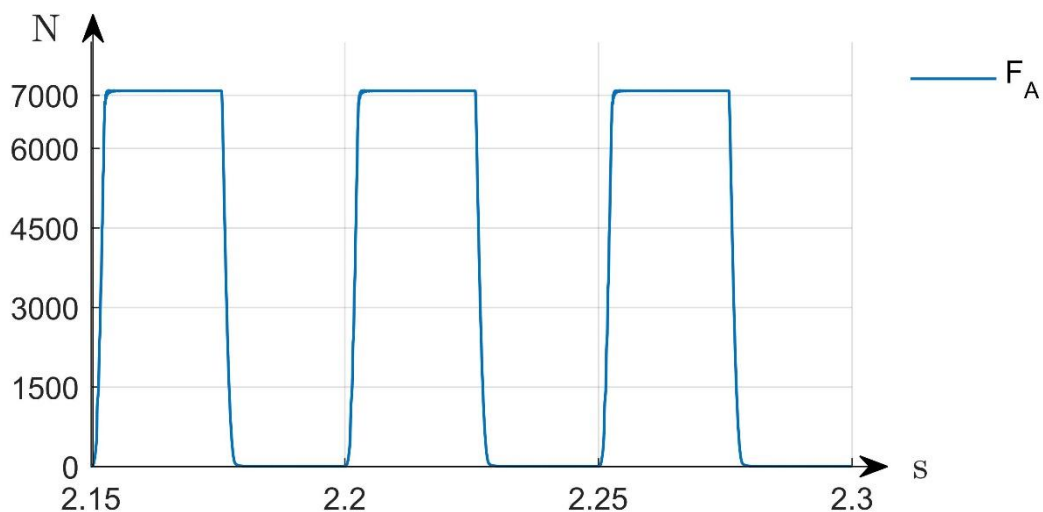


Abbildung 4-18: Verlauf der Anpresskraft über der Zeit

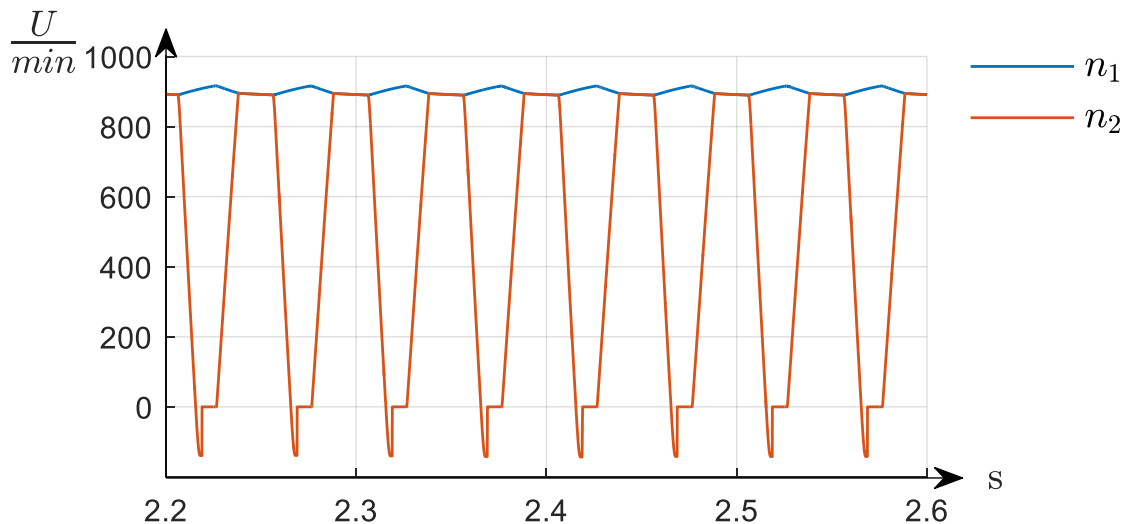


Abbildung 4-19: Drehzahlen Kupplung

Der Verlauf des Federmomentes (Abbildung 4-20) weist die erwarteten Rippel, sowie ein Einschwingverhalten auf. Nach Formel (3.4) lässt sich die Höhe der Rippel mit 44 Nm für 20 Hz bestimmen. Diese Überlegung wird durch die Simulation bestätigt.

In Abbildung 4-21 sind die Eingangsdrehzahl  $n_1$  und Ausgangsdrehzahl  $n_2$  dargestellt. Die aus der Formel (3.3) bestimmte Höhe der Drehzahlrippel mit 14.45 U/min deckt sich ebenfalls mit den Ergebnissen der Simulation.

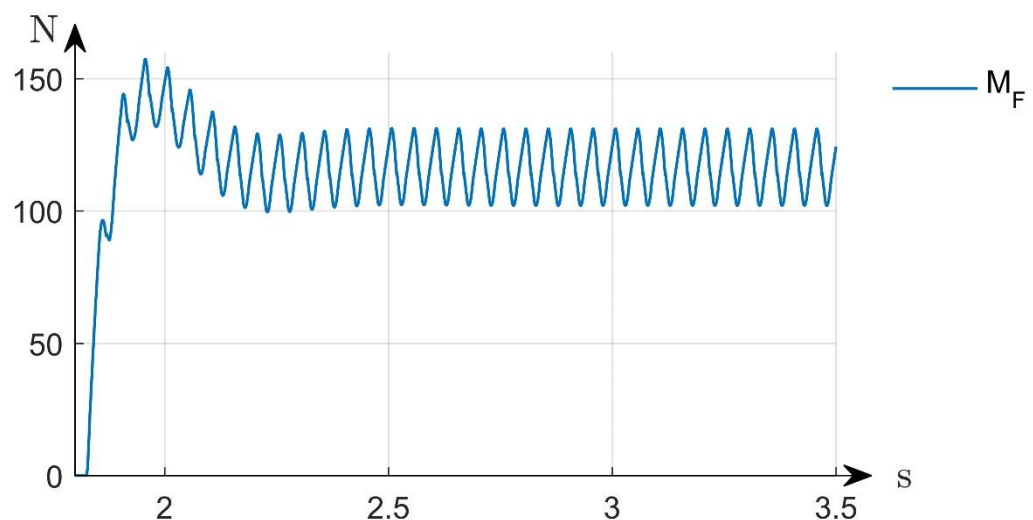


Abbildung 4-20: Drehmoment über der Feder über der Zeit

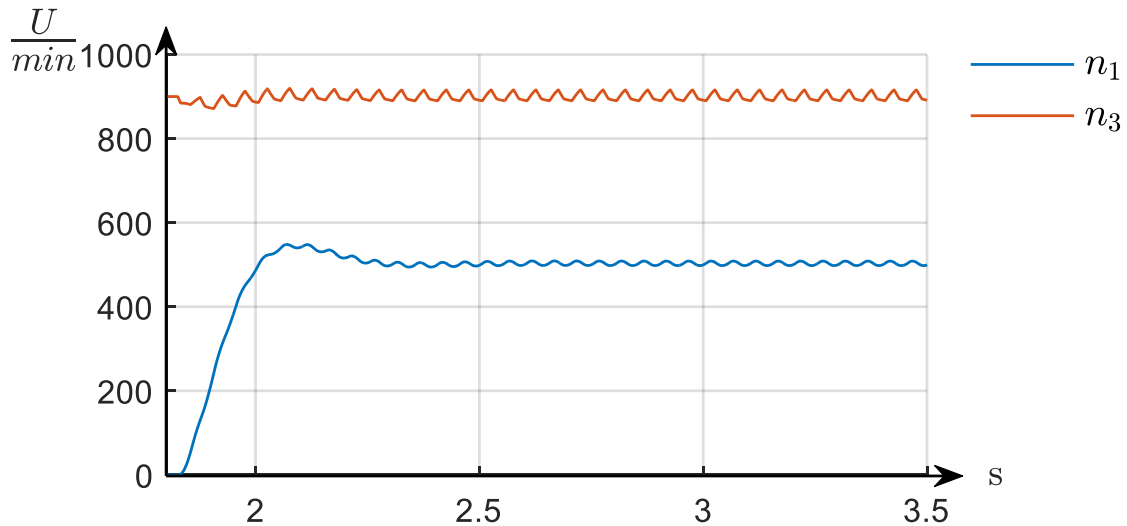


Abbildung 4-21: Verlauf der Eingangs- und Ausgangsdrehzahl über der Zeit

Die Ausgangsdrehzahl schwingt um einen Mittelwert von  $503,54 \frac{U}{\text{min}}$ , dieser Wert weicht vom erwarteten Mittelwert von  $n_3 = n_1 \cdot D = 450 \frac{U}{\text{min}}$  ab.

Aus diesem Grund ist auch das nach der Formel (4.28) bestimmte Lastmoment größer und es ergibt sich ein höheres Federmoment mit durchschnittlich 112,68 Nm.

Zur Untersuchung des linearen Zusammenhangs zwischen Tastgrad und Ausgangsdrehzahl wird der Tastgrad des Anpresskraftverlaufes in diskreten Schritten von 0,05 auf 0,9 erhöht.

In Abbildung 4-22 sind die Ausgangsdrehzahlen bei steigendem Tastgrad visualisiert. Zur besseren Übersicht werden nur die Tastgrade 0,1 bis 0,9 im Abstand von 0,1 dargestellt.

Die Abhängigkeit der Ausgangsdrehzahl vom Tastgrad ist klar zu erkennen. Außerdem ist die Höhe der Drehzahlschwankungen abhängig vom Tastgrad. Analog vom elektrischen Vorbild sind diese bei 0,5 am größten.

Zur Ermittlung des realen Tastgrades wird der Mittelwert der Ausgangsdrehzahl im eingeschwungenen Zustand in ein Verhältnis zur Eingangsdrehzahl gesetzt. Wird der reale Tastgrad über den eingestellten Tastgrad aufgetragen, so ergibt sich der in Abbildung 4-23 dargestellte annähernd lineare Zusammenhang. Bei Tastgraden größer 0,85 wird die Kupplung nicht mehr vollständig in einem Schaltzyklus geöffnet, sodass es hier zu einer Erhöhung des Tastgrades kommt. In allen Fällen liegt der reale Tastgrad leicht über dem eingestellten.

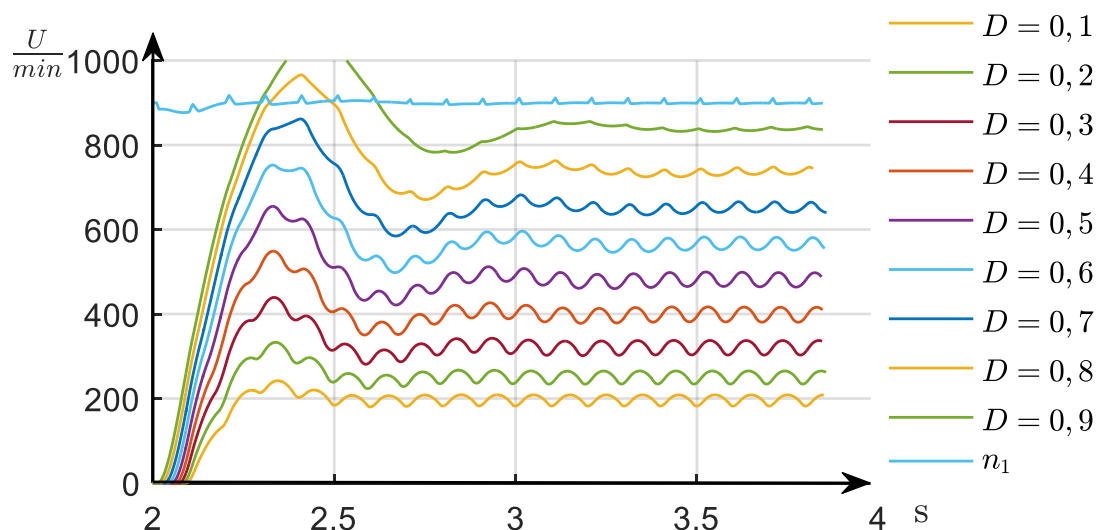


Abbildung 4-22: Drehzahlverläufe bei steigendem Tastgrad über der Zeit

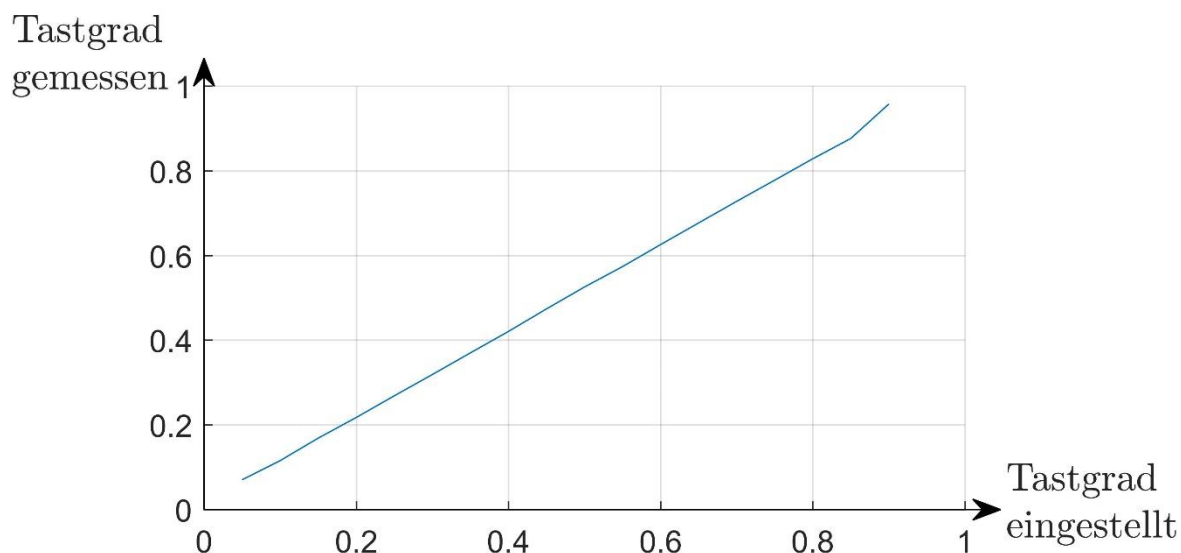


Abbildung 4-23: Tastgrad Zusammenhang

In theoretischen Grundlagen zum Tiefsetzsteller (Kapitel 2.4) wird davon ausgegangen, dass der Schalter bzw. die Kupplung nur über die Zustände offen und geschlossen verfügt. Im offenen Zustand wird kein Drehmoment übertragen, die hinter der Kupplung anliegende Drehzahl ist null. Die an der Feder anliegende Drehzahldifferenz ist negativ und die Feder gibt Energie an das nachgelagerte System ab.

Im geschlossenen Zustand wird das mittlere Lastmoment übertragen und die Drehzahl hinter der Kupplung ist gleich der Eingangsdrehzahl. Die von der Feder aufgenommene Energie ist in diesem Zustand abhängig von der



Differenzdrehzahl über der Feder und der Zeitdauer, während der die Kupplung geschlossen ist.

Das Verhalten im Schlupfzustand der Kupplung bzw. das Schaltverhalten des Schalters wird bei den in Kapitel 2.4 vorgestellten Betrachtungen, ebenso wie in der bisherigen Forschung außer Acht gelassen. Es darf aber nicht vernachlässigt werden. Im Schlupf wird das Kupplungsmoment  $M_K$ , das abhängig von der anliegenden Anpresskraft ist, übertragen. Es ist hier größer als das Lastmoment. Die Sekundärdrehzahl der Kupplung steigt von null auf die Synchrondrehzahl an. Sobald diese höher als die Lastdrehzahl ist (es liegt eine positive Drehzahldifferenz vor), wird die Feder weiter gespannt. Der transiente Verlauf der Sekundärdrehzahl und damit die Synchronisationszeit sind abhängig vom Kupplungsmoment und dem Lastmoment (Formel (2.10)). Die Synchronisationszeit der Kupplung ist antiproportional zur Differenz der beiden Drehmomente.

In Abbildung 4-24 ist der Verlauf der Differenzdrehzahl über der Feder bei einem idealen Kupplungsverhalten dargestellt. Außerdem sind der Verlauf für das oben erläuterte Simulationsszenario und der Verlauf bei einer Reduktion der Last um 50 % abgebildet. Im Vergleich zum idealen Verlauf verlängert sich die Zeitdauer der Energieaufnahme der Feder, es liegt länger eine positive Differenzdrehzahl an der Feder an. Es vergrößert sich somit ebenfalls der Tastgrad. Bei einer Reduktion des Lastmomentes verkürzt sich die Synchronisationsdauer der Kupplung, wie es an dem steileren Anstieg der in Blau dargestellten Drehzahl bei 3,835 s zu sehen ist, und der Tastgrad erhöht sich gegenüber dem idealen Verlauf.

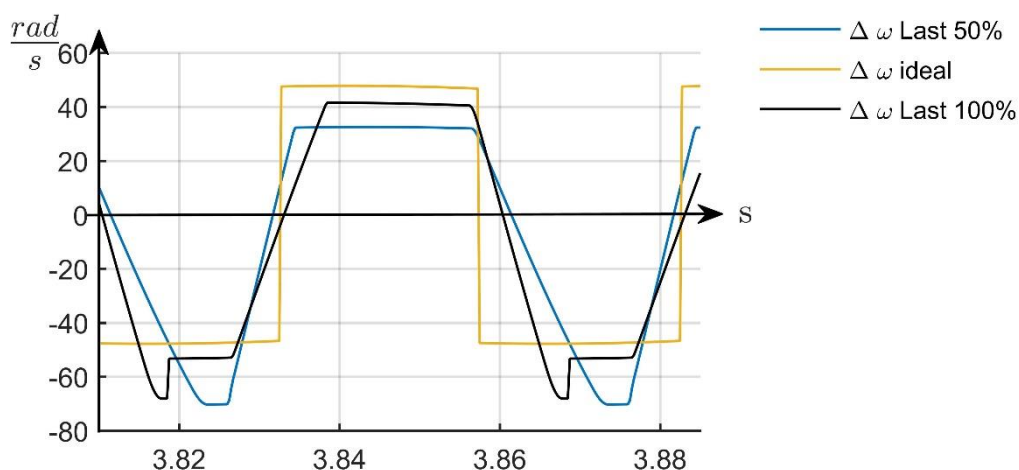


Abbildung 4-24: Drehzahldifferenz über der Feder bei Tastgrad 0,5 über der Zeit

In der Formel (2.10) wird das Kupplungsmoment als konstant angenommen, dies führt zu einer konstanten Beschleunigung der Sekundärseite der Kupplung nach:

$$\dot{\omega}_3 = \frac{M_K - M_L}{J_3}. \quad (4.29)$$

Wird für  $M_K$  ein linearer Anstieg angenommen, führt dies in dieser Zeitspanne zu einer linearen Beschleunigung. Ein höherer Gradient der Anpresskraft und damit des Kupplungsmomentes bewirkt somit eine Verkürzung der Synchronisationszeit und damit eine Erhöhung des Tastgrades.

Es ergibt sich ein quadratischer Zusammenhang zwischen dem Tastgrad und dem Gradienten der Anpresskraft.

Neben dem Schließvorgang der Kupplung ist das Verhalten beim Öffnen mit einzubeziehen. Wird der Verlauf der Anpresskraft gemäß Abbildung 4-18 betrachtet, so zeigt sich, dass diese auf Grund der modellierten Dynamik nicht in einem Zeitschritt vom maximalen Wert auf null abfällt. Die Kupplung bleibt solange geschlossen, bis das Kupplungsmoment kleiner ist als das Lastmoment. Bei einem Lastmoment von ca. 112 Nm ist dies bei einer Anpresskraft von 1609 N der Fall. Die Kupplung bleibt in diesem Fall 1,8 ms länger geschlossen, als aus dem Sollkraftverlauf zu erwarten ist. Auch nach dem Losbrechen der Kupplung ist noch Energie in den Massenträgheiten der Sekundärseite (Reibscheibe und Verbindungswelle) gespeichert. Die Feder wird auch in diesem Zustand weiter gespannt, solange eine positive Drehzahldifferenz vorliegt. In Abbildung 4-24 ist der Abfall der Drehzahl bei ca. 3,85 s zu erkennen. Durch eine Reduktion des Lastmomentes bleibt die Kupplung länger geschlossen, wodurch sich der Tastgrad erhöht.

Zur Beurteilung des realen Tastgrades ist daher die Betrachtung der Drehzahldifferenz über der Feder erforderlich.

Es können somit zwei zentrale Einflussgrößen für die Verschiebung des Tastgrades identifiziert werden: die Höhe des Lastmomentes und der transiente Verlauf der Anpresskraft und damit des Kupplungsmomentes.

Beide Aspekte wirken sich auf die Synchronisationsdauer und damit auf die Reibungsverluste nach der Formel (2.14) aus. Durch eine Verlängerung der Rutschzeit erhöhen sich stets auch die Reibungsverluste. Abbildung 4-25

zeigt die Größenordnung der Reibungsverluste als spezifische Wärmearbeit.

Die entstandene spezifische Wärmearbeit wird mit

$$q_{zu} = \int \frac{M_k \cdot \Delta\omega}{2 \cdot A_{Reib}} dt \quad (4.30)$$

bestimmt.

Die Wärmearbeit in dem oben vorgestellten Simulationsszenario wird über den Zeitraum von 0 bis 3 s integriert. Anschließend werden die maximale Anpresskraft und damit das Kupplungsmoment sowie das Lastmoment variiert. Wie zu erwarten, reduziert sich mit kleiner werdendem Lastmoment die Wärmearbeit, da sich die Rutschzeit verkürzt.

Wird die Wärmearbeit in Abbildung 4-25 abhängig von der steigenden Anpresskraft betrachtet, so zeigt sich, dass sich diese ab einer Anpresskraft von 4000 N geringfügig reduziert. Die Anpresskraft hängt linear mit dem Kupplungsmoment zusammen, sodass sich mit einer höheren Anpresskraft auch die Rutschzeit der Kupplung verkürzt. Gleichzeitig findet während der Synchronisation ein höherer Energieeintrag statt, sodass sich hinsichtlich der Reibungsverluste über 4000 N keine signifikanten Vorteile ergeben.

Zur Erzeugung höherer Anpresskräfte ist auch ein höherer Druck im Stellzylinder erforderlich, wodurch sich die Belastung dieses Bauteils vergrößert. Aus diesem Grund wird sich entschieden, am Prüfstand primär Anpresskräfte bis 5000 N zu untersuchen.

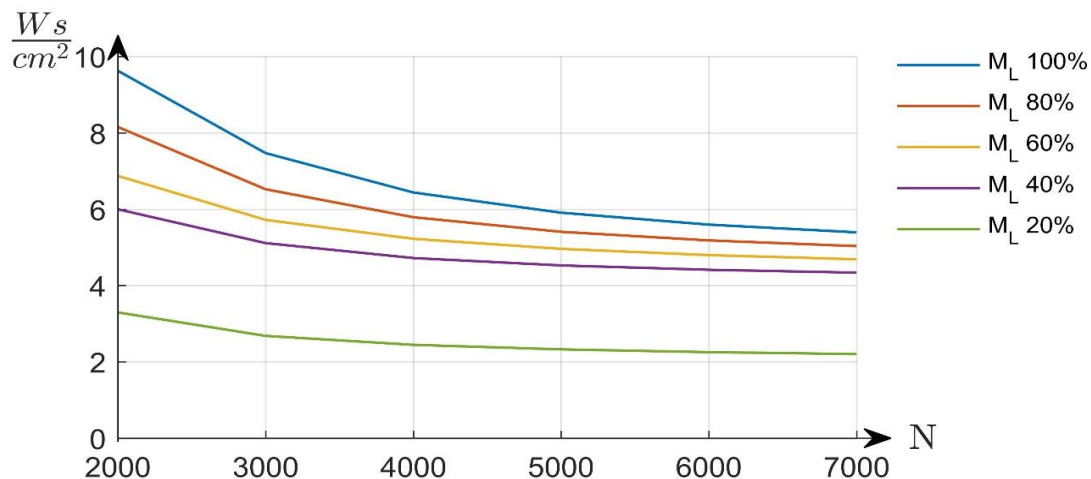


Abbildung 4-25: Spezifischer Wärmeeintrag abhängig von dem Lastmoment und der Anpresskraft der Kupplung.

### 4.8.2 Anfahrvorgang

Neben dem Einstellen einer konstanten Zieldrehzahl wird die Funktionalität der Drehzahlsynchronisation, sie beim Anfahrvorgang eines Fahrzeuges auftritt, untersucht. Ziel ist es, die Reibungsverluste im Anfahrvorgang im Vergleich zu einer konventionellen Kupplung zu reduzieren. In meiner Veröffentlichung [20] wird der mit dem mechanischen Tiefsetzsteller umgesetzte Anfahrvorgang mit einem Anfahrvorgang einer konventionellen Kupplung verglichen.

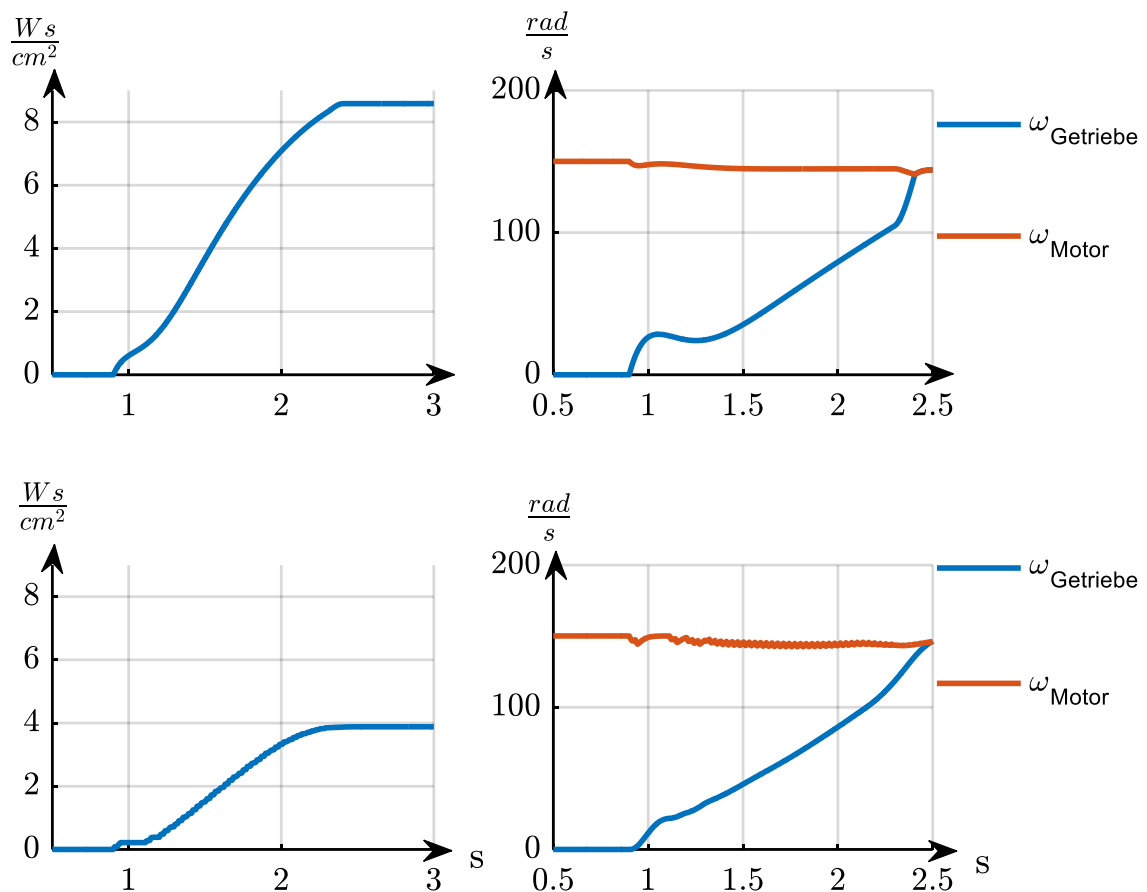


Abbildung 4-26: Vergleich konventionelle und schnellschaltende Kupplung über der Zeit

Abbildung 4-26 stellt links unten den Verlauf von  $q_{zu}$  nach der Formel (4.30) für den Anfahrvorgang mit dem mechanischen Tiefsetzsteller dar. Für den gesamten Anfahrvorgang ergibt sich somit eine spezifische Reibarbeit von ca.  $3,8 \frac{Ws}{cm^2}$ . Links oben in Abbildung 4-26 ist die spezifische Reibarbeit bei

einem konventionellen Anfahrvorgang dargestellt. Es zeigt sich eine Halbierung der spezifischen Reibarbeit. Damit kann das Potential des mechanischen Tiefsetzstellers als Anfahrlement herausgestellt werden.

Die einzelnen Schlupfphasen im vorgestellten Konzept liegen im Bereich einer Millisekunde. Daher ist der Energieeintrag in die Kupplung über den gesamten Anfahrvorgang erwartungsgemäß gering.

## 5 Untersuchung des mechanischen Tiefpassfilters

Die Inbetriebnahme des Prototyps erfolgt in mehreren Schritten. Zunächst wird das Verhalten des mechanischen Tiefpassfilters, bestehend aus Feder und Massenträgheitsmoment, untersucht. Dafür wird ein vereinfachter Versuchsaufbau verwendet, bei dem der mechanische Tiefpassfilter, in Abbildung 5-1 bestehend aus  $c_{F1}$  und  $J_1$ , zwischen die Last- und Antriebsmaschine eingespannt wird.

Ziel ist die Validierung des verwendeten Federmodells mit der Feder- und Dämpfungskennlinie.

Im dargestellten Versuchsaufbau werden die Drehzahl und das Drehmoment der Maschinen erfasst. Außerdem werden mit je einem Drehmomentsensor die Schnittmomente  $M_{S1}$  und  $M_{S2}$  gemessen. Die Erfassung aller Messdaten erfolgt mit einer Abtastrate von 2 kHz.

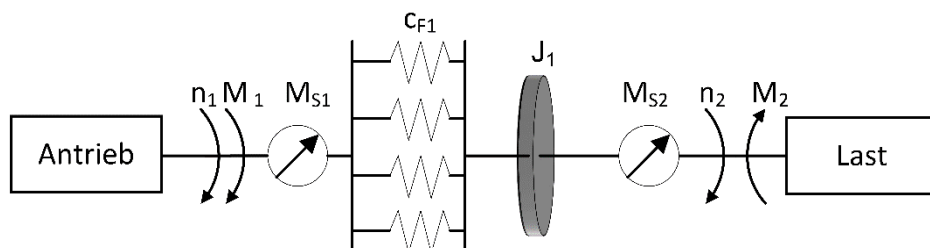


Abbildung 5-1: Schema des Versuchsaufbaus mit Bezeichnung der Größen

## 5.1 Vorgehen

Zur Validierung werden zwei verschiedene Versuchsszenarien durchgeführt.

In der ersten Versuchsreihe wird bei konstanter Drehzahl  $n_1$  ein Drehmomentsprung  $M_2$  erzeugt. Aus dem Verdrehwinkel im eingeschwungenen Zustand wird die stationäre Federkennlinie bestimmt.

Die Versuche werden mit verschiedenen Drehzahlen durchgeführt, um deren Einfluss auf das Federverhalten zu untersuchen. Tabelle 5-1 zeigt eine Übersicht über die durchgeführten Versuche.

**Tabelle 5-1: Übersicht der Versuche zur Bestimmung der Federkonstante**

Drehmomentsprung Höhe in Nm	Drehzahl in U/min
20	100, 250 500, 900
40	100, 250, 500, 900
60	100, 250, 500, 900
80	100, 250
100	100, 250

Als weiterer Parameter wird das Dämpfungsverhalten des Federpaketes bestimmt. Dafür wird die Sprungantwort des Systems untersucht. Diese wird technisch durch einen Drehmomentsprung von Maschine 2 umgesetzt, Maschine 1 fungiert als freies Ende und wird daher während der Versuche nicht bestromt. Diese Versuche werden außerdem im Folgenden exemplarisch zur Validierung der Simulation vorgestellt.

## 5.2 Messungen

Abbildung 5-2 zeigt beispielhaft die Messergebnisse für einen Drehmomentsprung ( $M_2$ ) in Höhe von 40 Nm bei -100 U/min, -200 U/min und

-500 U/min. Oben in Abbildung 5-2 ist der Drehzahlverlauf  $n_1$  dargestellt. In dieser Versuchsreihe ist der Drehzahlregler der Antriebsmaschine aktiv, er

erzeugt ein zusätzliches Drehmoment  $M_1$  auf die Federn. Zum Einstellen einer konstanten Drehzahl muss er die Reibungsverluste am Prüfstand kompensieren, sodass sich das auf die Federn wirkende Drehmoment erhöht. Als an der Feder wirksames Drehmoment wird daher das Schnittmoment an der Messwelle 1,  $M_{S1}$  verwendet (Abbildung 5-2 Mitte) Unten in Abbildung 5-2 ist der der Verdrehwinkel des Federpaketes dargestellt. Der Verdrehwinkel wird durch Integration der Differenzdrehzahl  $n_1 - n_2$  ermittelt. Die Kurven für -200 U/min und -500 U/min liegen übereinander. Das Verhalten bei -100 U/min weicht leicht von den anderen Verläufen ab. Die Ursache liegt in dem Störübertragungsverhalten des Drehzahlreglers der Antriebsmaschine. In Abbildung 5-2 ist zu sehen, dass der Verdrehwinkel, unabhängig von der Drehzahl, um denselben Mittelwert schwingt.



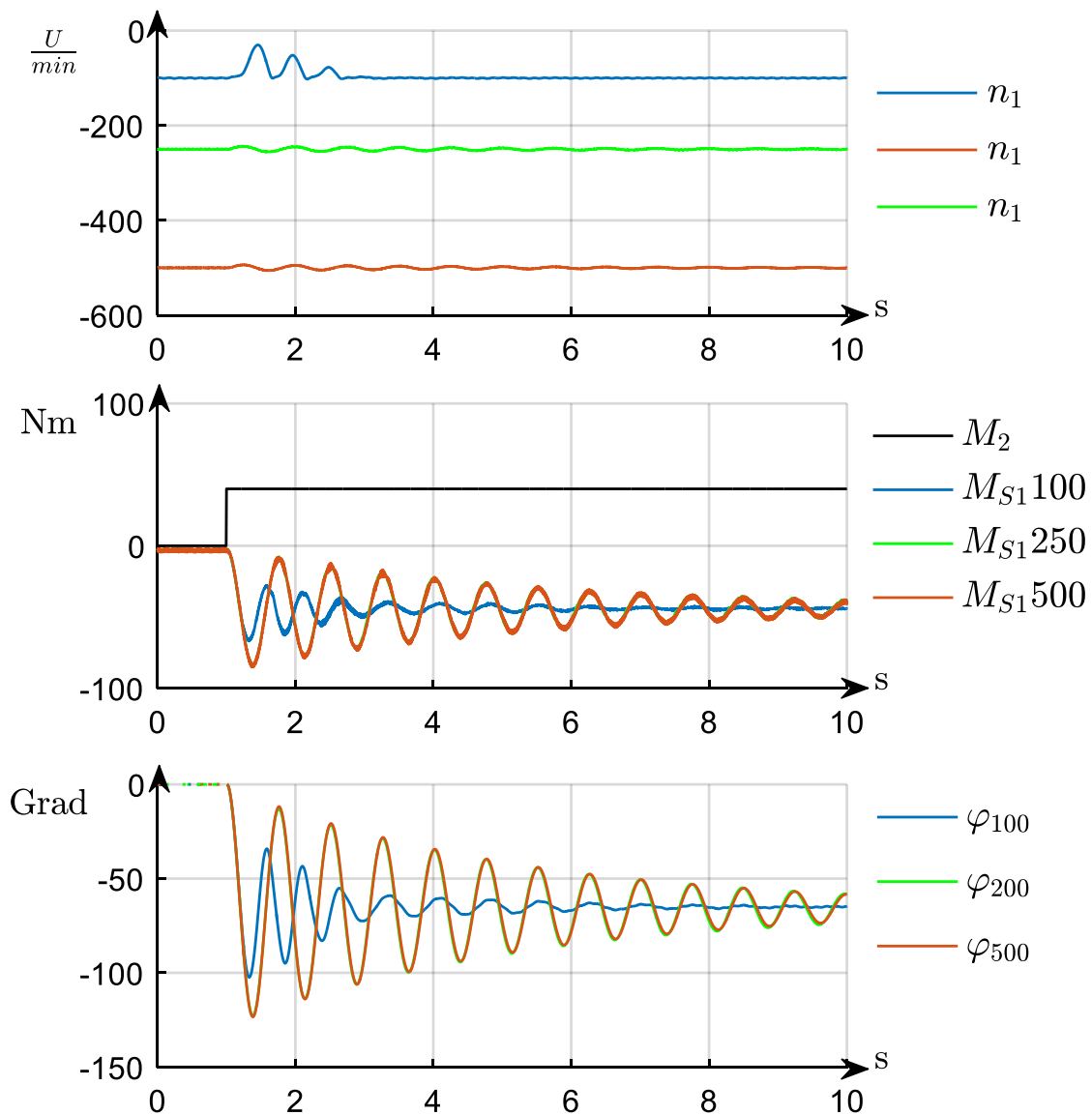


Abbildung 5-2: Messgrößen, Drehmomentsprung  $M_2$  bei konstanter Drehzahl über der Zeit

Zur Bestimmung der Federkonstante werden der berechnete Verdrehwinkel und das Schnittmoment  $M_{S2}$  über die letzte Periode gemittelt. Abbildung 5-3 zeigt die ermittelten Verdrehwinkel über die Federmomente für alle in Tabelle 5-1 dargestellten Versuche. Durch die Messpunkte wird eine Regressionsfunktion gelegt, mit der die Federkennlinie angenähert wird:

$$M_F = -1,14 \cdot \varphi^2 + 37,4 \cdot \varphi + 2,1 \quad (5.1)$$

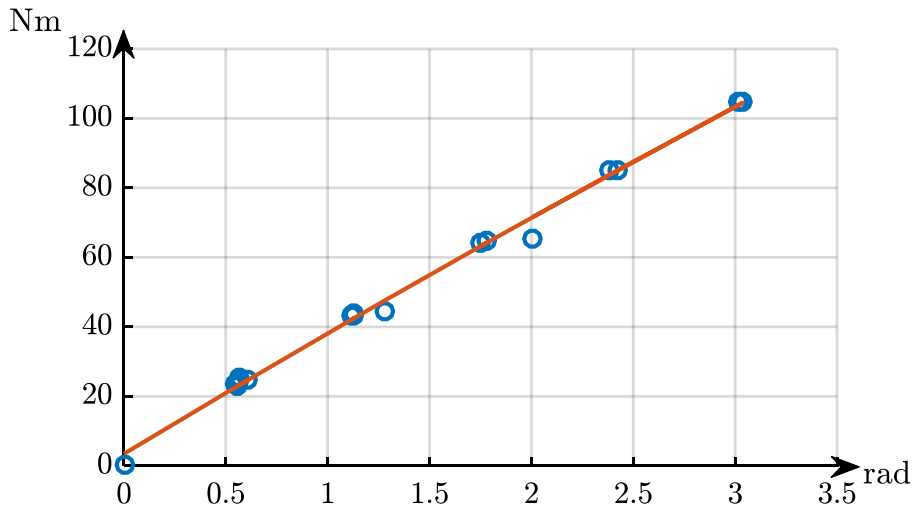


Abbildung 5-3: Federkennlinie

Es zeigt sich, dass mit steigender Drehzahl die ermittelten Verdrehwinkel zunehmend vom genäherten Verlauf der Federkennlinie abweichen. Dies ist mit dem Verfahren zur Ermittlung des Verdrehwinkels zu begründen.

Der Winkel wird durch Integration der gemessenen Drehzahldifferenz ermittelt. Messfehler werden in diesem Verfahren mit aufsummiert, sodass mit steigender Drehzahl auch die Messungengenauigkeit zunimmt.

### 5.3 Validierung der Simulation durch Messungen

Zur Simulation des Prüfaufbaus wurde ebenfalls der RCP-Ansatz von [33] verwendet. Das dynamische Verhalten des Systems wird nicht nur vom Federpaket und dem Trägheitsmoment  $J_1$  beeinflusst, sondern auch vom gesamten Prüfaufbau. Dazu zählen die Last- und Antriebsmaschine, welche über ihre Massenträgheit und Reibung modelliert werden, sowie die Massenträgheiten der Anschlusskupplungen. Zur Modellbildung ist es erforderlich, diese Parameter zu bestimmen.

Im ersten Schritt werden Auslaufversuche durchgeführt, um die Reibungsverluste der Maschinen zu identifizieren. Hierfür wird der gesamte Aufbau (Abbildung 5-1) auf 1000 U/min beschleunigt und das Auslaufverhalten aufgenommen. Der Drehzahlverlauf im Auslaufvorgang wird unter Verwendung des Drallsatzes und des Coulombschen Reibwertmodells mit viskosem Anteil durch folgende Differentialgleichung beschrieben:

$$\dot{\omega} = \frac{-\omega \cdot d_p - \text{sign}(\omega) \cdot M_{RK}}{J_G} \quad (5.2)$$

Werden für  $\omega$  nur positive Werte angenommen, ergibt sich folgende Lösung der Differentialgleichung:

$$\omega(t) = \left(\omega_0 + \frac{M_{RK}}{d_p}\right) e^{\left(-\frac{d_p}{J_G} \cdot t\right)} - \frac{M_{RK}}{d_p} \quad (5.3)$$

Das Gesamtträgheitsmoment  $J_G$  wird dabei aus den CAD-Dateien des Prüfaufbaus mit  $0,99 \text{ kgm}^2$  bestimmt,  $\omega_0$  beschreibt die Winkelgeschwindigkeit zu Beginn des Auslaufversuches.

Die Parameter  $M_{RK}$  und  $d_p$  der Funktion werden über ein quadratisches Optimierungsverfahren angenähert. Aus dem dynamischen Reibanteil  $d_p$  und dem konstanten Reibanteil  $M_{RK}$  ergibt sich die Funktion für die Reibung jeder Maschine:

$$M_R = 0,011 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \cdot \omega + 2,56 \text{ Nm} \quad (5.4)$$

Zum Abgleich mit der Simulation wird im letzten Schritt die Dämpfungskonstante des Federpaketes benötigt.

Zur Bestimmung der Dämpfungskonstante wird Momentensprung mit 20 Nm Höhe von der Lastmaschine erzeugt und die Sprungantwort des Systems untersucht. Betrachtet werden als Systemgrößen der Drehzahlverlauf  $n_1$ , sowie der Verlauf des Schnittmomentes  $M_{S1}$ . Abbildung 5-4 zeigt die gemessenen Verläufe im Vergleich mit der Simulation. Die Dämpfungskonstante wird mit Hilfe folgender Überlegung aus der Amplitudenabschwächung des Schnittmomentes  $M_{S1}$  bestimmt. Die Amplitude  $A(t)$  nimmt, ausgehend von ihrem Anfangswert  $A_0$ , in Abhängigkeit vom Dämpfungsgrad  $\delta$  exponentiell ab ([16]):

$$A(t) = A_0 \cdot e^{-\delta t} \quad (5.5)$$

Aus dem Dämpfungsgrad wird über den Zusammenhang

$$\delta = \frac{d_F}{2 \sqrt{c_f \cdot J_2}} \quad (5.6)$$

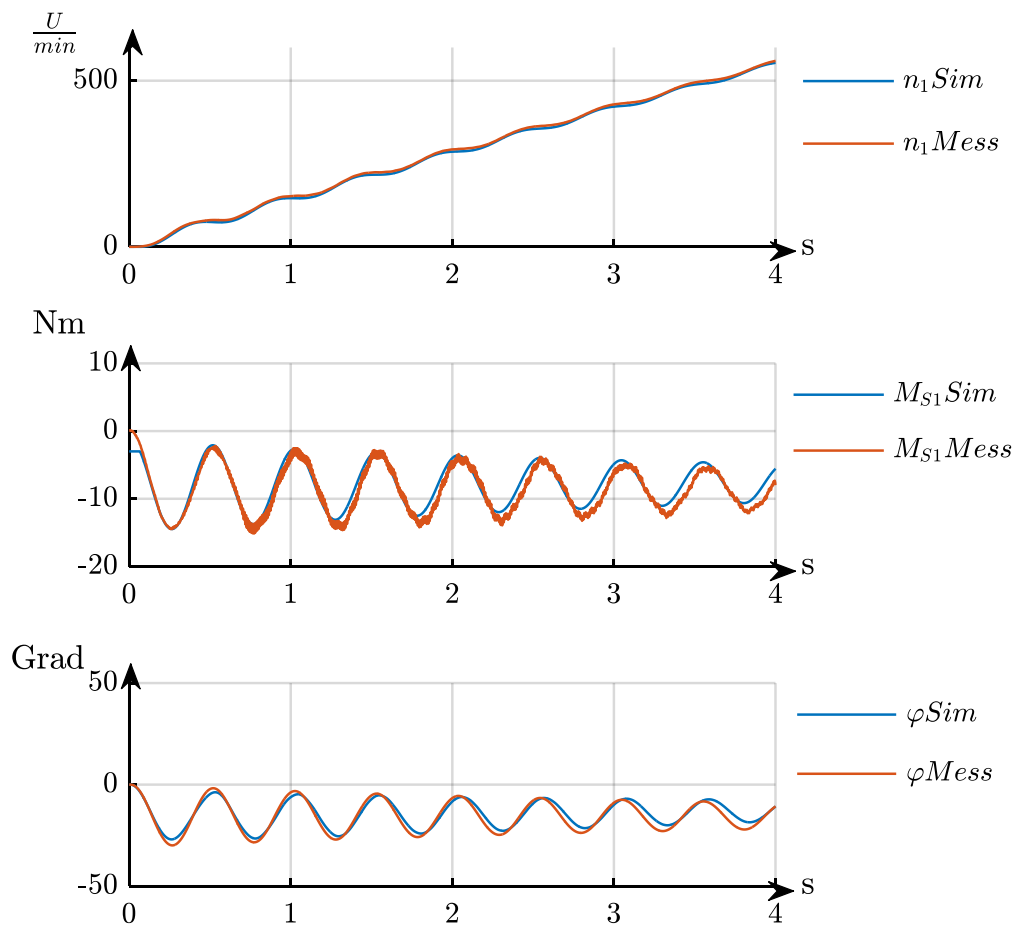
für einen Feder-Masse-Schwinger die Dämpfungskonstante  $d_F$  ermittelt.

Die Amplituden  $A_1$  zum Zeitpunkt  $t_1$  und  $A_2$  zum Zeitpunkt  $t_2$  werden in die Formel (5.5) eingesetzt. Aus dem Verhältnis ergibt sich zusammen mit der Formel (5.6):

$$d_F = \frac{\ln\left(\frac{A_1}{A_2}\right)}{\Delta T} \cdot \sqrt{c_f \cdot J_2} \cdot 2 \quad (5.7)$$

mit  $\Delta T = t_2 - t_1$ ,  $d_F$  mit 0,062 Nms/rad.

Abbildung 5-4 zeigt, dass das simulierte und gemessene Verhalten in guter Näherung übereinstimmen. Bei der Beurteilung der Simulationsergebnisse ist zu beachten, dass sowohl die Last- als auch die Antriebsmaschine stark vereinfacht nur über ihre Reibung und ihr Massenträgheitsmoment abgebildet wurden. Beide Maschinen verfügen beispielsweise über eine umfangreiche Reglerstruktur, die nicht abgebildet wurde.



**Abbildung 5-4: Drehmomentsprung freies Ende, Vergleich Simulationsergebnisse und Messung über der Zeit**

## 6 Regelung der Anpresskraft

Das Ansteuerungskonzept des mechanischen Tiefsetzstellers stellt hohe Anforderungen an den Kupplungsaktor. Sein hydraulisches System weist eine Reihe von Nichtlinearitäten auf, wie den bereits vorgestellten stellgrößenabhängigen Phasen- und Amplitudengang. Des Weiteren beeinflussen Sättigungseffekte und die Reibung das System ebenso wie das dynamische Verhalten der Kupplung. Diese Herausforderungen sind bei der Regelung des Anpresskraftverlaufs zu beachten. Ziel ist es, einen rechteckförmigen pulsweiten- oder pulsfrequenzmodulierten Anpresskraftverlauf auf die Kupplung aufzuprägen. Um diesen Verlauf zu erzeugen, werden zunächst die im Servoventil implementierten Standardregler untersucht.

Bei den Sollsignalverläufen für die Anpresskraft handelt es sich um zyklische Verläufe, daher bieten sich lernende Regelungsverfahren an, zu denen das verwendete Repetitive Control Verfahren [6] gehört. Es findet Anwendung in der Kompensation zyklischer Störungen [50], kann aber auch zur Regelung zyklischer Sollwertverläufe genutzt werden.

Im Folgenden werden der verwendete Prüfaufbau sowie die im Servoventil implementierte Software vorgestellt. Im Anschluss wird das verwendete Verfahren des Repetitive Control und dessen Umsetzung erläutert

## 6.1 Prüfaufbau

Zur Inbetriebnahme der Aktorsteuerung und Untersuchung der Systemdynamik wird ein vereinfachter Prüfaufbau (Abbildung 6-1) verwendet.

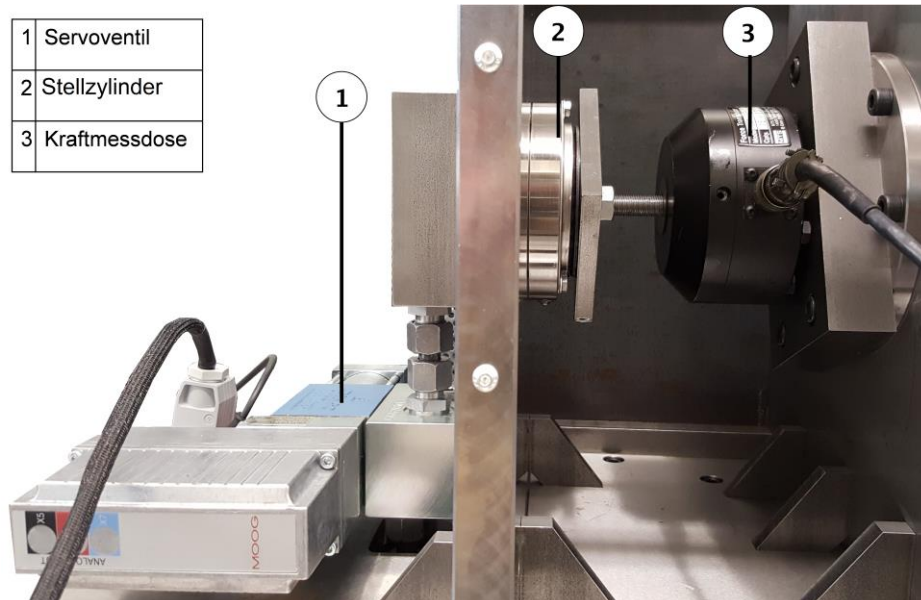


Abbildung 6-1: Vereinfachter Prüfaufbau

Der Stellzylinder drückt eine Platte auf eine Kraftmessdose. Als Ausgangsgröße ergibt sich die Kraft  $F$  sowie der Druck am Ventilausgang A. Die Stellgröße des Systems ist der Soll-Volumenstrom in Prozent bzw. die Kolbenposition  $s_H$  in Prozent, die in der Ansteuerungssoftware mit dem Soll-Volumenstrom gleichgesetzt und über die Steuerspannung  $U_{H,soll}$  angegeben wird, wobei:

$$U_{H,soll} = \pm 10 \text{ V} \triangleq s_{H,soll} = \pm 100 \%$$

Der Versorgungsdruck wird vom Hydraulikaggregat [40] erzeugt und kann zwischen 25 und 350 bar variiert werden. Der Anschluss des Servoventils erfolgt wie in Kapitel. 4.3.2 dargestellt.

In den Untersuchungen zur Inbetriebnahme des hydraulischen Aktors wird die Verwendung der integrierten Betriebs- und Regelungsstrategien des Servoventils analysiert. Die Steuerungssoftware des Ventils stellt eine kaskadierte Regelungsstruktur zur Verfügung, die sich aus einer unterlagerten Regelung der Kolbenposition  $s_H$  des Steuerkolbens und einer

übergeordneten Regelung des Drucks im Ventilausgang A zusammensetzt (siehe Abbildung 4-6). Abbildung 6-2 stellt die grundlegende Regelungsstruktur dar, mit den Eingangsgrößen Druck- und Kolbenpositions-Istwert, sowie den Sollwerten für beide Größen. Ausgangsgröße an die Hardware ist die Steuerspannung für den Linearmotor, der den Steuerkolben bewegt.

Es gibt drei Betriebsarten: Druckregelung (p-Regelung), reine Regelung der Kolbenposition (Q-Regelung) oder ein kombinierter Modus (p-Q-Regelung), bei dem zwischen beiden Varianten abhängig vom anliegenden Druck umgeschaltet wird. Der unterlagerte Kolbenpositionsregler kann im Unterschied zum Druckregler vom Nutzer nicht parametrierbar werden. Ebenso lässt sich die Umschaltbedingung nicht nutzerspezifisch anpassen. Für eine detaillierte Darstellung möglicher Regelungsoptionen und deren Struktur sei auf das Handbuch [52] verwiesen.

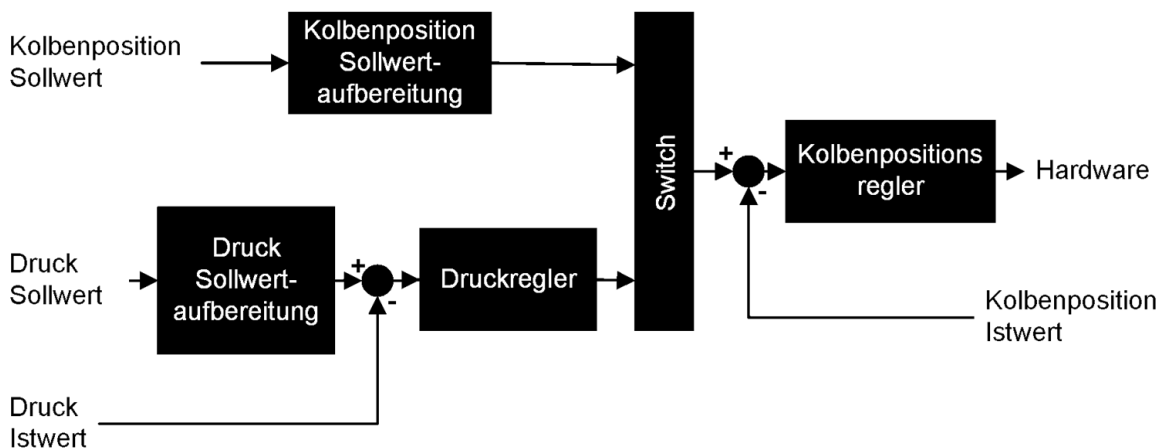


Abbildung 6-2: Reglerstruktur Servoventil [51]

Zur ersten Inbetriebnahme der Regelung der Anpresskraft werden die in der Ventilsoftware implementierten Regelungsverfahren untersucht [51].

Als interessant erwies sich die Verwendung des PID-Reglers zur Regelung des Drucks am Ventilausgang A.

Die Software bietet die Möglichkeit, die einzelnen Reglerparameter mit Hilfe eines einzigen Wertes zu parametrieren. Es ist ein linearisiertes Modell des Ventils hinterlegt (siehe auch Kapitel 4.3.2.). Dieses wird in Abhängigkeit von der Volumenstromsignalverstärkung, der Eigenfrequenz des Ventils und der Dämpfung des Ventils parametrierbar. Aus dem als „hydraulische Kapazität“ bezeichneten Einstellparameter werden durch hinterlegte

Funktionen in der Ventilsoftware die P-, I- und D-Verstärkung bestimmt. Für weitere Informationen zur Bestimmung der Reglerparameter sei an dieser Stelle auf [53] verwiesen.

Zunächst wurde die hydraulische Kapazität des verwendeten Öls genutzt. Auf Grund von empirischen Untersuchungen wurde der Einstellparameter mit  $240 \cdot 10^{-6}$  l/bar gewählt für Drücke bis 60 bar. In Kapitel 4.3.2 ist der Zusammenhang zwischen tatsächlichem Volumenstrom  $Q_{ist}$  und Versorgungsdruck  $p_{Leitung}$  hergeleitet. Mit steigendem Versorgungsdruck erhöht sich auch die Systemdynamik. Insgesamt zeigt sich beim Einsatz des PID-Reglers kein Vorteil durch die Verwendung höherer Versorgungsdrücke als 26 bar [51]. Das System weist mehrere nichtlineare Effekte auf, zu denen u. a. ein Totzeitverhalten gehört.

Eine weitere Option stellt die Verwendung des „p-Q-Modus“ dar. In diesem Modus werden ein Sollverlauf der Kolbenposition vorgegeben sowie ein Druck, bei dem auf die Druckregelung umgeschaltet wird, um den gewünschten Zieldruck stationär zu halten und eine Beschädigung des Stellzylinders zu verhindern. Der Stellzylinder kann mit maximal 20 bar belastet werden.

Um Sprünge im Stellgrößenverlauf zu vermeiden, ist eine geeignete Initialisierung des I-Anteils zum Zeitpunkt der Umschaltung erforderlich. Als ein erster Ansatz wird ein Sprung auf +30 % der Kolbenposition gewählt. Abbildung 6-3 zeigt die Sprungantwort beider Regelungsverfahren für eine Sollkraft von 4000 N. Dies entspricht einem Zieldruck von ca. 10 bar.

Der PID-Regler zeigt ein geringeres Überschwingen. Der Gradient der Anpresskraft ist bei Vorgabe der Kolbenposition mit 196,62 N/ms höher als beim PID-Regler mit 180 N/ms. Bei beiden Verfahren ist eine Totzeit von mindestens 1 ms zu erkennen.



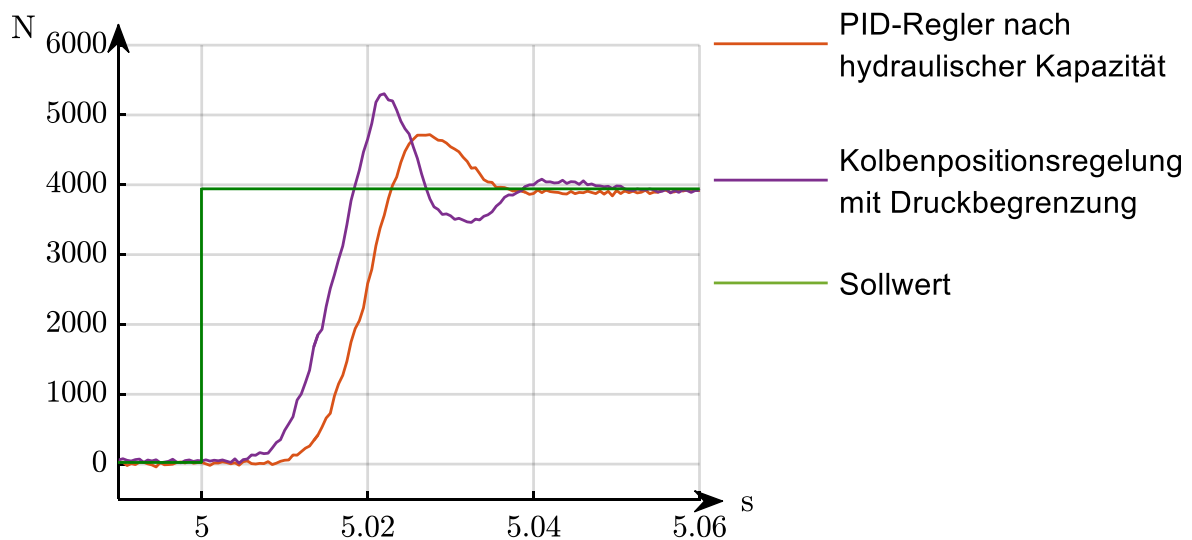


Abbildung 6-3: Vergleich Regelungsansätze

Beim PID-Regler wird der Kolben nicht mit der maximalen Dynamik verstellt und beim Kolbenpositionsregler mit Druckbegrenzung beginnt der Schließvorgang zu spät und das Ventil darf nur wenig geöffnet werden. Ein weiterer Regelungsansatz besteht in der Möglichkeit eines lernenden Reglers. Durch das immer gleiche Sollsignal für das Ventil könnte ein Sollwertprofil für die Kolbenposition ermittelt werden und dieses direkt auf den Kolbenpositionsregler gegeben werden. So können die maximale Dynamik des Ventils ausgenutzt und große Überschwinger verhindert werden. Dieser Ansatz wird in Kapitel 6.2 aufgegriffen.

### 6.1.1 Einbau der Kupplung

Nach der oben vorgestellten Inbetriebnahme wird der Prüfaufbau um die Kupplung erweitert, siehe Abbildung 6-4.

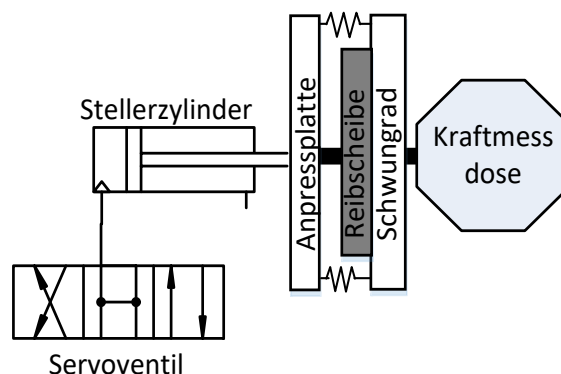


Abbildung 6-4: Prüfaufbau mit Kupplung

In diesem Aufbau ist die Anpresskraft auf die Reibscheibe nicht direkt messbar. Der Stellzylinder drückt die gesamte Kupplung gegen die Kraftmessdose. Die gemessene Kraft wird im weiteren Verlauf als  $F_{Mess}$  bezeichnet. Der Einbau der Kupplung hat den Vorteil, dass dadurch auch das Verhalten der Blattfedern betrachtet werden kann.

Es zeigte sich, dass die Kupplung, wie erwartet, ab einer Kraft  $F_{Mess}$  von ca. 800 N optisch geschlossen ist, was zu den ermittelten Kennlinien der Blattfedern zwischen Anpressplatte und Schwungrad passt. Während der Schaltvorgänge soll die Kupplung stets nur bis zum Berührungspunkt der Reibflächen (Kiss-Point) geöffnet werden, um die zurückzulegende Strecke der bewegten Masse (Anpressplatte) zu reduzieren. Es wird daher für die Umsetzung des Repetitive Control Ansatzes davon ausgegangen, dass ein minimaler Druck von 2 bar im Stellzylinder herrschen muss, um die Anpressplatte in der gewünschten Position zu halten.

## 6.2 Regelungsansatz Repetitive Control

Das Konzept zur Anwendung des Repetitive Control Verfahrens wurde in meiner Veröffentlichung [21] vorgestellt. Im Folgenden wird eine erweiterte Fassung dieser Ausführungen wiedergegeben.

Das Repetitive Control Verfahren beruht auf dem inneren Modell-Prinzip. Laut [54] ist dieses wie folgt definiert: „Ein stabiler Regelkreis kann nur dann eine Störung vollständig unterdrücken bzw. dem Führungssignal ohne bleibende Regelabweichung folgen, wenn er ein inneres Modell der Störungssignale bzw. der Führungssignale besitzt, [...]“.

Das Modell einer periodischen Führungsgröße wird über eine zurückgekoppelte Totzeit mit der Übertragungsfunktion

$$G_1 = \frac{1}{1 - z^{-N}} \quad (6.1)$$

im zeitdiskreten Bereich umgesetzt, der als periodischer Integrator bezeichnet wird. Dieser verfügt über  $N$  regelmäßig verteilte Polpaare auf dem Einheitskreis und bildet die zyklische Führungsgröße im Bildbereich ab. Wobei  $N$  die Anzahl der Abtastpunkte einer Periode der Führungsgröße beschreibt. Der periodische Integrator ermöglicht die Regelung von  $\frac{N}{2} - 1$  Frequenzanteilen für eine gerade Anzahl  $N$ . Die  $N$  grenzstabilen Pole des

Regelkreises können laut [55] über einen FIR-Filter stabilisiert werden, der auch als zyklischer Kompensator bezeichnet wird.

Für dessen Auslegung wird die Phasenverschiebung  $\varphi_k$  der Strecke bei den  $n$  zu regelnden Frequenzanteilen der Führungsgröße benötigt. Die Auslegung der Filterkoeffizienten erfolgt nach [55] über:

$$c_i = \frac{1}{n} \sum_{k=0}^{n-1} g_k \cdot e^{j\varphi_k} \cdot e^{j2\pi \frac{i \cdot k}{n}} \quad (6.2)$$

Die Variable  $g_k$  gibt die Amplitudenverstärkung für die jeweilige Phase  $\varphi_k$  an und wird hier mit  $g_k = 1$  gewählt. Auf die Identifikation der Phasenverschiebung wird unter 6.2.1 eingegangen.

Die allgemeine Struktur des verwendeten Regelungsansatzes im diskreten Zeitbereich ist in Abbildung 6-5 dargestellt. Der Sollwertverlauf ist ein Rechtecksollverlauf für die Anpresskraft, die Stellgröße des Reglers ist der Sollverlauf der Kolbenposition. Es wird der oben dargestellte Q-Modus der Ventilsoftware genutzt.

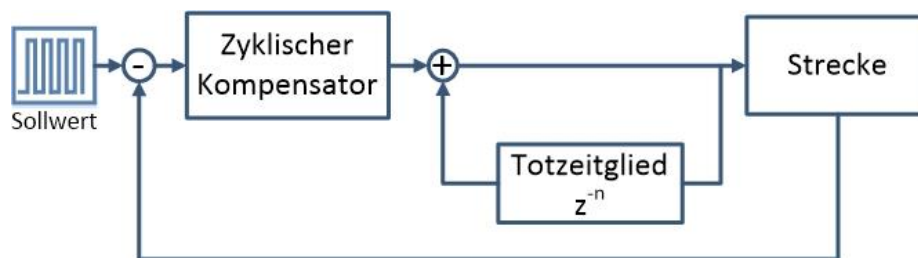


Abbildung 6-5: Grundstruktur des Regelungsansatzes [21]

Der Regler schwingt sich über mehrere Perioden auf den Sollwertverlauf ein und folgt ihm dann stationär genau. Diese Herangehensweise hätte zur Folge, dass bei einer Veränderung der Frequenz oder des Tastgrades der Regler wieder ein Einschwingverhalten zeigt. Dies würde das dynamische Ändern des Tastgrades erschweren. Das Repetitive Control Verfahren wird daher zum Generieren eines geeigneten Sollsignals für den Verlauf der Kolbenposition genutzt.

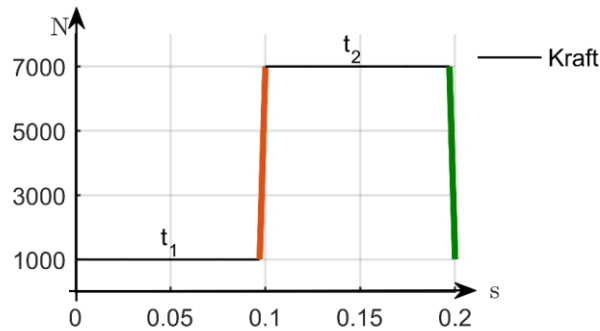


Abbildung 6-6: Ausschnitt Sollkraftverlauf

Abbildung 6-6 zeigt einen Ausschnitt aus einem Sollwertverlauf der Anpresskraft. In Rot ist der Schließvorgang der Kupplung und in Grün der Öffnungsvorgang markiert. Es wird der Ansatz verfolgt, je einen Anteil im Stellgrößenverlauf für das Öffnen und für das Schließen der Kupplung zu identifizieren. Die Pulsweiten- bzw. Pulsfrequenzmodulation des Kraft-Sollsignals erfolgt über die Variation der in Abbildung 6-6 schwarz gekennzeichneten Zeiten  $t_1$  und  $t_2$ . Während der Zeit  $t_1$  hat die Kupplung nur ein geringes Lüftspiel. In diesem Zustand bringt der hydraulische Aktor die Gegenkraft zu den öffnenden Blattfedern (vgl. 4.4.1) auf. Aus diesem Grund sinkt die in Abbildung 6-6 gezeigte Anpresskraft nicht auf null. Es wird eine Frequenz von 5 Hz gewählt, um die Anteile für das Öffnen und Schließen im Stellgrößenverlauf eindeutig identifizieren zu können.

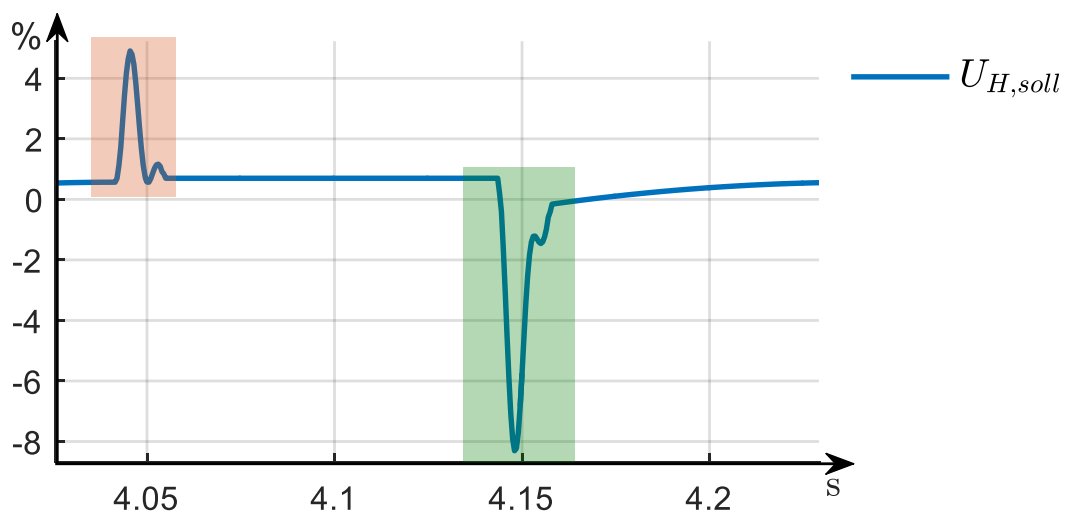


Abbildung 6-7: Vereinfachter Stellgrößenverlauf;  $\pm 10$  V entsprechen  $\pm 100$  % der Ventilkolbenposition

Das in Abbildung 6-6 dargestellte Signal wird als periodischer Sollwertverlauf genutzt. Im eingeschwungenen Zustand des Reglers wird die Stellgröße einer Periode gespeichert. Der angelernte Verlauf für eine Periode ist vereinfacht in Abbildung 6-7 dargestellt. Zum Schließen lässt sich der rot markierte und zum Öffnen der grün markierte Bereich extrahieren. Die Zeitspannen dazwischen können nun variiert werden, um Pulsfrequenz und Pulsweite zu modulieren.

### 6.2.1 Identifikation der Regelstrecke

Zur Auslegung des zyklischen Kompensators werden die Phasenverschiebungen der  $n$  zu regelnden Frequenzanteile benötigt. Hierfür wird der Phasengang der Strecke betrachtet. Die Strecke umfasst das hydraulische Servoventil, die hydraulische Zuleitung, den Stellhohlzylinder mit Kolben sowie die Anpressplatte der Kupplung. Die Stellgröße ist der vom Ventil bereitzustellende Volumenstrom, welcher über die Position des Ventilsteuerkolbens im Servoventil eingestellt wird.

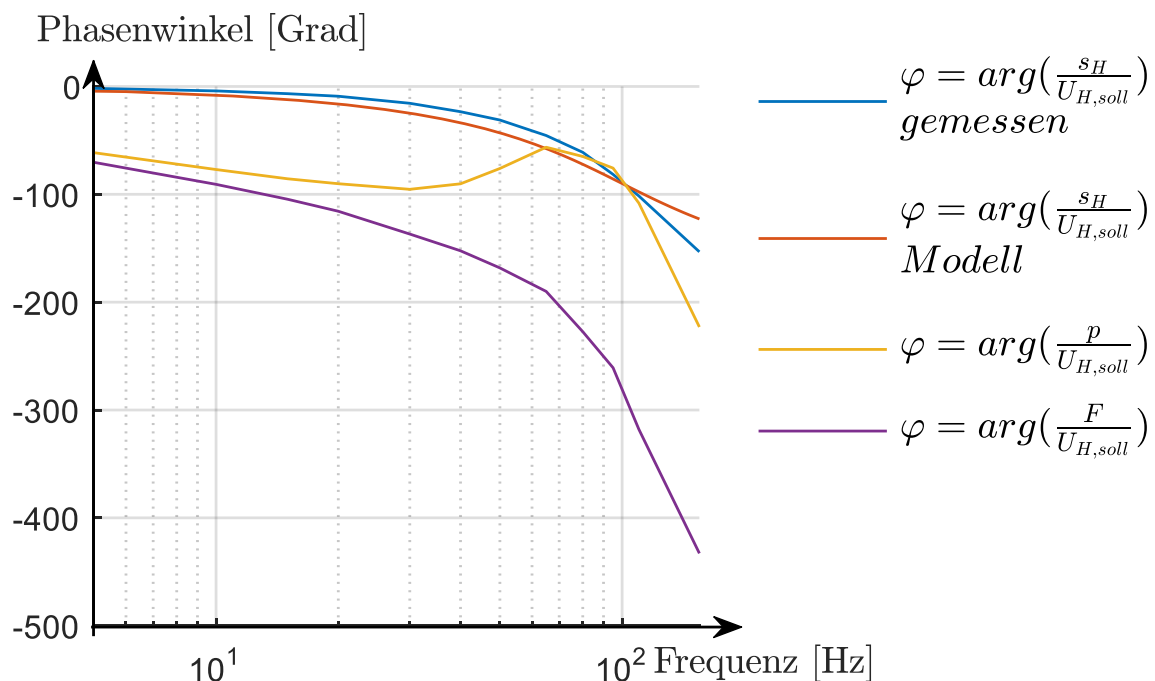


Abbildung 6-8: Gemessener und simulierter Phasengang der hydraulischen Strecke

Zur Systemidentifikation wird der Q-Regelungsmodus verwendet. Das System wird durch eine Sinusfrequenz mit einer Amplitude von bis zu 40 % der Soll-Kolbenposition angeregt und die Systemantwort für die Kolbenposition, Druck und Anpresskraft aufgezeichnet. Eine Herausforderung ist hierbei, das Verhalten auch bei Frequenzen kleiner 10 Hz zu untersuchen, ohne dass es zu einer Beschädigung des Stellzylinders kommt. Dies begründet die Auswahl der Amplitude von 40 %. Mit Hilfe einer Fast-Fourier-Transformation des Eingangssollsignals und der Ausgangssignale wird der Phasengang in Abbildung 6-8 bestimmt.

Der Verlauf der Phase für die Übertragungsfunktion zur Kolbenposition  $\left(\frac{s_H}{U_{H,soll}}\right)$  stimmt in der Näherung mit dem aus dem Datenblatt entnommenen Verlauf bzw. dem modellierten PT2-Verlauf überein. Für den Verlauf der Phase für die Übertragungsfunktion zum Druck  $\left(\frac{p}{U_{H,soll}}\right)$  zeigt sich eine höhere Systemdynamik. Zum einen weist das System ein integrales Verhalten auf, da bereits bei kleinen Frequenzen ( $\leq 5$  Hz) eine Phasenverschiebung größer  $90^\circ$  vorliegt. Dies ist auf den Zusammenhang zwischen Druck und Volumenstrom zurückzuführen (Formel (4.17) und Formel (4.19)). Zum anderen ergeben sich mindestens zwei Nullstellen aus der Phasenumkehr zwischen 50 und 90 Hz. Dies kann mit der Rückführung des Stellzylinderdrucks auf den tatsächlichen Volumenstrom begründet werden, da im Bereich größer 60 Hz die Phase um mehr als 90 Grad pro Dekade fällt.

Die Phasenumkehr zeigt sich nicht im Übertragungsverhalten zur Kraft, was einen Hinweis auf zwei weitere Polstellen in der Systemdynamik zwischen Druck und Kraft darstellt. Für Frequenzen über 155 Hz konnte auf Grund der Amplitudenabschwächung keine Phasenverschiebung identifiziert werden.

Für die Filterkoeffizienten des zyklischen Kompensators wird zunächst der Phasengang der Übertragungsfunktion  $\left(\frac{F}{U_{H,soll}}\right)$  verwendet.

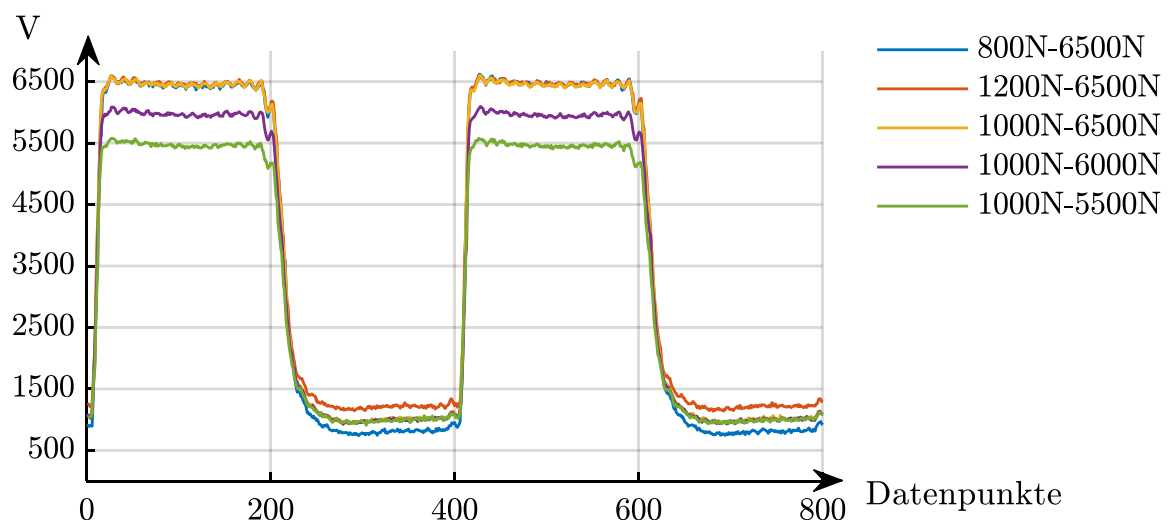
Das Rechtecksollsignal kann durch die Überlagerung von unendlich vielen Sinusfrequenzen nach einer Fourierreihe

$$y_R = \frac{4}{\pi} \sum_{l=1}^{\infty} \frac{1}{2l-1} \cdot \sin((2l-1)\omega_0 t) \quad (6.3)$$

erzeugt werden.  $\omega_0$  ist die Frequenz des Rechtecksollsignals wobei  $\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot 5\text{Hz}$  ist. In der praktischen Umsetzung ist die Anzahl der Sinusoberwellen begrenzt. Zum einen können mit dem periodischen Integrator maximal  $\frac{N}{2} - 1$  Frequenzanteile abgebildet werden. Bei einer Frequenz von 5 Hz und einer Abtastrate von 2000 Hz ergibt sich  $N = 400$ . Zum anderen konnten aus dem Phasengang nur Frequenzen bis 155 Hz identifiziert werden, folglich 31 Oberwellen.

Für höhere Frequenzanteile wird die Amplitudenverstärkung  $g_k$  in Formel (6.2) auf null gesetzt. Dies hat sich in der Praxis als gute Methode gezeigt, um diese Frequenzen zu „sperren“.

### 6.3 Messungen und Umsetzung



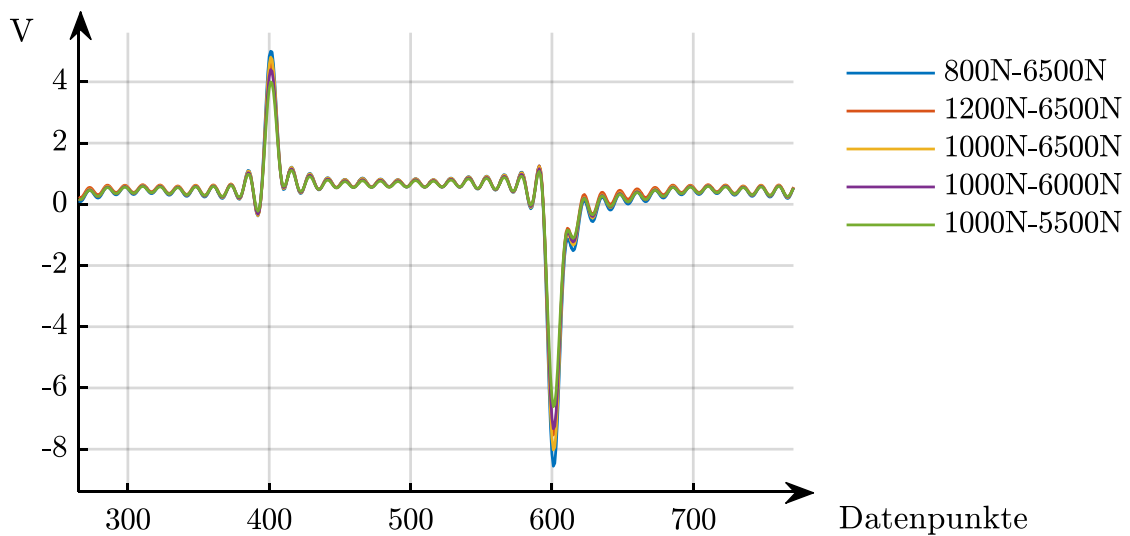
**Abbildung 6-9: Ausschnitt der gemessenen Kraft über Datenpunkte, Abtastrate 2000 Hz**

Mit Hilfe des Repetitive Control Ansatzes werden Sollgrößen mit verschiedenen Extrema (minimal und maximal Kräften) angelemt. Abbildung 6-9 zeigt Ausschnitte aus dem Verlauf der Kraft  $F_{Mess}$  im eingeschwungenen Zustand des Reglers für ein 5 Hz-Rechtecksignal.

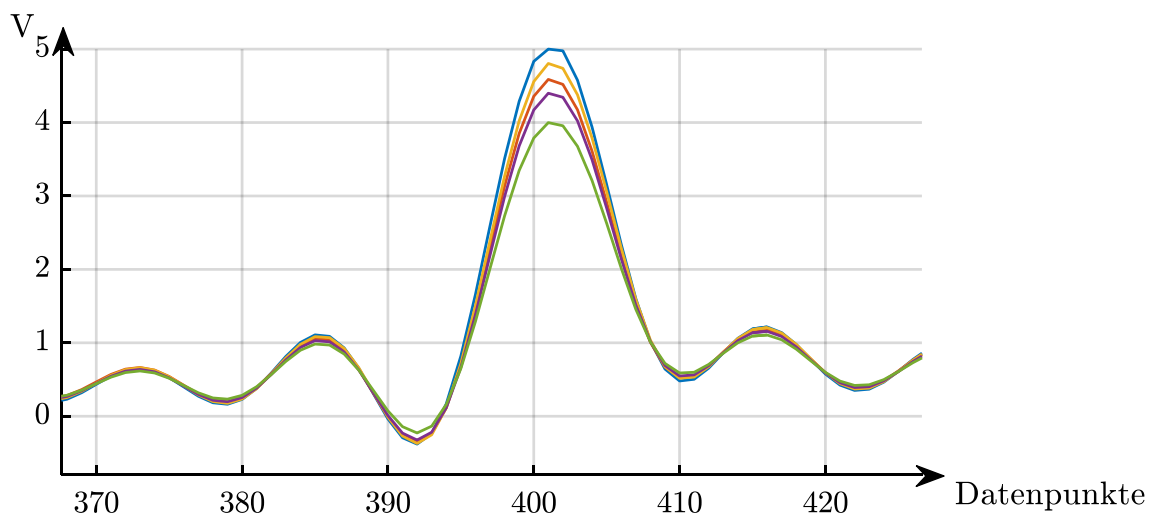
In Abbildung 6-10 ist der Verlauf der Stellgröße  $U_{H,soll}$  in Volt zur Abbildung 6-9 dargestellt. Die Verläufe unterscheiden sich nur in ihren Amplituden während des Öffnens und Schließens der Kupplung. Die qualitative Form des Stellgrößensignals bleibt gleich. Die Amplituden sind

von den Sprunghöhen abhängig, wie der Detailausschnitt in Abbildung 6-11 zeigt.

Wie aus dem dargestellten Zusammenhang zwischen Kolbenposition, Volumenstrom und Druck hervorgeht, wird das Ventil umso weiter geöffnet, je größer die zu überwindende Druckdifferenz ist. Es lassen sich eindeutig die Abschnitte für das Öffnen und Schließen identifizieren sowie konstante Abschnitte, in denen die Kupplung geöffnet bzw. geschlossen ist.



**Abbildung 6-10: Ausschnitt der Stellgröße des Reglers  $U_{H,soll}$  im eingeschwungenen Zustand**



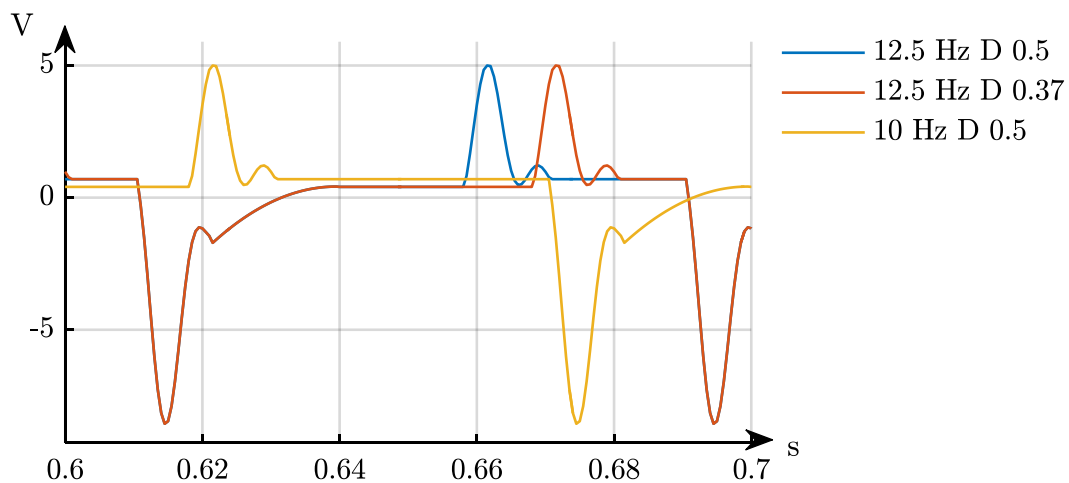
**Abbildung 6-11: Detailausschnitt  $U_{H,soll}$  aus Abbildung 6-10 (Legende in Abbildung 6-10)**

Aus den in Abbildung 6-10 dargestellten Signalen wird ein allgemeiner Verlauf für die Stellgröße abgeleitet. Dieser besteht aus den Abschnitten zum



Öffnen und Schließen und den Abschnitten  $t_1$  (offen) und  $t_2$  (geschlossen), wobei sich der Anteil  $t_1$  aus einem quadratischen und einem linearen Anteil zusammensetzt. Durch die Variation der Zeitabschnitte  $t_1$  und  $t_2$  werden verschiedene Tastgrade und Frequenzen realisiert. Als Anwendungsbeispiel sind in Abbildung 6-12 drei Sollgrößenverläufe  $U_{H,soll}$  dargestellt sowie in Abbildung 6-13 die daraus resultierenden Kraftverläufe. Die Signalabschnitte zum Öffnen und Schließen sind bei allen drei Signalen identisch. Bei den beiden Verläufen mit 12,5 Hz öffnet die Kupplung zeitgleich, die Signalverläufe für das Öffnen liegen übereinander. Sie unterscheiden sich nur im Verhältnis der Strecken  $t_1$  und  $t_2$  zueinander. Beide Signale umfassen 160 Datenpunkte. Das 10 Hz Signal hat eine Länge von 200 Datenpunkten.

Mit dem vorgestellten Verfahren können Tastgrad und Frequenz variiert werden.



**Abbildung 6-12: Abgeleiteter Stellgrößenverlauf des Reglers  $U_{H,soll}$  für verschiedene Signalverläufe über der Zeit**

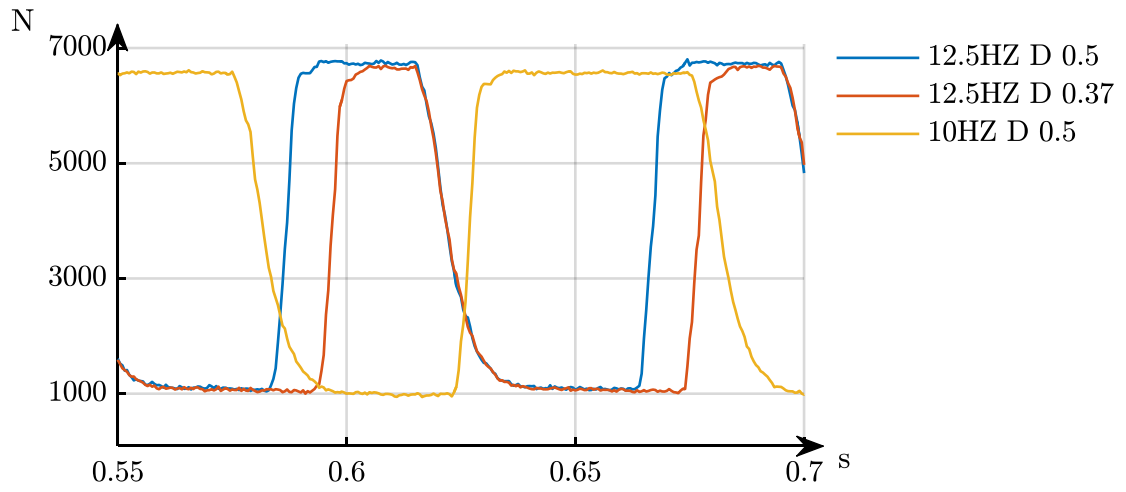


Abbildung 6-13: Erzeuge Anpresskraftverläufe über der Zeit



## 7 Funktion am Prüfstand

In diesem Kapitel werden die Untersuchungen am Gesamtaufbau des mechanischen Tiefsetzstellers vorgestellt. Zunächst wird der verwendete Versuchsaufbau erörtert.

### 7.1 Aufbau

Abbildung 7-1 zeigt den schematischen Versuchsaufbau. Als Antriebs- und Lastmaschine kommen zwei Synchronmaschinen zum Einsatz, wie auch bei der Untersuchung des Tiefpassfilters (Kapitel 5). Es werden die Drehmomente ( $M_1$  und  $M_2$ ) und Drehzahlen ( $n_1$  und  $n_3$ ) der Antriebs- und Lastmaschinen messtechnisch erfasst. Dazu befinden sich entsprechend eingangs- und ausgangsseitig des Demonstrators Drehmomentsensoren, welche die Schnittmomente  $M_{S1}$  und  $M_{S2}$  messen. Die Betätigung der Kupplung erfolgt durch den hydraulischen Stellzylinder, mit Hilfe des Servoventils (Kapitel 6). Als Messgrößen stehen der Druck am Ventilausgang  $p_A$ , der Versorgungsdruck in der Zuleitung  $p_P$  sowie die Position  $s_H$  des Steuerkolbens im Ventil zur Verfügung. Außerdem wird die



3. Geschlossen: Die Anpressplatte drückt die Reibscheibe mit einer vom Druck im Stellzylinder abhängigen Anpresskraft gegen die Reibscheibe.

## 7.2 Messungen

### 7.2.1 Allgemeiner Versuchsablauf

Nachfolgend wird zunächst exemplarisch die allgemeine Versuchsdurchführung inklusive der Systemgrößen vorgestellt; der Versuchsablauf ist bei allen nachfolgenden Versuchen identisch.

Die Lastmaschine stellt in Analogie zum elektrischen Widerstand ein drehzahlabhängiges Lastmoment  $M_L$  dar, das nach dem in Abbildung 7-2 dargestellten Blockschaltbild modelliert wird. Für die Beschreibung der Strom- und Spannungsverläufe aus Kapitel 0 wird von einem ohmschen Widerstand als Last ausgegangen. Um das Verhalten des mechanischen Tiefsetzstellers mit seinem elektrischen Vorbild zu vergleichen, wird ein äquivalentes Lastmodell verwendet.

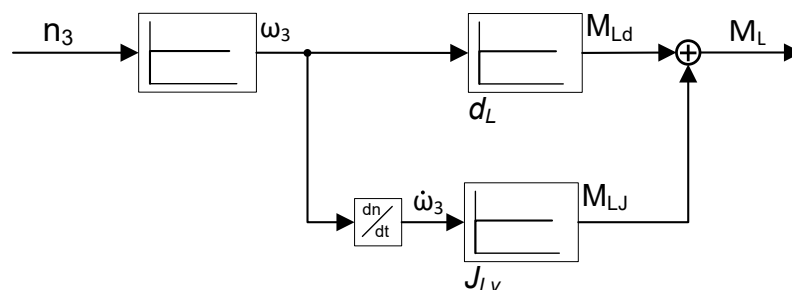


Abbildung 7-2: Am Prüfstand implementiertes Lastmodell

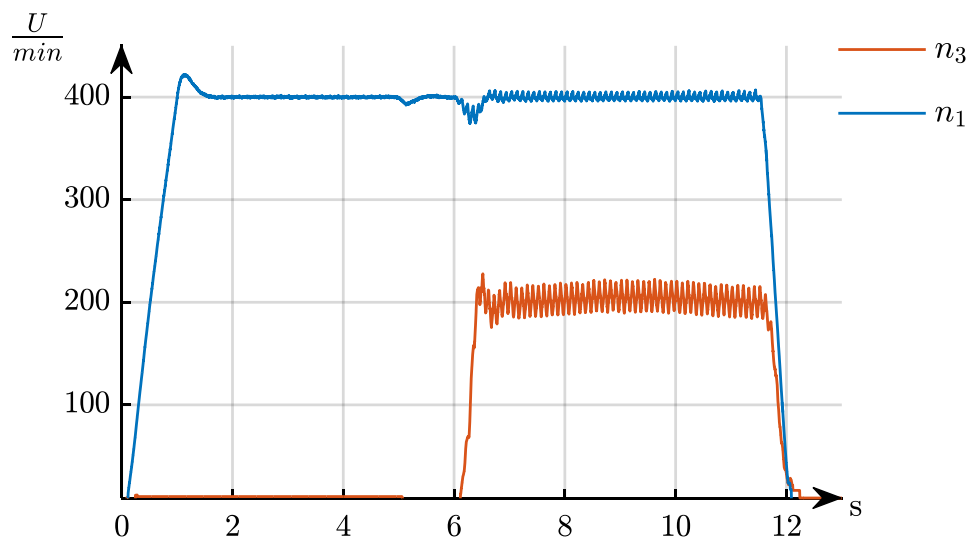
In der praktischen Umsetzung zeigte sich ein Lastmodell, das um ein kleines virtuelles Massenträgheitsmoment erweitert wird, als robuster als ein reines Dämpfungsmodell.

In Abbildung 7-3 ist der Verlauf der Drehzahlen  $n_1$  und  $n_3$  über einen kompletten Versuchsdurchgang dargestellt. Die Antriebsmaschine beschleunigt zunächst auf die Zieldrehzahl (hier 400 U/min).

Das oben visualisierte Lastmodell ist während des gesamten Versuchs auf der Lastmaschine aktiv, im unten dargestellten Versuch beträgt das Lastmoment 35 Nm.

Nach 4 s wird die Kupplung bis zum Kiss-Point geschlossen. Dies ist in Abbildung 7-4 durch einen Anstieg des Drucks auf 2,2 bar zu sehen. Vorangegangene Untersuchungen haben gezeigt, dass bei 2,2 bar ein Drehmoment von ca. 10 Nm übertragen wird. In den weiteren Betrachtungen wird daher davon ausgegangen, dass die Kupplung ab einem Systemdruck von  $p_A \geq 2,2 \text{ bar}$  geschlossen ist.

Nach 6 s beginnt der eigentliche Schaltvorgang der Kupplung, in Abbildung 7-3 mit einem Tastgrad von  $D = 0,5$  und einer Schaltfrequenz von 10 Hz. Nach 12 s wird die Antriebsmaschine wieder zum Stillstand heruntergefahren. Um Schwingungen im System zu vermeiden, schaltete die Kupplung so lange, bis beide Maschinen im Stillstand sind. Anhand von Abbildung 7-3 ist ersichtlich, dass eine konstante Zieldrehzahl einstellbar ist. Die Lastdrehzahl weist Drehzahlrippel in der erwarteten Höhe von 30,5 U/min auf. Aus der Formel (3.3) lässt sich die theoretische Höhe mit 25,6 U/min bestimmen.



**Abbildung 7-3: Drehzahlverläufe der Antriebs- und Lastseite über der Zeit**

Abbildung 7-4 zeigt den Druckverlauf am Ventilausgang. Das Schließen der Kupplung erfolgt druckgeregelt, mit Hilfe des in der Ventilsoftware integrierten PID-Reglers. Beim Schließen der Kupplung ist bei ca. 4 s eine Schwingung auf dem Druck zu sehen. Der Stellzylinder überwindet das Lüftspiel der Kupplung und regt dabei das schwingungsfähige System aus Anpressplatte und Blattfedern an.

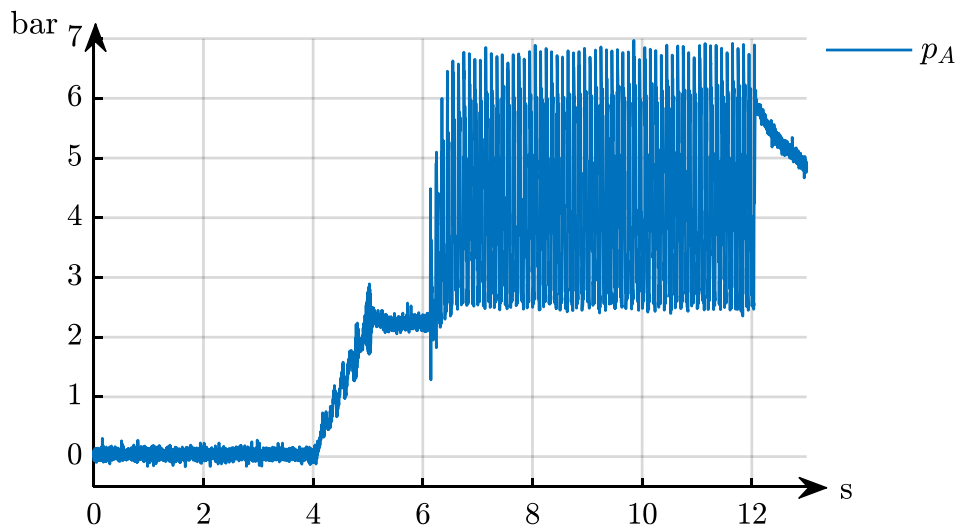


Abbildung 7-4: Druckverlauf zum Schaltvorgang in Abbildung 7-3 über der Zeit

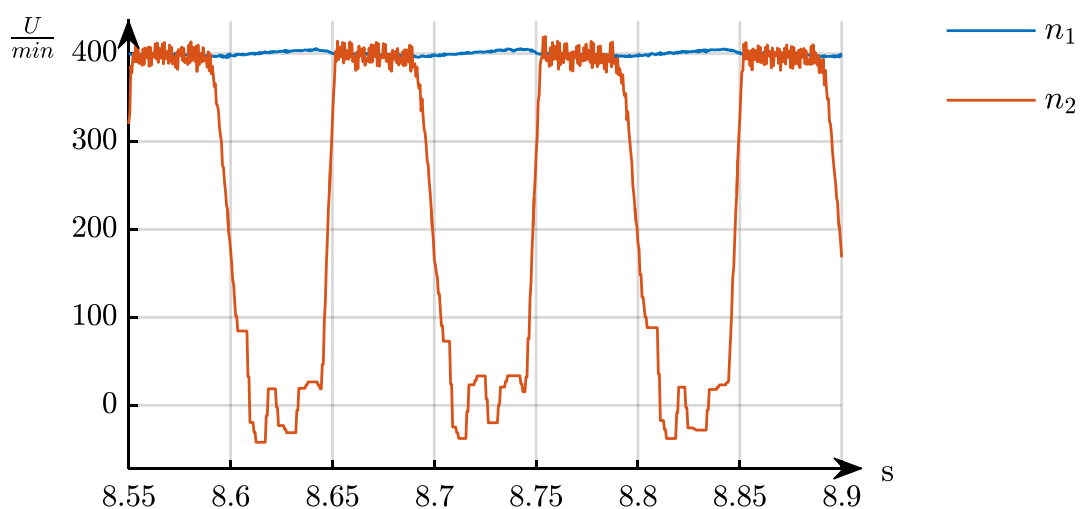


Abbildung 7-5: Drehzahlen der Kupplung über der Zeit

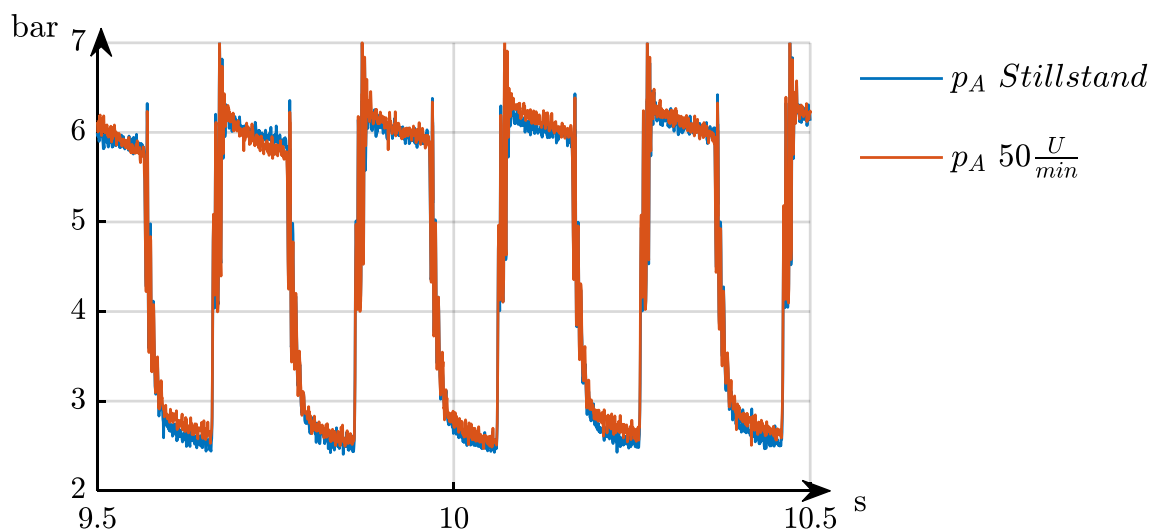
Ab 6 s beginnt die Ansteuerung des Ventils mit Hilfe des angelernten Sollsignals für die Kolbenposition (Kapitel 6.2.).

Der Drehzahlverlauf  $n_2$  ist in Abbildung 7-5 gemeinsam mit der Drehzahl  $n_1$  dargestellt. Wie zu erkennen ist, fällt die Sekundärdrehzahl der Kupplung bei jedem Schaltzyklus auf null ab und steigt wieder auf die Lastdrehzahl. Drehzahlen unter 50 U/min können auf Grund der Auflösungsgrenze des Inkrementalgebers nicht genau dargestellt werden. Die Ausgabe von negativen Drehzahlen kann daher nicht eindeutig dem Eindrehverhalten des Freilaufes zugeordnet werden.



### 7.2.2 Anpresskraftverlauf

Für das Aufprägen eines gepulsten Anpresskraftverlaufes ist es erforderlich, dass während des gesamten Schaltvorgangs kein Lüftspiel in der Kupplung vorliegt. Damit sollen zum einen Totzeiten beim Schließen der Kupplung vermieden werden. Zum anderen entsteht durch den impulsartigen Anstieg des Drucks im Stellzylinder ein Schwingen der Anpressplatte. Das kann sich ungünstig mit dem Druckverlauf im Stellzylinder überlagern und zu Beschädigungen am System führen, da der Druck im Stellzylinder kurzzeitig über die zulässigen 20 bar steigt. Dieser Effekt ist besonders ausgeprägt, wenn die Kupplung sich bei jedem Schaltvorgang öffnet. Aus diesem Grund wird während des Schaltvorgangs ein Minimaldruck von 2,5 bar angestrebt. Dies entspricht einem übertragbaren Drehmoment von 12 Nm.



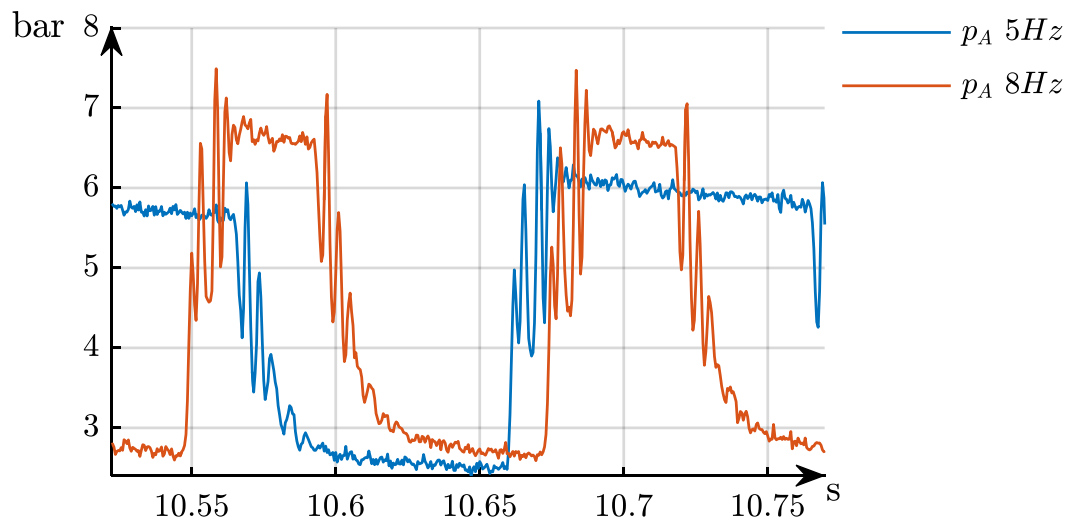
**Abbildung 7-6: Vergleich des Druckverlaufs über der Zeit bei Stillstand und 50 U/min**

Zur Erzeugung des Anpresskraftverlaufes wird das Steuersignal des Servoventils gemäß der Darstellungen in Kapitel 6 generiert.

In Abbildung 7-6 ist der resultierende Druckverlauf für Stillstand und 50 U/min dargestellt. Es zeigt sich eine deutliche Schwingungsanregung im Drucksignal bei Druckanstieg und Druckabfall. Ein signifikanter Einfluss der Drehzahl auf die Schwingungen konnte nicht festgestellt werden.

Unabhängig von der Drehzahl liegt die Frequenz der Schwingungen bei ca. 54 Hz (siehe Abbildung 7-7). Bei der Aufnahme des Phasengangs konnte in diesem Bereich eine Phasenumkehr für die Übertragungsfunktion vom Sollsignal zum Druck identifiziert werden (siehe Kapitel 6.2.1).

Der Effekt der Schwingungsanregung fällt vor allem bei höheren Schaltfrequenzen stärker ins Gewicht. Es steht weniger Zeit zum Druckabfall zur Verfügung, dadurch wird der geforderte Minimaldruck nicht mehr erreicht. Auf Grund der beschriebenen Schwingung werden zunächst geringere Maximaldrücke genutzt, um Beschädigungen am Prüfstands Aufbau zu vermeiden.

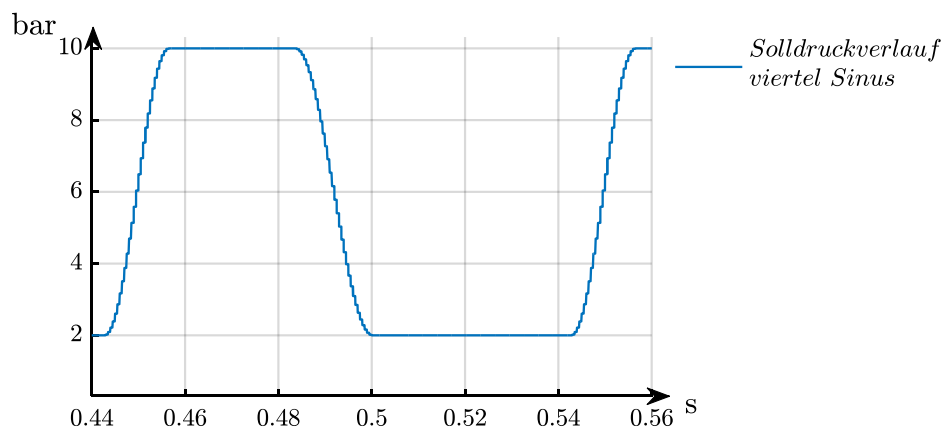


**Abbildung 7-7: Vergleich des Druckverlaufes über der Zeit bei 5Hz und 8Hz**

Um in jeder Schaltperiode den geforderten Minimaldruck auch bei höheren Schaltfrequenzen zu erreichen und die Schwingungen auf dem Drucksignal zu reduzieren, werden verschiedene Maßnahmen untersucht: Zum einen wird das Steuersignal des Servoventils dergestalt angepasst, sodass das Ventil länger zum Rückfluss (Leitung T) geöffnet ist, wodurch sich der Abschnitt des Sollsignals zum Öffnen der Kupplung verlängert. Aus diesem Grund können nur Schaltfrequenzen bis 17 Hz umgesetzt werden. Oben in Abbildung 7-9 ist der angepasste Verlauf zu sehen. Zur Erzeugung des Steuersignals wurde der Phasengang der Übertragungsfunktion  $\left(\frac{F}{U_{H,soll}}\right)$  für das Repetitive Control Verfahren genutzt. Daher werden die Ergebnisse dieses Versuchs nachfolgend mit „RC Kraft“ bezeichnet.

Um von Beginn an das dynamische Verhalten des Druckverlaufs zu berücksichtigen, wird ein neuer Stellgrößenverlauf angelernt und dabei der zyklische Kompensator mit dem Phasengang der Übertragungsfunktion von  $\left(\frac{p}{U_{H,soll}}\right)$  bedatet (nachfolgend „RC Druck“). Als Sollsignal wird der vorgestellte Rechteckverlauf (Abbildung 6-6) verwendet. Auch hier zeigt sich, dass das Steuersignal des Servoventils mit steigender Frequenz so angepasst sein muss, dass das Ventil länger zum Rückfluss (Leitung T) geöffnet ist. Der erzeugte Steuersignalverlauf ist in Abbildung 7-9 Mittig dargestellt.

Neben dem Rechteckverlauf als Sollsignal wird der in Abbildung 7-8 dargestellte Verlauf untersucht. Anstelle eines Sprungs wird für den Übergang je ein Viertelsinus verwendet, sodass bereits das Sollsignal keine Unstetigkeiten aufweist. Der Steuersignalverlauf ist in Abbildung 7-9 unten als „RC Sollsignal Sinus“ aufgetragen.



**Abbildung 7-8: Solldruckverlauf über der Zeit**

Der Stellgrößenverlauf des „RC Sollsignal Sinus“ in Abbildung 7-9 unten zeigt, dass sich keine konstanten Abschnitte, in denen die Kupplung geschlossen ist, identifizieren lassen. Dies erschwert die Anwendung des in Kapitel 6.2 vorgestellten Verfahrens und somit die Variation von Tastgrad und Schaltfrequenz.

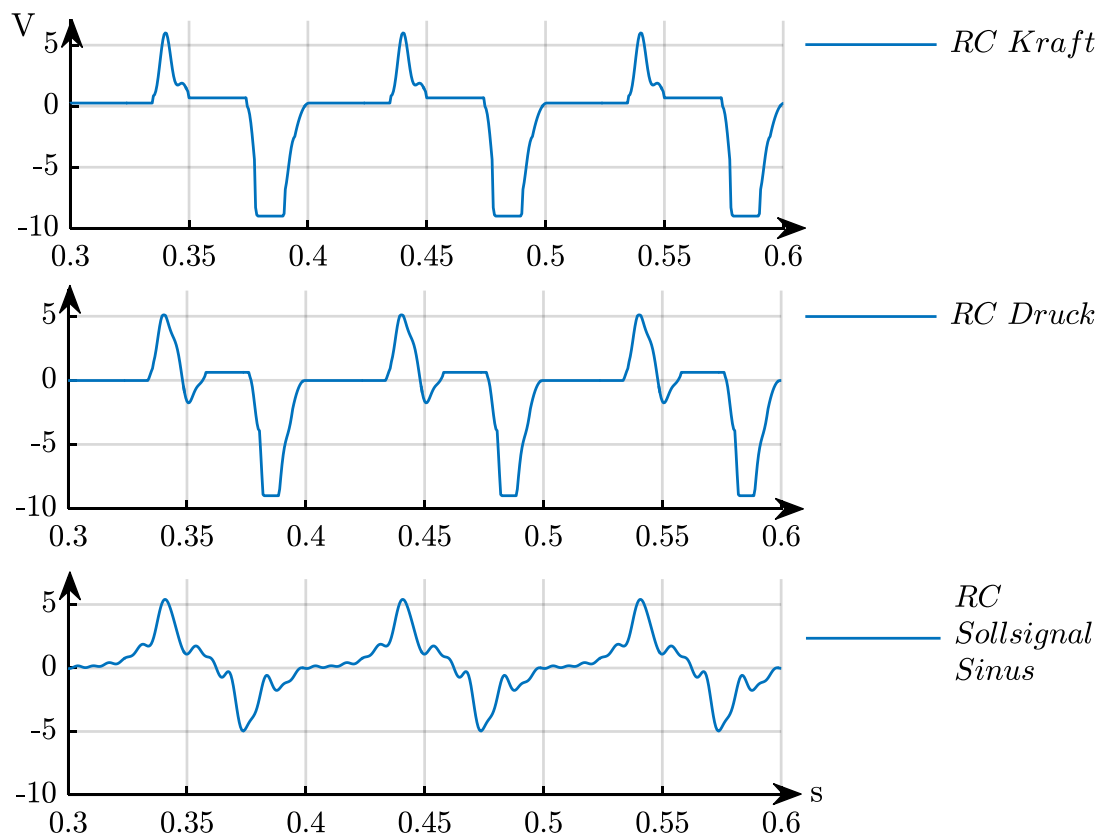


Abbildung 7-9: Erzeugte Steuersignalverläufe  $U_{H,soll}$  über der Zeit

Zur Beurteilung der verschiedenen Maßnahmen wird der in Kapitel 7.2.1 vorgestellte Versuchsaufbau mit einer Eingangsdrehzahl von 400 U/min mit den in Abbildung 7-9 dargestellten Steuersignalverläufen durchgeführt. Abbildung 7-10 zeigt einen Ausschnitt der Druckverläufe. Es ist zu sehen, dass der Druckverlauf „RC Sollsignal Sinus“ die geringsten Schwingungen aufweist, außerdem konnten bei diesem Verfahren maximale Anpressdrücke von 12 bar erzeugt werden. Der Druckverlauf „RC Druck“ weist geringere Schwingungen beim Schließen der Kupplung auf als der Verlauf in „RC Kraft“, zudem konnten höhere Maximaldrücke erreicht werden.

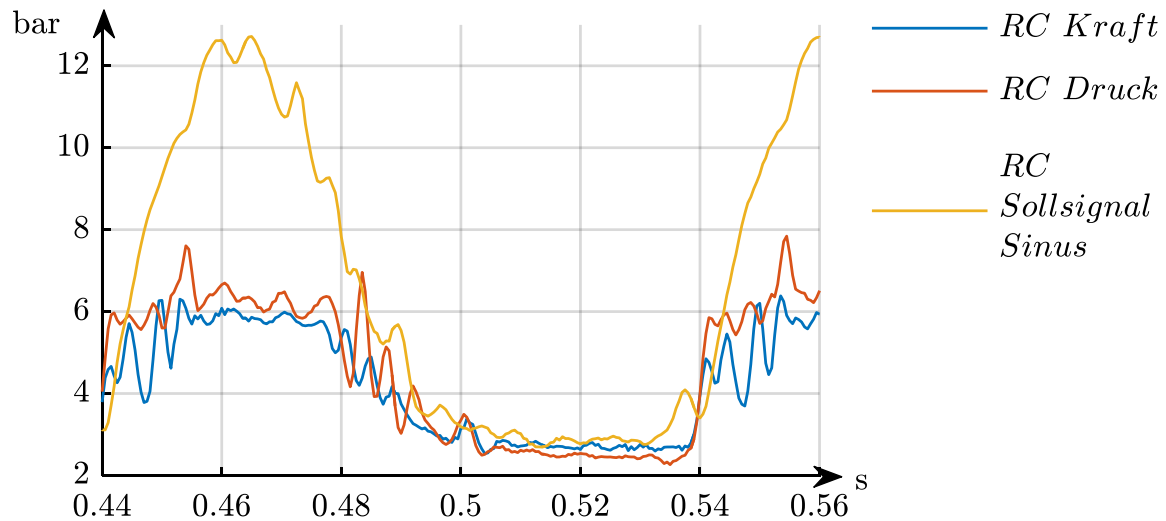


Abbildung 7-10: Druckverläufe über der Zeit mit verschiedenen Sollprofilen

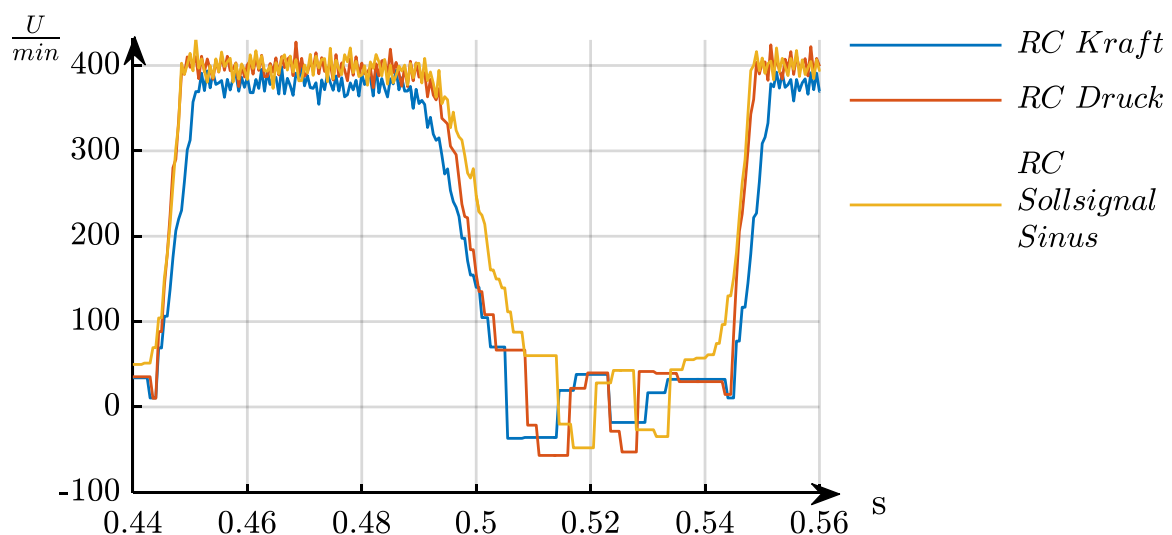


Abbildung 7-11: Kupplungsdrehzahlen bei verschiedenen Anpresskraftverläufen über der Zeit

Zur Bewertung der Ansätze werden die Kupplungsdrehzahlen betrachtet und die Rutschzeiten der Kupplung verglichen. In Abbildung 7-11 sind die Drehzahlen der Kupplungssekundärseite dargestellt. Durch die Verwendung des Steuersignals „RC Druck“ wird eine höhere Dynamik beim Öffnen und Schließen der Kupplung gegenüber dem „RC Kraft“-Signal erreicht. Außerdem zeigt sich, dass der höhere Systemdruck und damit die höhere Anpresskraft des „RC Sollsignal Sinus“ im Vergleich mit dem „RC Druck“-Verlauf bei der Synchronisation der Kupplung keinen Vorteil generieren.

Unmittelbar zu Beginn des Synchronisationsvorgangs steigt die Drehzahl deutlich langsamer an (siehe zum Zeitpunkt 0,54 s in Abbildung 7-10). Dies ist mit dem langsamen Druckanstieg des Signals zu begründen. Beim Öffnen der Kupplung lässt sich aus dem schwingungsärmeren Druckverlauf ebenfalls kein signifikanter Vorteil gegenüber dem „RC Druck“-Verlauf ableiten. Zusätzlich zur optischen Bewertung der Drehzahlverläufe wird die Schlupfzeit der Kupplung bei den vorgestellten Steuersignalverläufen untersucht. Auf Grund der Auflösungsgrenze des Inkrementalgebers ist davon auszugehen, dass die Kupplung bei Drehzahlen  $n_2 < 50 \frac{U}{\text{min}}$  bis zum Kiss-Point geöffnet ist. Die Kupplung wird als geschlossen angesehen, wenn die Differenzdrehzahl der Kupplung  $n_{diff} < 15 \frac{U}{\text{min}}$  ist. Aus dieser Überlegung wird der prozentual zeitliche Anteil des Kupplungsschlupfes in einem Schaltzyklus bestimmt. Dieser wird für zehn Schaltzyklen berechnet und gemittelt.

$$\text{Schlupfanteil}_{RC\text{Kraft}} = 25,79 \%$$

$$\text{Schlupfanteil}_{RC\text{Druck}} = 22,79 \%$$

$$\text{Schlupfanteil}_{RC\text{Sinus}} = 33,22 \%$$

Der Vergleich des Schlupfanteils zeigt den geringsten Kupplungsschlupf beim „RC Druck“-Signal. Durch das Anlernen des in Abbildung 7-8 gezeigten Signalverlaufes „Sollsignal Sinus“ gelingt es zwar, das Schwingungsverhalten des Drucks zu reduzieren und zusätzlich höhere Maximaldrücke umzusetzen. Dies reduziert jedoch die Dynamik im Druckaufbau, wie im Vergleich der Verläufe „RC Druck“ und „RC Kraft“ mit „RC Sollsignal Sinus“ in Abbildung 7-10 zu sehen ist. Dies verlängert die Synchronisationsdauer der Kupplung. Die Verwendung des Phasengangs der Übertragungsfunktion  $\left(\frac{p}{U_{H,soll}}\right)$  zur Auslegung des zyklischen Kompensators (Signal „RC Druck“) erweist sich als vorteilhaft, daher wird für weitere Versuche dieses Steuersignal verwendet.

Um eine möglichst breite Variation des Tastgrades zu ermöglichen, wird der Großteil der Versuche bei 10 Hz durchgeführt. Als Versorgungsdruck wird 30 bar verwendet.

### 7.2.3 Funktionsweise als Tiefsetzsteller

Um die Funktionsweise als Tiefsetzsteller nachzuweisen, wird analog zur Simulation zunächst der Zusammenhang zwischen Tastgrad, Eingangs- und Ausgangsdrehzahl untersucht, indem über einen konstanten Tastgrad eine gewünschte Ausgangsdrehzahl eingestellt wird. Hierfür werden neben dem Tastgrad auch die Eingangsdrehzahl, die Schaltfrequenz, das Lastmoment und das Massenträgheitsmoment  $J_1$  variiert. Tabelle 7-1 gibt eine Übersicht über die durchgeführten Versuche.

Tabelle 7-1: Übersicht der Versuche mit konstantem Tastgrad

Tastgrad	Eingangsdrehzahl	Schaltfrequenz	Massenträgheitsmoment $J_1$	Lastmoment
0,2 – 0,9	50 – 900 U/min	5 – 20 Hz	0,1 kgm <sup>2</sup> und 0,18 kgm <sup>2</sup>	20 – 80 Nm

#### Tastgrad

Abbildung 7-12 zeigt beispielhaft die Abhängigkeit zwischen Tastgrad, Eingangs- und Ausgangsdrehzahl. Aus Abbildung 7-12 wird ersichtlich, dass durch Variation des Tastgrades eine variable konstante Ausgangsdrehzahl eingestellt werden kann. Wie in Formel (3.3) beschrieben, ist die Höhe der Drehzahlrippe bei einem Tastgrad von 0,5 am größten.

In Tabelle A 1 und Tabelle A 2 im Anhang B sind weitere Versuche aufgeführt, bei denen das Massenträgheitsmoment sowie Eingangsdrehzahl und Tastgrad variieren und die Höhe der Drehzahlrippe bestimmt wurde. Es zeigt sich, dass die Höhe der gemessenen Rippe in guter Näherung mit den theoretischen Vorausberechnungen nach Formel (3.3) übereinstimmen, die mittlere Abweichung beträgt 4 U/min.

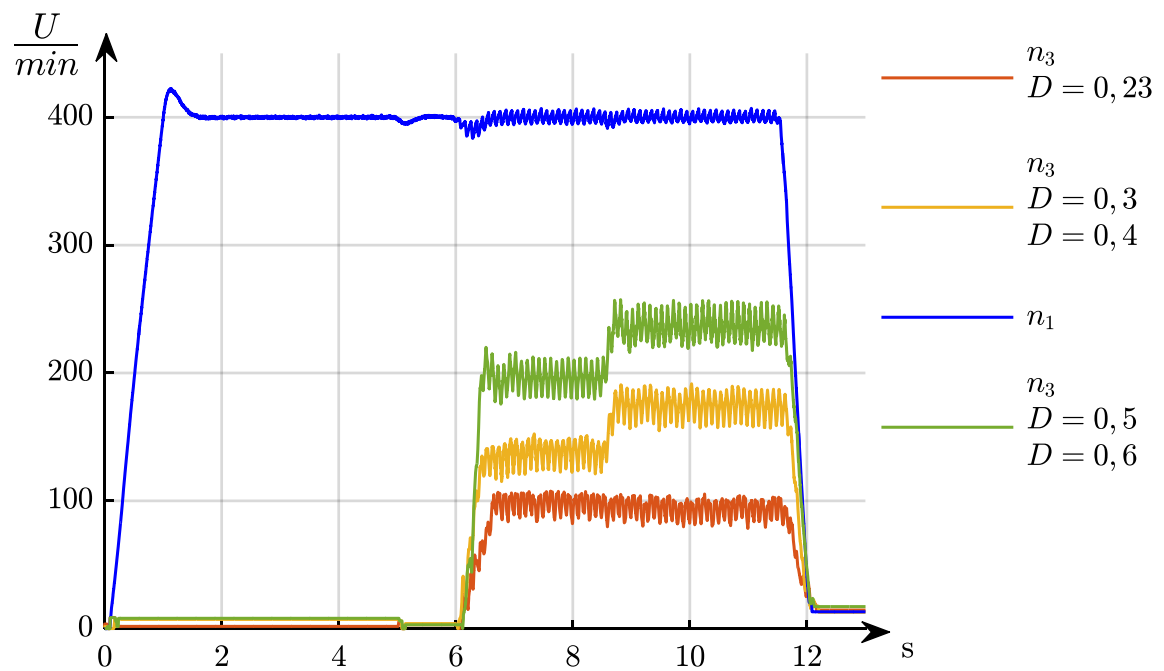


Abbildung 7-12: Drehzahlverläufe über der Zeit bei verschiedenen Tastgraden

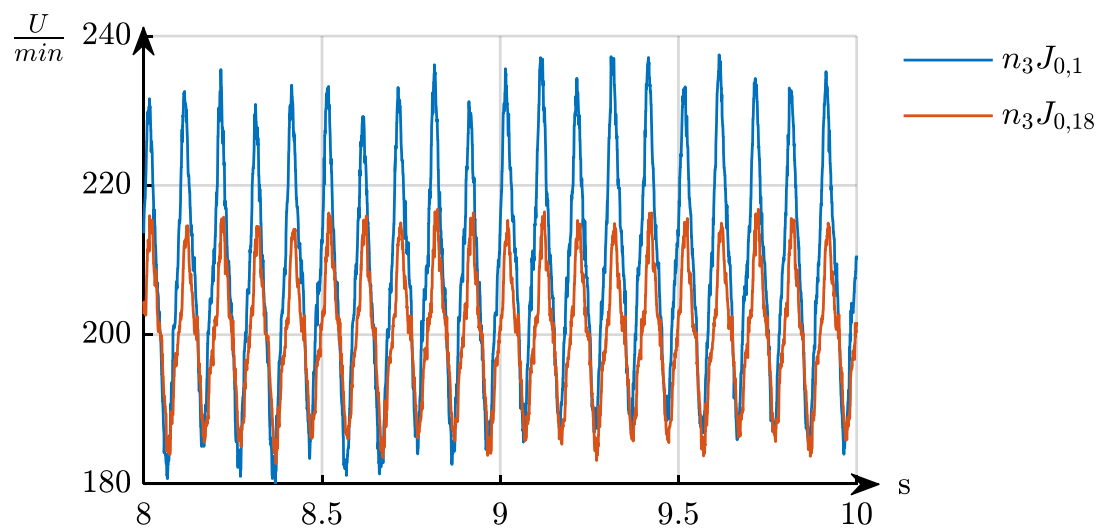


Abbildung 7-13 Drehzahlen der Lastseite bei verschiedenen Massenträgheitsmomenten über der Zeit

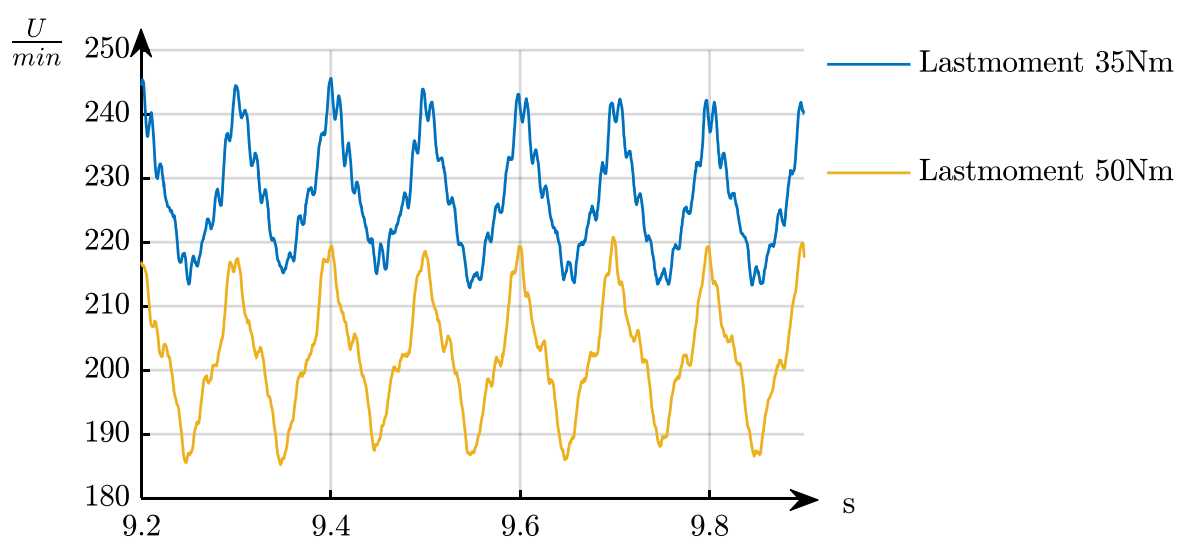


### Trägheitsmoment

Zusätzlich zum Tastgrad werden zwei unterschiedliche Massenträgheiten untersucht. Hierfür wird der unter 7.2.1 vorgestellte Versuch mit einem reduzierten Massenträgheitsmoment durchgeführt, indem die Verbindungsstäbe der Schwungmasse (Abbildung 4-5) ausgetauscht werden. Abbildung 7-13 zeigt einen Ausschnitt aus dem Drehzahlverlauf der Lastseite (siehe Abbildung 7-1). Durch Verringerung der Masse vergrößert sich, wie erwartet, die Drehzahlschwankung.

### Lastmoment

In Kapitel 4.8.1 wird anhand der Simulationsergebnisse gezeigt, dass das Lastmoment den realen Tastgrad beeinflusst. Dieses Verhalten wird auch anhand von Messungen untersucht. Es wird der unter Kapitel 7.2.1 vorgestellte Versuch mit einem Lastmoment von 50 Nm und einem Tastgrad von 0,5 durchgeführt, im Anschluss wird das Lastmoment auf 35 Nm reduziert. Abbildung 7-14 zeigt einen Ausschnitt aus dem Drehzahlverlauf  $n_3$  der Lastseite. Wie erwartet, erhöhen sich die Lastdrehzahl und damit der reale Tastgrad mit fallendem Lastmoment.



**Abbildung 7-14: Lastdrehzahl über der Zeit bei verändertem Lastmoment**

In Kapitel 7.2.1 wird gezeigt, dass der reale Tastgrad vom zeitlichen Verhältnis zwischen der Energieaufnahme und der Energieabgabe der Feder abhängt. Abbildung 7-15 zeigt die Drehzahldifferenz ( $n_2 - n_3$ ) über der Feder. Bei positiver Drehzahldifferenz werden die Federn gespannt und nehmen Energie auf, bei negativer geben sie Energie ab. Beim Schließen

(bei 9,22 s in Abbildung 7-14) der Kupplung zeigt sich kein signifikanter Unterschied im Drehzahlverlauf zwischen den beiden Versuchsdurchläufen. Dahingegen bleibt die Kupplung bei der Reduktion der Anpresskraft geschlossen und die Drehzahldifferenz über der Feder nimmt bei einem kleineren Lastmoment langsamer ab. Die Feder wird somit über einen längeren Zeitraum gespannt.

Der aus den Simulationsergebnissen abgeleitete Zusammenhang zwischen realem Tastgrad und Lastmoment wird durch die Messungen bestätigt.

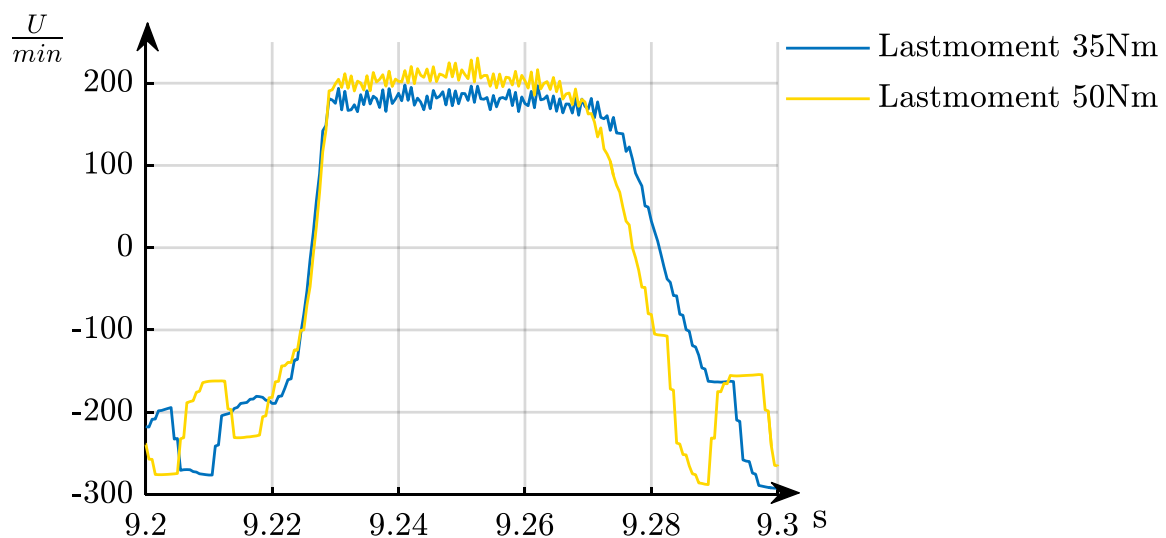


Abbildung 7-15: Differenzdrehzahl über der Zeit am Federpaket bei verschiedenen Lastmomenten

#### 7.2.4 Synchronisation

Neben dem Einstellen einer konstanten Zieldrehzahl wird die Funktionalität zur Drehzahlsynchronisation, wie sie beim Anfahrvorgang eines Fahrzeuges auftritt, untersucht. Ziel ist es, die Reibungsverluste im Anfahrvorgang im Vergleich zu einer konventionellen Kupplung zu reduzieren. Abbildung 7-16 zeigt die Drehzahlverläufe der Eingangs- und Lastdrehzahl für Drehzahlsynchronisation bei einer Eingangsdrehzahl von 550 U/min. Im Anhang A finden sich die Drehzahlverläufe für eine Drehzahlsynchronisation der Eingangsdrehzahlen von 200 U/min, 400 U/min und 460 U/min.

Der Tastgrad wird in diesen Versuchen mit jedem Schaltzyklus erhöht, bis die Kupplung ganz geschlossen ist; der Verlauf des Steuersignals wird in Abbildung 7-17 gezeigt. Als Lastmoment wird das in Abbildung 7-2 gezeigte

Lastmodell verwendet. Wie aus Abbildung 7-16 hervorgeht, wird die Drehzahlsynchronisation erfolgreich in 2,5 s umgesetzt. Da Last- und Antriebsseite über das Feder-Masse-System miteinander verbunden sind, zeigt sich nach der Synchronisation eine Schwingung auf der Lastdrehzahl. Weitere Schwingungseffekte entstehen beim Durchfahren der Resonanzdrehzahl bei ca. 320 U/min. Dies ist vor allem in dem Drehmomentverlauf der Lastseite in Abbildung 7-18 zu sehen. Da die gemessenen Drehmomente an der Lastseite deutlich über der Belastungsgrenze der Feder liegen, werden keine Synchronisationsvorgänge mit höheren Drehzahlen, bei denen die Resonanzdrehzahl bei ca. 320 U/min mehrfach durchfahren werden muss, umgesetzt.

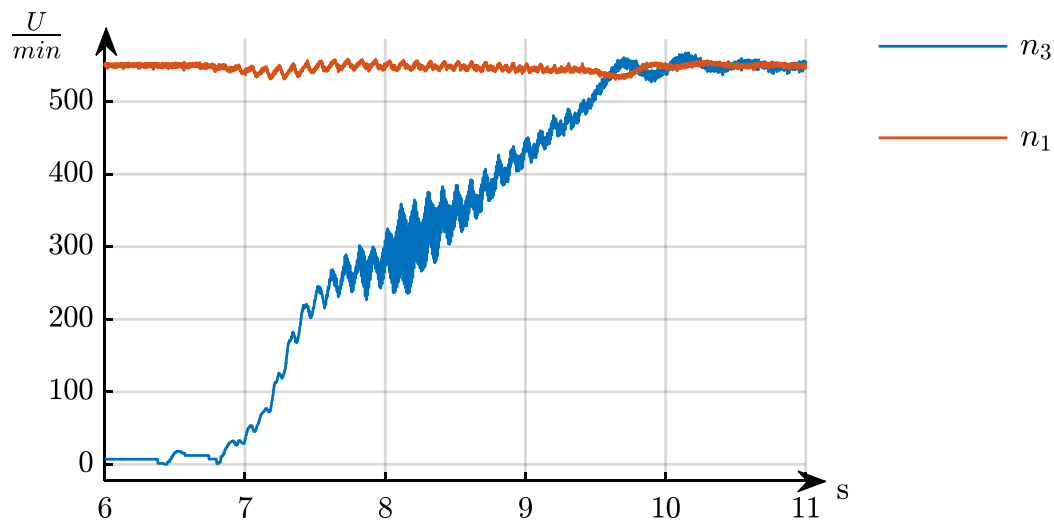


Abbildung 7-16 Synchronisation der Drehzahlen bei 550 U/min, Synchronisationsdauer 2,5 s

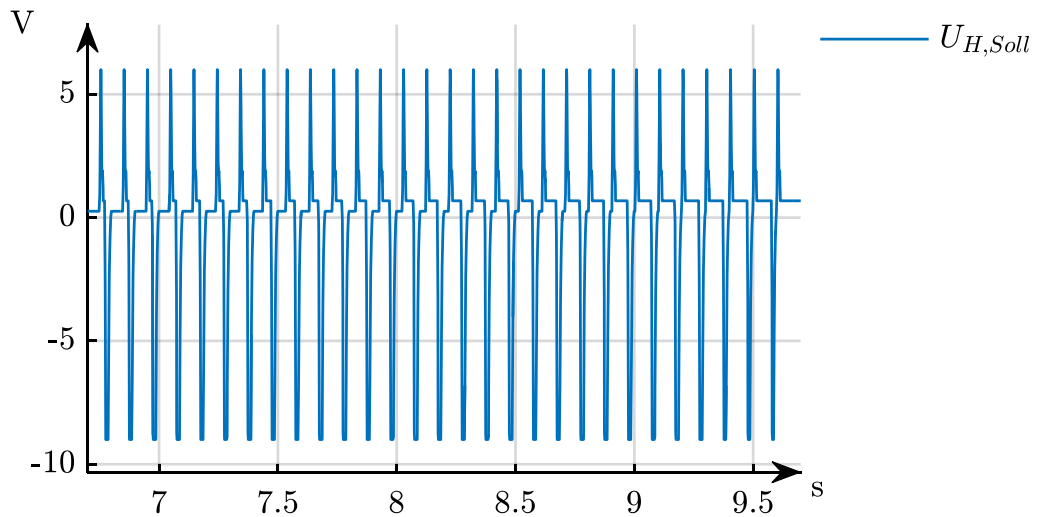


Abbildung 7-17: Steuersignal  $U_{H,soll}$  in Volt über der Zeit zu Abbildung 7-16

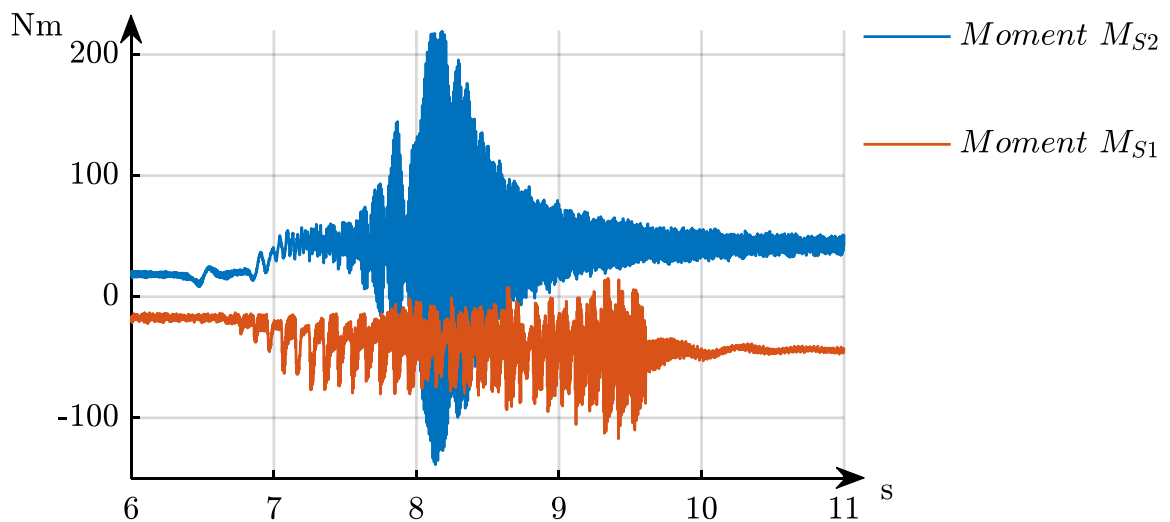


Abbildung 7-18: Drehmomentverläufe über der Zeit zu Abbildung 7-16

Das Schnittmoment  $M_{S1}$  (siehe Abbildung 7-1) der Antriebsseite ist in Abbildung 7.18 in roter Farbe dargestellt. Die Drehmomentpeaks resultieren aus dem abstützenden Drehmoment der Kupplung. Bei schlupfender Kupplung wird das Kupplungsmoment  $M_K$  und im geschlossenen Zustand das Lastmoment, das dem rückwirkenden Drehmoment der Feder entspricht, übertragen. Bei geöffneter Kupplung herrscht kein rückwirkendes Drehmoment. Das kontinuierlich wechselnde Lastprofil muss von der Antriebsmaschine kompensiert werden. Dies erfordert zum einen eine hohe Dynamik und zum anderen eine ausreichende Leistung der Antriebsmaschine. Auf diese Herausforderung weist auch [1] hin und empfiehlt die Verwendung einer Schwungmasse zwischen Kupplung und

Antrieb. Aus diesem Grund wird antriebsseitig eine Schwungmasse von  $0,24 \text{ kgm}^2$  gewählt, was den Effekt jedoch nicht ausreichend kompensiert.

Ziel der Untersuchung des mechanischen Tiefsetzstellers beim Synchronisationsvorgang ist es, die Reibungsverluste im Vergleich zu einer konventionellen Kupplung zu reduzieren. Um dies zu beurteilen, wird der Wirkungsgrad des Systems bei vier dargestellten Versuchen untersucht. Dafür wird eine Energiebilanz über die Dauer des gesamten Synchronisationsvorgangs (von  $t_1$  bis  $t_{syn}$ ) gezogen. Der Wirkungsgrad  $\eta_{TS}$  wird wie folgt definiert:

$$\eta_{TS} = \frac{E_{aus} + E_{sys}}{E_{ein}} \quad (7.1)$$

Mit der von der Last abgenommenen Arbeit  $E_{aus}$ , die über die Synchronisationsdauer aufgebracht wird, ergibt sich:

$$E_{aus} = \int_{t_1}^{t_{syn}} M_{S2} \cdot \omega_3 dt \quad (7.2)$$

Und es wird die von der Antriebsmaschine erbrachte Arbeit  $E_{ein}$  einbezogen:

$$E_{ein} = \int_{t_1}^{t_{syn}} M_{S1} \cdot \omega_1 dt \quad (7.3)$$

$$E_{sys} = \frac{1}{2} J_G \cdot \omega_3^2 \quad (7.4)$$

$E_{sys}$  beschreibt die im System gespeicherte kinetische Energie nach dem Synchronisationsvorgang. Weiter ist  $J_G$  die Summe Massenträgheitsmomente aller rotierenden Bauteile zwischen den Drehmomentsensoren MS1 und MS2 (siehe Abbildung 7-1) aus dem CAD-Aufbau ergibt sie sich mit  $J_G = 0,43 \text{ kgm}^2$ .

Aus den Formeln (7.1) bis (7.4) wird der in Tabelle 7-2 dargestellte Wirkungsgrad abgeschätzt. Bei allen Versuchen entsteht rund ein Drittel an Verlustenergie. In ihrer absoluten Höhe nehmen die Verluste linear mit der Drehzahl zu. Den größten Anteil der Verluste machen die Reibungsverluste der Kupplung aus; des Weiteren spielen der Reibungsverlust der Lager und des Freilaufes sowie das Dämpfungsverhalten der Federn eine Rolle. Außerdem geht ein Teil des in der Feder gespeicherten Drehmomentes durch das Eindrehverhalten des Freilaufes beim Öffnen der Kupplung verloren.

Tabelle 7-2 Synchronisationsvorgang, Zusammenhang Verluste und Zieldrehzahl

<b>Zieldrehzahl</b>	200 U/min	400 U/min	460 U/min	550 U/min
<b>Wirkungsgrad</b>	0,66	0,67	0,66	0,67
<b>Verluste gesamt</b>	0,70 kW	1,52 kW	1,8 kW	2,22 kW
<b>Reibungsverluste Kupplung</b>	0,40 kW	1,00 kW	1,24 kW	1,56 kW

Die Reibungsverluste der Kupplung können nicht direkt gemessen werden. Daher wird die Bestimmung im Folgenden erläutert. Abbildung 7-19 zeigt einen Ausschnitt aus der Differenzdrehzahl der Kupplung.

Für Differenzdrehzahlen kleiner 15 U/min wird die Kupplung als geschlossen angenommen, was dazu führt, dass keine Reibungsverluste entstehen. Ist die Differenzdrehzahl größer als 500 U/min, wird das im Kiss-Point-Zustand der Kupplung bestimmte Drehmoment von 12,5 Nm als Kupplungsmoment angenommen. Die Grenze von 500 U/min wird gewählt, da Drehzahlen der Sekundärseite der Kupplung ( $n_2$ ) mit einem Wert unter 50 U/min vom inkrementalen Drehzahlsensor nicht mehr korrekt erfasst werden können. Für die zeitlichen Abschnitte dazwischen, in denen die Kupplung schlupft, wird das Kupplungsmoment wie folgt nach Formel (2.3) aus dem Druck  $p_A$  bestimmt

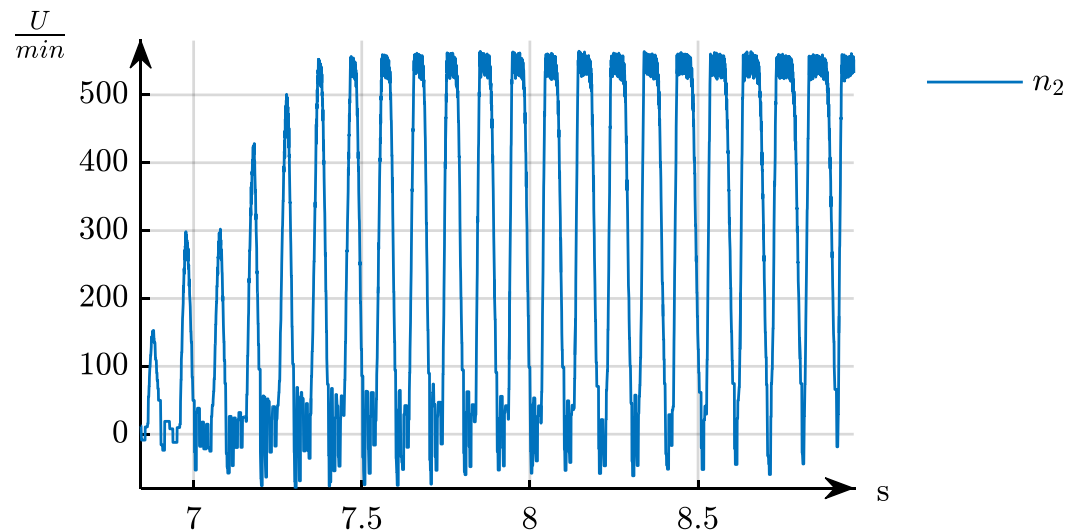
$$M_K = (p_A(t) - p_{min}) \cdot A_{kolb} \cdot \mu_{kuppl} \cdot r_m \cdot Z \quad (7.5)$$

Die Variable  $p_{min}$  bezeichnet den im Stellzylinder erforderlichen Druck um die Kupplung gegen die Blattfedern zu schließen. Wie oben dargestellt, werden hier 2 bar angenommen.

Die Reibarbeit wird in jedem Schaltvorgang mit

$$WR_{Schalt} = \int_{t_{s1}}^{t_{s2}} M_K \cdot \Delta\omega \, dt \quad (7.6)$$

analog zur Simulation bestimmt und über die gesamte Synchronisationsdauer aufsummiert.



**Abbildung 7-19: Differenzdrehzahl der Kupplung über der Zeit, Ausschnitt**

Bei der Bewertung der Ergebnisse der Reibarbeit ist zu beachten, dass die Anpresskraft über den Druck im Stellzylinder abgebildet wird. Außerdem wird für den Reibwert der Kupplung der theoretische Reibwert aus dem Datenblatt der Reibscheibe entnommen.

Bei jedem Schaltvorgang entstehen Reibungsverluste, weswegen sich durch eine Verkürzung des Synchronisationsvorgangs die Effizienz des Systems steigern lässt. Dies wird bei 200 U/min und 550 U/min mit einer Dauer von 1,5 s umgesetzt. Abbildung 7-20 veranschaulicht die Drehzahlverläufe für 550 U/min, Abbildung A 6 im Anhang A zeigt die Drehzahlverläufe für 200 U/min. Es zeigt sich ein mit Abbildung 7-16 vergleichbarer Verlauf. Dennoch fallen diese Effekte weniger ins Gewicht, da die Resonanzdrehzahl schneller überwunden wird. Dies ist auch zu erkennen, wenn die Drehmomentverläufe in Abbildung 7-21 und Abbildung 7-18 miteinander verglichen werden.

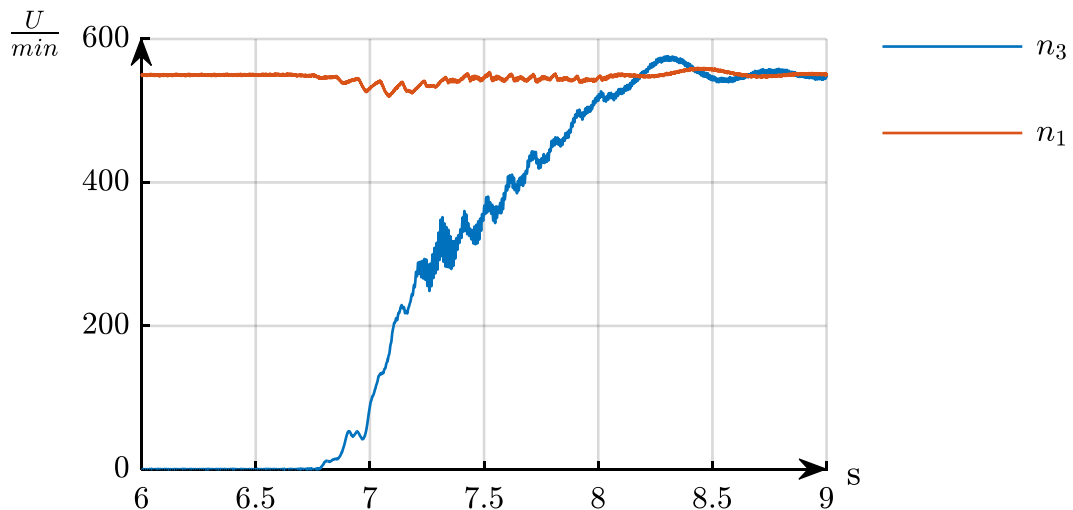


Abbildung 7-20: Synchronisation der Drehzahlen bei 550 U/min über der Zeit bei einer Synchronisationszeit von 1,5 s

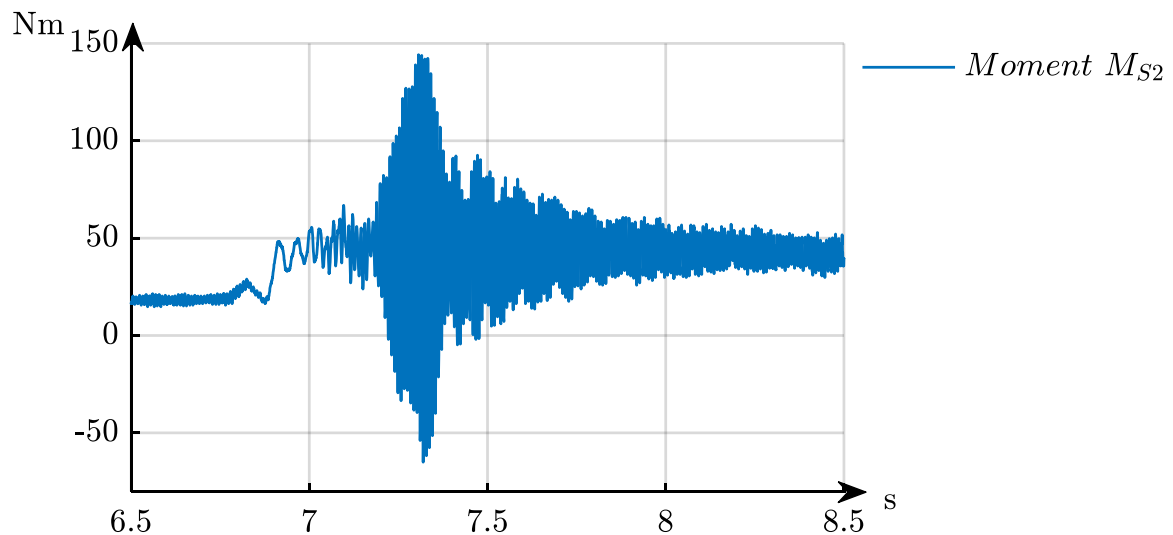


Abbildung 7-21: Drehmomentverlauf über der Zeit zu Abbildung 7-20

Für beide Versuche wird erneut der Wirkungsgrad wie zuvor erläutert bestimmt, es ergibt sich daher:

$$\begin{aligned} 550 \text{ U/min: } \eta_{TS} &= 0,74 \\ 200 \text{ U/min: } \eta_{TS} &= 0,71 \end{aligned} \quad (7.7)$$

Die Dauer des Synchronisationsvorgangs wird primär durch den gewählten Verlauf des Tastgrades bestimmt, kann aber nur innerhalb gewisser Grenzen verkürzt werden. Der Extremfall wäre ein einmaliges Schließen der Kupplung, das umgesetzt werden kann, solange das Lastmoment das maximale Federmoment nicht überschreitet. Die Federn können ein



maximales Drehmoment von 200 Nm aufnehmen. Dies stellt das maximal für die Beschleunigung der Last zur Verfügung stehende Drehmoment dar. In diesem Fall kann der Verlauf des Synchronisationsvorgangs nicht beeinflusst werden. Um einen kontinuierlichen und gezielten Drehzahlanstieg zu gewährleisten, ist eine gezielte Anpassung des Tastgrades notwendig. Dies ist auch im Vergleich von Abbildung 7-16 und Abbildung 7-20 ersichtlich: In beiden Fällen wird der Tastgrad mit jedem Schaltzyklus erhöht, in Abbildung 7-20 sind die Stufen, in denen er erhöht wird, jedoch größer, da nur 15 anstelle von 20 Schaltzyklen zur Verfügung stehen. Es ist ein weniger kontinuierlicher Drehzahlanstieg vor allem im unteren Drehzahlbereich zu beobachten. Allerdings bedingt die geringere Anzahl an Schaltzyklen auch die geringen Reibungsverluste. Eine Erhöhung der Schaltfrequenz würde eine differenzierte Anpassung des Tastgrades ermöglichen, hätte jedoch auch eine höhere Anzahl an Schaltzyklen und somit höhere Reibungsverluste zur Folge.

## 8 Fazit und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit konnte ein Prototyp eines mechanischen Tiefsetzstellers erfolgreich realisiert werden. Der Prototyp ermöglicht zum einen, in Analogie zu seinem elektrischen Vorbild, die Einstellung einer konstanten Lastdrehzahl abhängig vom Tastgrad des gepulsten Anpresskraftverlaufes. Zum anderen kann die Umsetzung eines Synchronisationsvorgangs von Eingangs- und Lastdrehzahl erfolgreich am Prüfstand demonstriert werden.

Für die Entwicklung wurde zunächst ein Mehrköpersimulationsmodell in Mat-lab/Simulink aufgebaut. Das Modell dient dem funktionalen Nachweis des Konzeptes außerdem unterstützt es den Konstruktionsprozess.

Eine Herausforderung bei der technischen Realisierung stellt die Regelung des gepulsten Anpresskraftverlaufes der Kupplung dar. Zur Umsetzung wird das zyklische Regelungsverfahren des „Repetitive Control“ verwendet um ein geeignetes Steuersignal für den hydraulischen Kupplungsaktor abzuleiten.

Es ergibt sich analog dem leistungselektronischen Vorbild ein linearer Zusammenhang zwischen Tastgrad sowie Eingangs- und Lastdrehzahl. Jedoch zeigt sich anhand von Messungen und Simulationen, dass die sich real einstellende Drehzahl vom transienten Verlauf der Anpresskraft sowie vom Lastmoment beeinflusst wird. Es muss folglich zwischen dem theoretisch sich aus dem Ansteuersignal des Kupplungsaktors ergebenden Tastgrad und dem sich real einstellenden Tastgrad unterschieden werden. Dies ist auch aus der praktischen Umsetzung des elektrischen Tiefsetzstellers bekannt und wird durch die Regelung der Ausgangsspannung über eine Anpassung des Tastgrades kompensiert. Auf Grund der derzeit genutzten Prüfstandssteuerung war eine Umsetzung dieser Strategie zum jetzigen Zeitpunkt nicht möglich.

Ein Zurückführen der Ausgangsdrehzahl auf den Tastgrad würde außerdem eine gezielte Beeinflussung des Synchronisationsvorgangs ermöglichen. Für weiterführende Untersuchungen des mechanischen Tiefsetzstellers ist daher eine Anpassung der Prüfstandssteuerung zu empfehlen.

Um die Regelung der Lastdrehzahl im Synchronisationsvorgang zielführend einzusetzen, ist außerdem eine ausreichende Anzahl an möglichen Reglereingriffen erforderlich. In den umgesetzten Synchronisationsvorgängen mit einer Dauer von 1,5 s bzw. 2 s ergibt sich mit 15–20 Schaltzyklen nur eine geringe Anzahl an Reglereingriffen. Dies begründet die Forderungen nach höheren Schaltfrequenzen. In der vorliegenden Arbeit konnten am Prüfstand Schaltfrequenzen bis 17 Hz umgesetzt werden. Um eine breite Variation des Tastgrades zu ermöglichen, wurde der Großteil der Versuche mit einer Frequenz von 10 Hz durchgeführt.

Für eine Nutzung des mechanischen Tiefsetzstellers im automobilen Antriebsstrang ist diese Frequenz ungeeignet, da sie innerhalb der ersten Eigenfrequenzen des Antriebsstrangs liegt und daher mit starken Schwingungsanregungen und Komforteinbußen zu rechnen ist. Von [22] wird daher empfohlen, Schaltfrequenzen über 20 Hz zu wählen.

Die Schaltfrequenz des Prototyps am Prüfstand wird durch die Dynamik des Servoventils beeinflusst, sodass für zukünftige Weiterentwicklungen die Verwendung anderer Ventile in Betracht gezogen werden sollte. Bei der Auswahl des Ventils war, neben dem dynamischen Verhalten, auch die einfache Steuer- und Regelbarkeit ein Auswahlkriterium. Bei der Inbetriebnahme des Ventils stellte sich heraus, dass dieses sehr

---

empfindlich auf EMV-Effekte der Antriebs- und Lastmaschine reagierte und sich dauerhaft eine hochfrequente Schwingung in der Position des Steuerkolbens zeigte. Auch diese Aspekte sollten bei der Auswahl eines geeigneten Ventils beachtet werden.

Eine weitere Herausforderung bei der Umsetzung höherer Schaltfrequenzen stellte die Abtastrate des Drucksignals, insbesondere bei dem verwendeten Ansatz zur Ableitung eines Steuersignals für den hydraulischen Aktor, dar. Gerade bei Versorgungsdrücken  $>30$  bar zeigte sich, dass die Druckänderung pro Zeitschritt durch das angelernete Steuersignal nicht ausreichend kompensiert werden konnte und daher keine gezielte Anpassung des Tastgrades mehr möglich war. Eine höhere Abtastrate des Drucksignals und die damit verbundene feine Auflösung des Steuersignals würde die Verwendung höherer Versorgungsdrücke und damit eine höhere Schaltfrequenz ermöglichen.

Eine weitere Herausforderung bei der Umsetzung höherer Schaltfrequenzen entsteht durch die auftretenden Schwingungen auf dem Drucksignal, die auf die Anregung des schwingungsfähigen Systems aus Anpressplatte, Blattfedern, Stellzylinder und Ölsäule zurückzuführen sind.

Der Ansatz, das zyklische Regelungsverfahren des „Repetitive Control“ zu verwenden, um ein geeignetes Steuersignal für den hydraulischen Kupplungsaktor abzuleiten, zeigte sich als geeignet. Für das Verfahren ist kein detailliertes Modell der Strecke erforderlich, das sich auf Grund der Nichtlinearitäten des Systems nicht trivial identifizieren lässt. Dennoch wird mit dem Phasengang der Strecke die Dynamik des Systems berücksichtigt. Der Regler wird nicht, wie üblich, bei jedem Betrieb neu angelern, sondern es wird aus einem Anlernvorgang ein allgemeines Steuersignal bestimmt und daraus ein vereinfachter Signalverlauf abgeleitet, der abhängig von Tastgrad und Schaltfrequenz variiert wird. Hierdurch ist es nicht erforderlich, dass sich der Regler bei jeder Tastgradänderung erneut einschwingt. Dies verbessert die Dynamik des Systems und reduziert die Belastung der Bauteile. Die Nutzung eines vereinfachten Steuersignals weist jedoch auch mehrere Nachteile auf: So sind die Variationsmöglichkeiten des Steuersignals durch die Anzahl seiner Datenpunkte begrenzt. Dies wurde bereits im Zusammenhang mit der Abtastrate näher erläutert. Das vereinfachte Steuersignal wird in mehrere Abschnitte unterteilt: öffnen, geöffnet, schließen, geschlossen. Bei einer Variation dieser Abschnitte

entstehen Unstetigkeiten im Steuersignalverlauf, die zur Anregung der unerwünschten Schwingungseffekte auf dem Drucksignal führten. Durch die Verwendung eines kontinuierlichen Signals reduzieren sich die Variationsmöglichkeiten. Das Anlernen eines gepulsten Druckverlaufes, anstelle des Anpresskraftverlaufes, zeigte sich als vorteilhaft hinsichtlich der Schwingungsanregung und Dynamik.

Typisch für das elektrotechnische Vorbild des mechanischen Tiefsetzstellers sind Schwingungen der Ausgangsspannung und -stroms. Dieses Verhalten tritt auch bei dem vorgestellten Prototyp auf und wird in Analogie zur Elektrotechnik als Drehmoment- und Drehzahlrippel bezeichnet. Die Höhe der Rippel kann aus den elektrotechnischen Grundlagen abgeleitet werden. Der lineare Zusammenhang zwischen den Eingangs- und Lastdrehzahlen sowie dem Tastgrad bestätigt die Übertragbarkeit zwischen der elektrischen und mechanischen Schaltung. Es ist allerdings zu bedenken, dass die Rippel eine zusätzliche Belastung der Last darstellen. Für die praktische Anwendung des mechanischen Tiefsetzstellers sollte daher das Ziel verfolgt werden, diese so weit wie möglich zu reduzieren. Die Frequenz der Schwingung entspricht der Schaltfrequenz und sollte oberhalb der vorhandenen Eigenfrequenzen gelegt werden.

Analog zur Elektronik konnte auch im mechanischen Aufbau gezeigt werden, dass die Höhe der Schwingungen von der Eingangsdrehzahl, dem Tastgrad, der Schaltfrequenz und der Auslegung des Feder-Masse-Elements abhängt. Die ersten beiden Punkte können nur im Rahmen der geplanten Anwendung verändert werden. Auf die Herausforderungen, höhere Schaltfrequenzen umzusetzen, wurde bereits weiter oben in diesem Kapitel eingegangen. Der Aspekt der Drehzahl- und Drehmomentrippel unterstreicht nochmals die Forderungen nach höheren Schaltfrequenzen: Die Schaltfrequenz geht quadratisch in die Höhe der Drehzahlrippel und linear in die Höhe der Drehmomentrippel ein. Wie anhand von Messungen bestätigt werden konnte, lässt sich die Höhe der Drehzahlrippel durch eine Vergrößerung des Massenträgheitsmomentes des Feder-Masse-Elements reduzieren. Bei der Auslegung des Feder-Masse-Elements wurde der Ansatz verfolgt, den Lückbetrieb des Tiefsetzstellers zu provozieren. Dies gelang zwar in der Simulation, in der Messung konnte der Lückbetrieb

---

dahingegen nicht eindeutig identifiziert werden. Grundsätzlich wird dieser Zustand in leistungselektronischen Schaltungen vermieden, da der lineare Zusammenhang zwischen den Spannungen und dem Tastgrad verloren geht. Es ist davon auszugehen, dass der Lückbetrieb auch für den mechanischen Tiefsetzsteller keinen Vorteil bringt. Daher kann für spätere Entwicklungen eine veränderte Auslegung des Feder-Masse-Elements (Tiefpassfilter) erfolgen. In der Leistungselektronik wird als Eigenfrequenz des Tiefpassfilters  $f_{LC} = 0,01 \cdot f_{schalt}$  empfohlen, um eine gute Schwingungsglättung zu gewährleisten. Dieser Ansatz stellt auch für eine erneute Auslegung des mechanischen Tiefsetzstellers einen guten Anhaltspunkt dar. Neben einer Vergrößerung des Massenträgheitsmomentes erfordert dies vor allem auch ein weiches Federelement.

Ziel des Einsatzes des mechanischen Tiefsetzstellers zur Drehzahlsynchronisation ist es, die Reibungsverluste gegenüber dem Einsatz einer klassischen Reibkupplung zu reduzieren. Anhand des bestimmten Wirkungsgrades konnte das Potential des Systems deutlich herausgestellt werden. In Kapitel 2.3 wurde hergeleitet, dass der Wirkungsgrad einer klassischen Reibkupplung bei ca. 50 % für einen Synchronisationsvorgang liegt. Mit dem mechanischen Tiefsetzsteller konnte ein Wirkungsgrad von 66 bis 74 % erzielt werden. Bei der Bewertung des Wirkungsgrades muss beachtet werden, dass auch bei geöffneter Kupplung geringe Reibungsverluste entstehen, da (fertigungsbedingt) ständig ein Kontakt zwischen Schwungrad und Reibscheibe besteht. Durch eine verbesserte Konstruktion oder Montage kann diese Problematik umgangen werden und so die Effizienz des Tiefsetzstellers weiter gesteigert werden.

Die Reibungsverluste konnten auf Grund der vorliegenden Messdaten nur auf Basis der Sekundärdrehzahl der Kupplung und des Drucks in der Zuleitung zum Stellzylinder abgeschätzt werden. Der verwendete Inkrementalgeber zur Erfassung der Sekundärdrehzahl erwies sich für Drehzahlen unter 50 U/min als ungeeignet, dies ist auf eine grobe Auflösung zurückzuführen. Das hatte zur Folge, dass bei Stillstand der Kupplungssekundärseite das Eindrehverhalten des Freilaufes nicht eindeutig detektiert werden konnte. Der Drehzahlsensor befindet sich zwischen der Reibscheibe und den Federn auf der Verbindungswelle. Für

die Funktionalität des Ansatzes ist ein geringes Massenträgheitsmoment dieses Elementes entscheidend. Hierbei bot sich der kompakte Inkrementalgeber als Kompromisslösung an. Für zukünftige Umsetzungen wäre eine berührungslose Erfassung der Sekundärdrehzahl empfehlenswert. Eine höhere Auflösung dieses Drehzahlverlaufs würde zudem die Bestimmung des Verdrehwinkels der Federn sowie eine Bestimmung des wirksamen Federmomentes und damit auch eine gezielte Analyse der Drehmomenttrippel ermöglichen.

Einen weiteren Punkt für die Untersuchung der Reibungsverluste stellt die Bestimmung der Anpresskraft und des Kupplungsmomentes dar. Zum jetzigen Zeitpunkt wurde kein geeigneter Ansatz zur Erfassung der tatsächlich wirkenden Anpresskraft gefunden, der folgende Bedingungen erfüllt: Er sollte im rotierenden System appliziert werden können, außerdem für ggf. auftretende Scherkräfte zwischen Schwungrad und Anpressplatte geeignet sein und die Funktionalität des Systems nicht beeinflussen.

Es konnte gezeigt werden, dass das dynamische Verhalten der Kupplung einen zentralen Einfluss auf das Systemverhalten des mechanischen Tiefsetzstellers hat. Die genaue Messung der genannten Größen würde daher auch das Systemverständnis der Anwendung verbessern und eine weitere Optimierung vereinfachen.

---

## Literaturverzeichnis

- [1] J. Gilbert, R. S. Oldaker, Grindley, J.E., and P. M. Taylor, “*Control Of A Novel Switched Mode Variable Ratio Drive*” - Control '96, UKACC International Conference on (Conf. Publ. No. 427),”
- [2] Verein Deutscher Ingenieure, „*Wellenkupplungen; Systematische Einteilung nach ihren Eigenschaften*“, VDI-Richtlinie 2240, 1971.
- [3] K.-H. Grote and J. Feldhusen, „*Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*“, 22nd ed.: Springer-Verlag, 2007.
- [4] W. Steinhilper; B. Sauer (Hrsg.); „*Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*“: „*Kapitel 14 Kupplungen und Bremsen*“, 7th ed., Berlin [u.a.]: Springer Vieweg, 2012, pp. 281–367.
- [5] Guang Rao, “*Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen*,” Dissertation, Verkehrswissenschaft, TU Dresden, Dresden, 2010.
- [6] S. Hara, “*Repetitive Control System: A New Type Servo System for Periodic Exogenous Signals*” in IEEE Transactions on automatic control, 1988 pp. 659–668
- [7] V. L. Popov, „*Kontaktmechanik und Reibung: Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation*“, 1st ed. Berlin: Springer, 2009.
- [8] M. Pisaturo, C. D'Auria, and A. Senatore, “*Friction coefficient Influence on the engagement uncertainty in dry-clutch AMT*,” in 2016 American Control Conference (ACC), Boston, MA, USA, pp. 7561–7566.
- [9] M. Ruderman, “*Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen*,” Dissertation, Elektrotechnik und Informationstechnik, Technische Universität Dortmund, Dortmund, 2012.



- [10] B. Bartholmai, *„Erweiterte, modellbasierte Systemanalyse am Beispiel einer naslaufenden Lamellenkupplung,“* Dissertation, Fachgebiet Mechatronik, Universität Kassel, Kassel, 2018.
- [11] A. Albers, S. Ott, J. Kniel, and M. Basiewicz, *„Studie zur Ermittlung von Potentialen zur Leistungssteigerung von trockenlaufenden Kupplungssystemen mittels Temperaturverteilungsmessung,“* in VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017: Ettlingen, 17. und 18. Mai 2017. VDI Produkt- und Prozessgestaltung, 2017, pp. 65–81.
- [12] D. Anke, *„Leistungselektronik“*, 2nd ed. München: Oldenbourg, 2009.
- [13] N. Mohan, W. P. Robbins, and T. M. Undeland, *„Power electronics: Converters, applications, and design“*, 3rd ed. Hoboken: Wiley, 2002.
- [14] I. Batarseh, *„Power electronic circuits“*. Hoboken: Wiley, 2004.
- [15] U. Probst, *„Leistungselektronik für Bachelors: Grundlagen und praktische Anwendungen“*. München: Fachbuchverl. Leipzig im Carl-Hanser-Verl., 2008.
- [16] H. Stöcker, *„Taschenbuch der Physik: Formeln, Tabellen, Übersichten“*, 4th ed. Thun, Frankfurt am Main: Deutsch, 2000.
- [17] M. Möser, *„Technische Akustik“*, 10th ed. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2015.
- [18] M. Scheibe and M. Fister, *„Emulation eines beliebigen fahrzeugcharakteristischen Schwingungsverhalten auf einem konventionellen Antriebsstrangprüfstand,“* in 7th International Symposium on Development Methodology, Wiesbaden, 2017.
- [19] D. Herbst, *„Rupfen - Ursachen und Abhilfen“*. [Online] Available: [https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/symposia\\_1/downloads\\_11/2\\_RUPFEN.pdf](https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/2_RUPFEN.pdf). Überprüft am: 05.09.2019.
- [20] H. Wintersperger and M. Fister, *„Schnellschaltende Kupplung zur Reduzierung von Reibverlusten während des*

- Synchronisationsvorgangs,*” in VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2017: Ettlingen, 17. und 18. Mai 2017. VDI Produkt- und Prozessgestaltung, 2017.
- [21] H. Wintersperger, M. Fister, and C. Spieker, “*Schnellschaltende Kupplung zur Reduzierung von Reibverlusten während des Synchronisationsvorgangs,*” in VDI-Fachtagung Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2019: VDI Produkt- und Prozessgestaltung, 2019.
- [22] T. D. Forbes, J. D. Van De Ven, “*Switch-Mode Continuously Variable Transmission With Flywheel Energy Storage,*” in International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Boston, Massachusetts, USA, 2008.
- [23] Van de Ven, James D. and J. Cusack, “*Synthesis and baseline testing of a digital pulse-width-modulated clutch,*” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 78, pp. 81–91, 2014.
- [24] Van de Ven, James D. and M. A. Demetriou, “*Switch-Mode Continuously Variable Transmission: Modeling and Optimization,*” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 133, no. 133, 2011.
- [25] A. H. A. Hassan, J. M. Gilbert, and D. Ishak, “*Design and testing of a dual-mode mechanical drive,*” in 2008 5th International Symposium on Mechatronics and Its Applications (ISMA), Amman, pp. 1–6.
- [26] J. S. Eckerle, “*System and method for electrically controllable transmissions,*” US 2016/0017940 A1.
- [27] R. S. Oldaker, “*The Design and Control of Mechanical Switched Mode Drives,*” Dissertation, University of Hull, Hull, 1997.
- [28] F. Williams and D. Tipping, “*A Mechanical Torque Converter, and Its Use as an Automobile Transmission,*” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, vol. 190, no. 1, pp. 447–456, 1976.
- [29] H. E. Prahlad, Pelrine, Ronald E. Longmont Colorado 80504 (US), Wong-Foy, Annjoe Pacifica, CA 94044 (US), Kornbluh, Roy D. Palo

- Alto California 94301 (US), and Mccoy, Brian K. Sunnyvale California 94086 (US), "*Electroadhesive device, method of adhering a device and electrolaminate system,*" EP2548299B1, Mar 18, 2011.
- [30] J. Cusack, "*Design of a high speed clutch with mechanical pulse-width control,*" Master, Worcester Polytechnic Institute, Worcester, 2013.
- [31] Matthew Rotier, S. R. Woodnorth, and M. S. Collins, "*MQP - Switchmode CVT Torsion Spring Proposal,*" Major qualifying project, Mechanical Engineering Department, Worcester Polytechnic Institute, Worcester, April 2011.
- [32] J. Araujo, M. A. DeMalia, C. M. Lambusta, and A. J. Morocco, "*Switch-Mode Continuously Variable Transmission Prototype Design and Testing,*" in 7th International Energy Conversion Engineering Conference, Denver, 2008.
- [33] B. Bartholmai, M. Fister, C. Spieker, and K. Sittig, "*Entwicklung von Fahrzeugfunktionen mittels Rapid Control Prototyping,*" ATZ, Antriebstechnische Zeitung, 05.2018, 2018.
- [34] C. D. Meli, "*Konzeption und konstruktive Auslegung eines mechanischen Energie-speichers für einen Prüfstandaufbau,*" Bachelorarbeit, Fachgebiet Mechatronik, Universität Kassel, Kassel, 2017.
- [35] H. Wittel, W. Matek, D. Muhs, and H. Roloff, „*Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*“, 22nd ed. Braunschweig: Springer Vieweg, 2015.
- [36] M. Meissner and K. Wanke, „*Handbuch Federn: Berechnung und Gestaltung im Maschinen- und Gerätebau*“, 2nd ed. Berlin: Verlag Technik, 1993.
- [37] Verein Deutscher Ingenieure: „*Schaltbare fremdbetätigte Reibkupplungen und -bremsen*“, VDI-Richtlinie 2241-1, 1984.
- [38] T. Grösch, "*Modellierung eines hochfrequent schaltenden Aktors,*" Fachgebiet Mechatronik, Universität Kassel, Kassel, 2017.

- [39] Moog GmbH, „*Servoventile Baureihe D636/638*. Boeblingen.“
- [40] MTS Systems Corporation, „*Hydraulikaggregat SilentFlo™ Serie 505: Produktinformationen Modell 505.07*,“ 2008.
- [41] H. Murrenhoff and S. Sgro, „*Servohydraulik - geregelte hydraulische Antriebe: Umdruck zur Vorlesung*“, 4th ed. Aachen, Aachen: Shaker; Inst. für Fluidtechnische Antriebe und Steuerungen, 2012.
- [42] D. Findeisen and S. Helduser, „*Ölhydraulik: Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen*“, 6th ed. Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2015.
- [43] P. Neusüs, „Entwicklung und Konstruktion von Prüfstandskomponenten für einen Prototypenaufbau,“ Bachelorarbeit, FMF, Universität Kassel, Kassel, 2017.
- [44] M. Goll, „*Grundlegende Untersuchungen zur Regelung einer nasslaufenden Lamellenkupplung mit negativem Reibwertgradienten*,“ Masterarbeit, Fachgebiet Mechatronik, Universität Kassel, Kassel, 2015.
- [45] ITI GmbH: „*SimulationX Manual, Handbuch, Disc-Clutch*“. Dresden: ITI GmbH, 2009.
- [46] GMN, „*Funktionsprinzip eines Freilaufes: Klemmrichtung*“. [Online] Available: <https://www.gmn.de/freilaeufe/funktionsprinzip/>. Accessed on: Sep. 05 2019.
- [47] P. Roßmanek, „*Untersuchungen zum dynamischen Betriebsverhalten von Freilaufkupplungen*,“ Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Universität Hannover, Hannover, 1991.
- [48] A. Laschet, „*Simulation von Antriebssystemen: Modellbildung der Schwingungssysteme und Beispiele aus der Antriebstechnik*“. Berlin, Heidelberg: Springer, 1988.
- [49] W. Matek, D. Muhs, and H. Roloff, Eds., „*Machinenelemente*“, 8th ed. Braunschweig: Vieweg, 2006.

- [50] M. Steinbuch, “*Repetitive control for systems with uncertain period-time,*” in *Automatica*, 2002, pp. 2103–2109.
- [51] J.-H. Hohn, “*Inbetriebnahme einer Kraftregelung für einen hydraulischen Prüfstands-aufbau,*” Bachelorarbeit, Fachgebiet Mechatronik, Universität Kassel, Kassel, 2018.
- [52] Moog, “*User Manuel Digital Control Valves with CANopen Interface*”. Boeblingen, 2015
- [53] C. Boes, W. Lenz, and J. Müller, “*Digital servo valves with fieldbus interface in closed loop applications,*” in 8th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 2003, pp. 845–856.
- [54] J. Lunze, „*Regelungstechnik 1*“, 11th ed. Berlin: Springer, 2016.
- [55] D. Fabian, „*Regelung periodischer Prozesse*“, 1st ed. Göttingen: Cuvillier, 2009.
- [56] GMN „*Komplettfreiläufe FP 442 M*“ [Online] Available: <https://www.gmn.de/?ddf=1&t=freilaeufe&i=142&c=757032988627009064671307&l=de>, geprüft am 16.09.2019

## Anhang

### A. Bilder



**Abbildung A 1: Verbindungswelle mit Flansch**

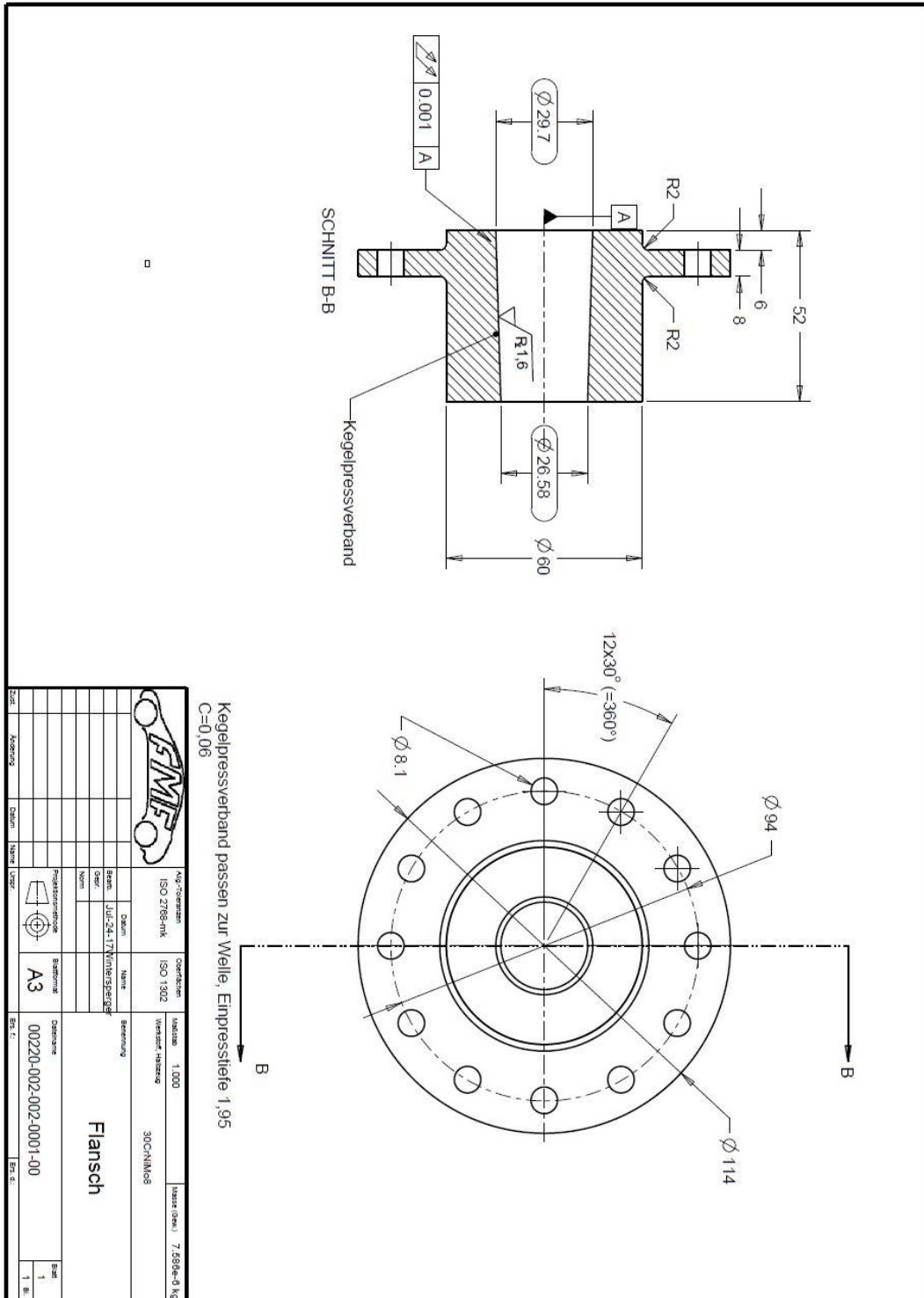


Abbildung A 2: CAD-Zeichnung Flansch





## Messdaten

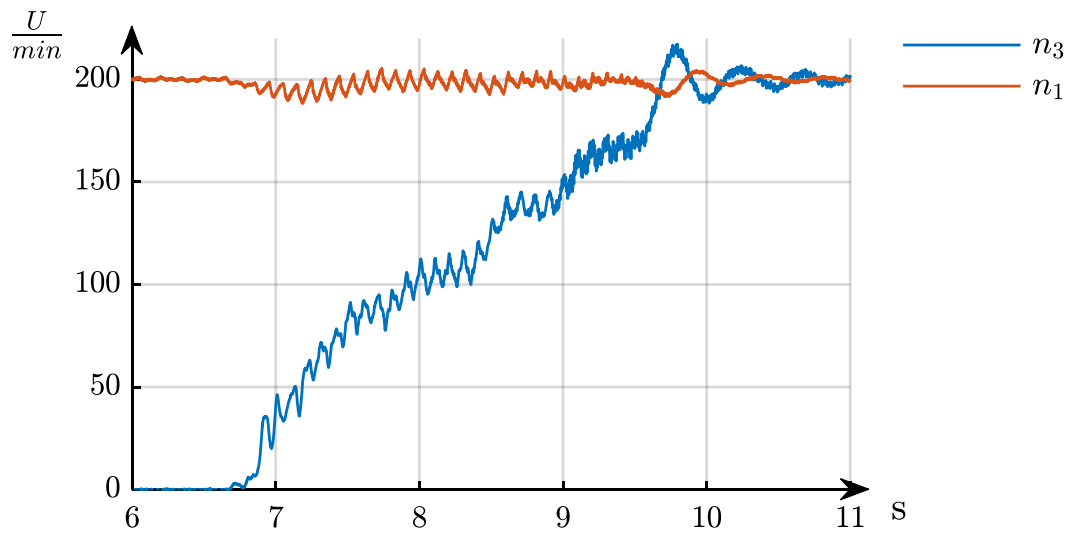


Abbildung A 3: Drehzahlverlauf über der Zeit, Synchronisation bei 200 U/min

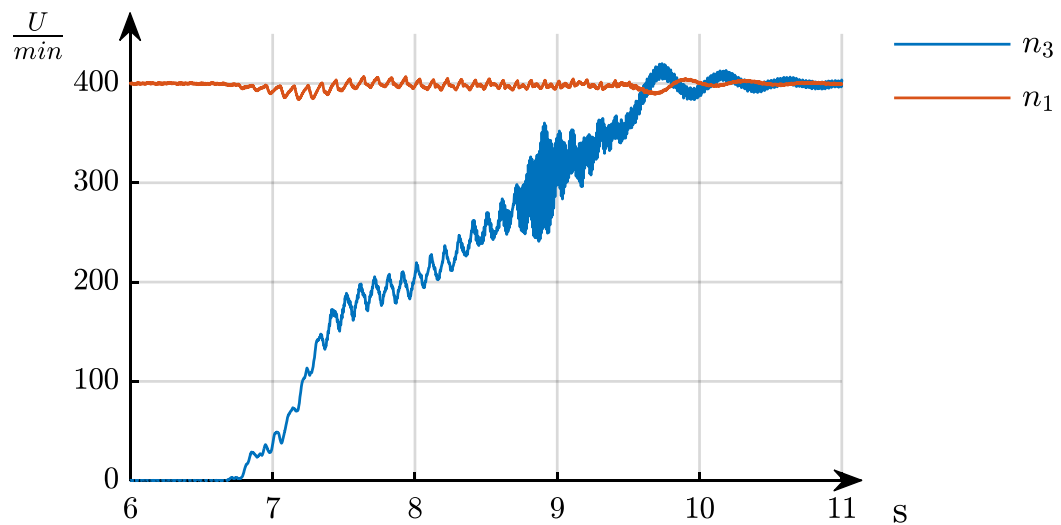


Abbildung A 4: Drehzahlverlauf über der Zeit, Synchronisation bei 400 U/min

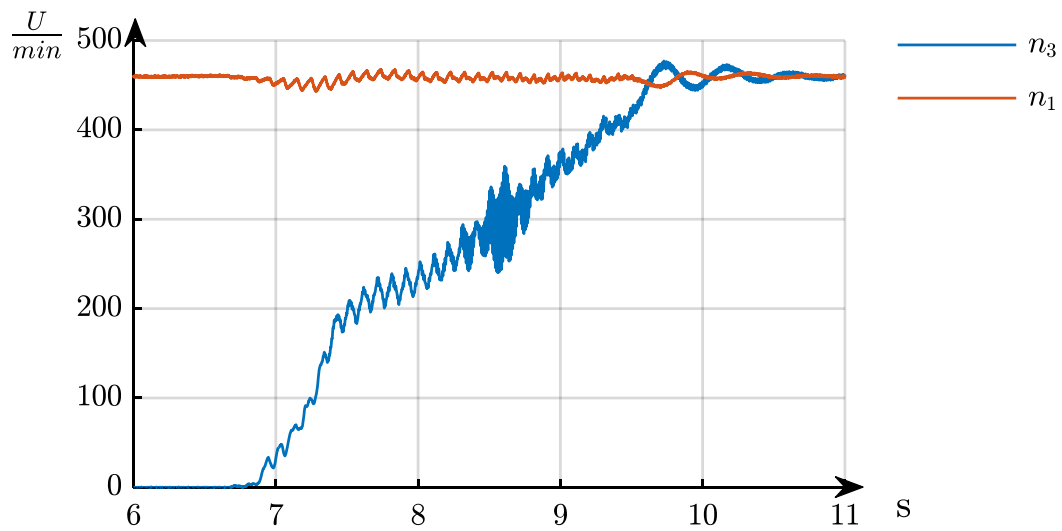


Abbildung A 5: Drehzahlverlauf über der Zeit, Synchronisation bei 460 U/min

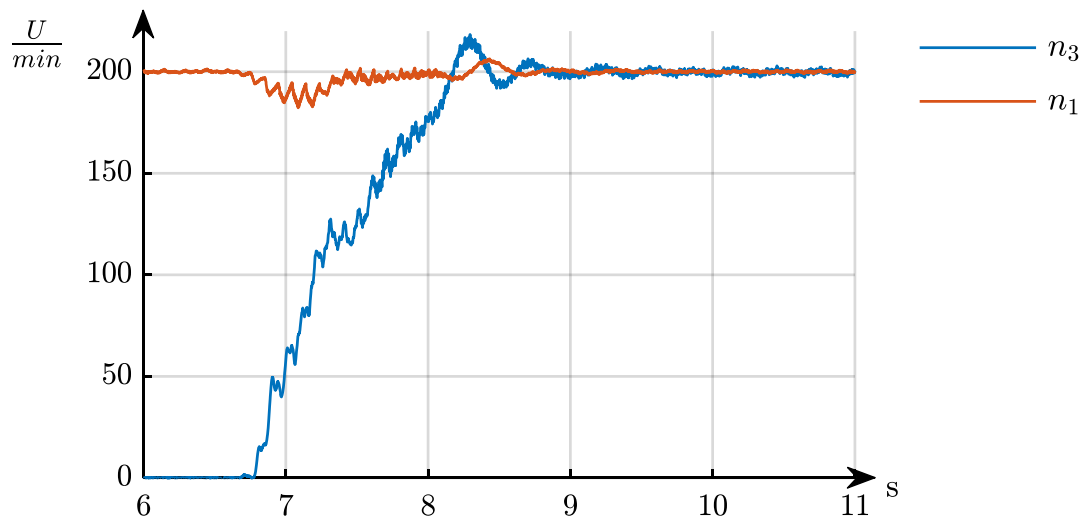


Abbildung A 6: Drehzahlverlauf über der Zeit, Synchronisation bei 200 U/min in 1,5 s

## B. Tabellen

Tabelle A 1 Versuchsergebnisse, Zusammenhang Drehzahl Tastgrad und Schaltfrequenz für  $J_1=0,1$ 

Eingangsdrehzahl in 1/min	Pulsfrequenz in Hz	Tastgrad	Drehzahlrippel gemessen in 1/min	Drehzahlrippel berechnet in 1/min	Abweichung
400	10	0,52	48,2	51,0	2,8
400	10	0,67	41,7	45,0	3,3
400	17	0,69	15,1	19,1	4
200	17	0,61	8,3	12,8	4,5
200	10	0,50	27,7	25,6	-2,1
150	8	0,64	25,6	27,6	2

Tabelle A 2 Versuchsergebnisse, Zusammenhang Drehzahl Tastgrad und Schaltfrequenz für

Eingangsdrehzahl in 1/min	Pulsfrequenz in Hz	Tastgrad	Drehzahlrippel gemessen in 1/min	Drehzahlrippel berechnet in 1/min	Abweichung
200	10	0,40	15,44	12,33	-3,11
200	10	0,57	16,80	12,62	-4,18
200	10	0,66	14,55	11,60	-2,95
200	10	0,81	13,16	7,76	-5,40
400	10	0,44	28,67	25,28	-3,38
400	10	0,59	33,38	24,85	-8,53
550	10	0,32	31,13	30,91	-0,22
550	10	0,45	41,84	34,94	-6,90
550	10	0,82	22,05	20,61	-1,43
550	10	0,90	17,03	12,81	-4,22
750	10	0,62	44,64	45,51	0,87
750	10	0,86	22,21	22,58	0,37
900	10	0,39	59,65	55,10	-4,55
900	10	0,49	60,36	57,78	-2,58
900	10	0,62	51,63	54,31	2,68
900	10	0,89	22,04	23,08	1,04

 $J_1=0,18$

## Abbildungen

Abbildung 2-1: Schema Kupplung .....	4
Abbildung 2-2: Vereinfachter Beschleunigungsvorgang.....	6
Abbildung 2-3: Grundschtaltung Tiefsetzsteller links (a), Spannungsverlauf der Ausgangsspannung rechts (b) .....	9
Abbildung 2-4: Grundlegende Spannungsverläufe PWM.....	10
Abbildung 2-5: Schema Tiefsetzsteller .....	10
Abbildung 2-6: Strom und Spannung am Tiefsetzsteller (Abbildung 2-5) ...	12
Abbildung 2-7: Spannung (oben) und Strom (unten) in der Spule im lückenden Betrieb .....	14
Abbildung 3-1: Mechanischer Tiefsetzsteller .....	18
Abbildung 3-2 Strom- und Drehmomentfluss des Tiefsetzstellers.....	19
Abbildung 3-3: Schema elektrischer Hochsetzsteller .....	22
Abbildung 3-4: Schema des a) Hochsetzstellers und b) des Hoch- und Tiefsetzstellers [27].....	23
Abbildung 4-1: Schema des simulierten Prüfaufbaus.....	30
Abbildung 4-2: Modellstruktur des Simulinkmodelles vom Prüfaufbau .....	31
Abbildung 4-3: Spiralfeder: a) mit konstantem Windungsabstand.....	34
Abbildung 4-4: CAD-Zeichnung der Spiralbandfeder mit konstanten Windungsabstand .....	36
Abbildung 4-5: Feder-Masse-System mit Verbindungswelle (links im Bild)	37
Abbildung 4-6: hydraulisches Schaltbild des Ventils .....	40

Abbildung 4-7: Frequenzgang Moog Ventil D638, Steuersignal zu Steuerkolbenposition in % [39] .....	41
Abbildung 4-8: Modellierter Frequenzgang .....	42
Abbildung 4-9: Blockschaltbild Hydraulische Strecke.....	42
Abbildung 4-10: Explosionszeichnung der Kupplung .....	46
Abbildung 4-11: Schema Kupplung .....	47
Abbildung 4-12: Zeichnung Stellzylinder .....	48
Abbildung 4-13: Kräfte am Kolben.....	49
Abbildung 4-14: Schema Kupplungsmodell nach [20, 44].....	50
Abbildung 4-15: Mehrkörpermodell zum Kupplungsmodell .....	50
Abbildung 4-16: Klemmkörper im Freilauf nach [46].....	51
Abbildung 4-17: Gesamtaufbau des Prüflings .....	54
Abbildung 4-18: Verlauf der Anpresskraft über der Zeit .....	56
Abbildung 4-19: Drehzahlen Kupplung .....	57
Abbildung 4-20: Drehmoment über der Feder über der Zeit .....	57
Abbildung 4-21: Verlauf der Eingangs- und Ausgangsdrehzahl über der Zeit .....	58
Abbildung 4-22: Drehzahlverläufe bei steigendem Tastgrad über der Zeit .	59
Abbildung 4-23: Tastgrad Zusammenhang .....	59
Abbildung 4-24: Drehzahldifferenz über der Feder bei Tastgrad 0,5 über der Zeit.....	60
Abbildung 4-25: Spezifischer Wärmeeintrag abhängig von dem Lastmoment und der Anpresskraft der Kupplung.....	62
Abbildung 4-26: Vergleich konventionelle und schnellschaltende Kupplung über der Zeit .....	63
Abbildung 5-1: Schema des Versuchsaufbaus mit Bezeichnung der Größen .....	65
Abbildung 5-2: Messgrößen, Drehmomentsprung $M_2$ bei konstanter Drehzahl über der Zeit.....	68
Abbildung 5-3: Federkennlinie.....	69
Abbildung 5-4: Drehmomentsprung freies Ende, Vergleich Simulationsergebnisse und Messung über der Zeit .....	71
Abbildung 6-1: Vereinfachter Prüfaufbau .....	73
Abbildung 6-2: Reglerstruktur Servoventil [51] .....	74
Abbildung 6-3: Vergleich Regelungsansätze.....	76
Abbildung 6-4: Prüfaufbau mit Kupplung.....	76

Abbildung 6-5: Grundstruktur des Regelungsansatzes [21] .....	78
Abbildung 6-6: Ausschnitt Sollkraftverlauf .....	79
Abbildung 6-7: Vereinfachter Stellgrößenverlauf; $\pm 10 \text{ V}$ entsprechen $\pm 100 \%$ der Ventilkolbenposition .....	79
Abbildung 6-8: Gemessener und simulierter Phasengang der hydraulischen Strecke.....	80
Abbildung 6-9: Ausschnitt der gemessenen Kraft über Datenpunkte, Abtastrate 2000 Hz .....	82
Abbildung 6-10: Ausschnitt der Stellgröße des Reglers <b>UH, soll</b> im eingeschwungenen Zustand.....	83
Abbildung 6-11: Detailausschnitt <b>UH, soll</b> aus Abbildung 6-10 (Legende in Abbildung 6-10) .....	83
Abbildung 6-12: Abgeleiteter Stellgrößenverlauf des Reglers <b>UH, soll</b> für verschiedene Signalverläufe über der Zeit .....	84
Abbildung 6-13: Erzeugte Anpresskraftverläufe über der Zeit.....	85
Abbildung 7-1: Schema des Versuchsaufbaus.....	88
Abbildung 7-2: Am Prüfstand implementiertes Lastmodell.....	89
Abbildung 7-3: Drehzahlverläufe der Antriebs- und Lastseite über der Zeit	90
Abbildung 7-4: Druckverlauf zum Schaltvorgang in Abbildung 7-3 über der Zeit.....	91
Abbildung 7-5: Drehzahlen der Kupplung über der Zeit .....	91
Abbildung 7-6: Vergleich des Druckverlaufs über der Zeit bei Stillstand und 50 U/min .....	92
Abbildung 7-7: Vergleich des Druckverlaufes über der Zeit bei 5Hz und 8Hz .....	93
Abbildung 7-8: Solldruckverlauf über der Zeit .....	94
Abbildung 7-9: Erzeugte Steuersignalverläufe <b>UH, soll</b> über der Zeit.....	95
Abbildung 7-10: Druckverläufe über der Zeit mit verschiedenen Sollprofilen .....	96
Abbildung 7-11: Kupplungsdrehzahlen bei verschiedenen Anpresskraftverläufen über der Zeit .....	96
Abbildung 7-12: Drehzahlverläufe über der Zeit bei verschiedenen Tastgraden.....	99
Abbildung 7-13 Drehzahlen der Lastseite bei verschiedenen Massenträgheitsmomenten über der Zeit.....	99

Abbildung 7-14: Lastdrehzahl über der Zeit bei verändertem Lastmoment .....	100
Abbildung 7-15: Differenzdrehzahl über der Zeit am Federpaket bei verschiedenen Lastmomenten .....	101
Abbildung 7-16 Synchronisation der Drehzahlen bei 550 U/min, Synchronisationsdauer 2,5 s .....	102
Abbildung 7-17: Steuersignal <i>UH,soll</i> in Volt über der Zeit zu Abbildung 7-16.....	103
Abbildung 7-18: Drehmomentverläufe über der Zeit zu Abbildung 7-16 ...	103
Abbildung 7-19: Differenzdrehzahl der Kupplung über der Zeit, Ausschnitt .....	106
Abbildung 7-20: Synchronisation der Drehzahlen bei 550 U/min über der Zeit bei einer Synchronisationszeit von 1,5 s .....	107
Abbildung 7-21: Drehmomentverlauf über der Zeit zu Abbildung 7-20 .....	107
Abbildung 8-1: Konstruktionszeichnung der Verbindungswelle .....	124
Abbildung A 1: Verbindungswelle mit Flansch .....	122
Abbildung A 2: CAD-Zeichnung Flansch .....	123
Abbildung A 3: Drehzahlverlauf über der Zeit, Synchronisation bei 200 U/min .....	125
Abbildung A 4: Drehzahlverlauf über der Zeit, Synchronisation bei 400 U/min .....	125
Abbildung A 5:Drehzahlverlauf über der Zeit, Synchronisation bei 460 U/min .....	126
Abbildung A 6: Drehzahlverlauf über der Zeit, Synchronisation bei 200 U/min in 1,5 s.....	126



## Tabellen

Tabelle 2-1: Elektrische und mechanische Analogien.....	15
Tabelle 2-2: Differenzialgleichungen der Analogie zweiter Art.....	15
Tabelle 2-3: Analogie zweiter Art für rotatorische Systeme.....	16
Tabelle 4-1: Theoretische Abmaße der Feder.....	35
Tabelle 4-2: Zuordnung der Nummern aus Abbildung 4.19 .....	54
Tabelle 5-1: Übersicht der Versuche zur Bestimmung der Federkonstante	66
Tabelle 7-1: Übersicht der Versuche mit konstantem Tastgrad .....	98
Tabelle 7-2 Synchronisationsvorgang, Zusammenhang Verluste und Zieldrehzahl .....	105
Tabelle A 1 Versuchsergebnisse, Zusammenhang Drehzahl Tastgrad und Schaltfrequenz für $J_1=0,1$ .....	127
Tabelle A 2 Versuchsergebnisse, Zusammenhang Drehzahl Tastgrad und Schaltfrequenz für $J_1=0,18$ .....	127

ISBN 978-3-7376-0886-2



9 783737 608862 >