
Optimierung und Entwicklung elektrodynamischer Schaltaktoriksysteme in Getrieben

**vom Fachbereich Maschinenbau
der Technischen Universität Darmstadt**

zur Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

**Dissertation
von Andreas Reul**

Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht
Zweitgutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter Pelz

Darmstadt 2018

Reul, Andreas: Optimierung und Entwicklung elektrodynamischer Schaltaktoriksysteme in Getrieben

Darmstadt, Technische Universität Darmstadt

Jahr der Veröffentlichung der Dissertation auf TUprints: 2018

Tag der mündlichen Prüfung: 20.02.2018

Veröffentlicht unter CC BY-SA 4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/>

Kurzfassung

Schaltaktoriksysteme werden in Getrieben zur automatischen Gangwahl eingesetzt. Ihr Systemdesign beeinflusst dadurch neben den Kosten auch die Dynamik des Getriebes. Als Alternative zu elektrohydraulischen Systemen werden zunehmend, vorwiegend aus Kostengründen, elektrodynamische Konzepte eingesetzt. Durch neue Schaltelemente und um den steigenden Dynamik- und Kostenanforderungen gerecht zu werden, ist eine Weiterentwicklung dieser Systeme notwendig. Über die Analyse des Schaltprozesses ergeben sich dazu im Wesentlichen zwei Ansätze.

Das optimale Systemdesign wird in Bezug auf die Kosten und die Dynamik über einen simultanen Optimierungsansatz bestimmt. Neben dem Design wird die Dynamik des designrelevanten Auslegevorgangs mithilfe einer optimalen Steuerung in einem simultanen Optimierungsproblem ermittelt. Ergänzend werden die Sensitivitäten bestimmt, die eine zielgerichtete Analyse der Nebenbedingungen ermöglichen und weiteres Potenzial aufzeigen.

Neben dem Auslegevorgang kann auch während der Synchronisierung durch geeignete Wahl einer Regelungsstrategie die Schaltzeit reduziert werden. Dazu ist ein detaillierteres Simulationsmodell notwendig, welches die Synchronisierung und den restlichen Antriebsstrang darstellt. Das Modell ermöglicht eine simulative Untersuchung und Bewertung verschiedener Strategien. Dies wird ergänzt durch Untersuchungen an einem modularen und kompakten Schaltaktorikprüfstand, der lediglich die Differenzdrehzahl an der Synchronisierung abbildet. Zudem ermöglicht der Prüfstand die Untersuchung des Schaltverhaltens von Zahnkupplungen, wie sie in elektrisch synchronisierten Getrieben verwendet werden.

Inspiziert durch die neuen Schaltelemente und die verschiedenen Entwicklungsmethoden für mechatronische Systeme, wird in Verbindung mit der verwendeten multidisziplinären Mehrzieloptimierung eine Designmethode abgeleitet. Die frühzeitige Einbindung von Optimierung in den Entwicklungsprozess trägt dabei zu einer zielgerichteten Weiterentwicklung bei und der multidisziplinäre Ansatz ermöglicht eine ganzheitliche Betrachtung des Systems.

Abstract

Shifting systems are used in transmissions for automatic gear selection. Their design also influences the dynamics and cost of transmissions. As alternative to electrohydraulic systems, electrodynamic concepts are increasingly being used mainly for cost reasons. Owing to new shift elements and to fulfill the rising dynamics as well as cost requirements, further development of these systems is necessary. The analysis of the shifting process essentially involves two approaches.

The optimal system design in terms of cost and dynamics is determined by a simultaneous optimization approach. In addition to the design, the dynamics for the design-relevant disengage process are determined by means of an optimal control in one simultaneous optimization problem. Further results are the sensitivities, which enable a purposive analysis of the boundary conditions and show further potential.

In addition to the disengage process, the shifting time can also be reduced during the synchronization by suitable selection of a control strategy. For this purpose, a detailed simulation model is necessary, which can represent the synchronization and the remaining drive train. The model allows a simulative investigation and comparison of different strategies. This is supplemented by investigations at a modular and compact shifting actuator test rig, which only takes the differential speed into account. In addition, the test rig makes it possible to investigate the shifting behavior of toothed clutches, as used in electrically synchronized transmissions.

Inspired by new shift elements in transmissions and the different development methods for mechatronic systems, a design method is derived in conjunction with the multidisciplinary multiobjective optimization. The early integration of optimization into the development process contributes to a purposive development and the multidisciplinary approach enables a holistic view of the system.

Inhaltsverzeichnis

KURZFASSUNG	I
ABSTRACT	II
INHALTSVERZEICHNIS	III
NOMENKLATUR	V
1 EINLEITUNG	1
1.1 MOTIVATION UND ZIEL.....	1
1.2 GLIEDERUNG UND VORGEHEN IN DER ARBEIT.....	3
2 GRUNDLAGEN UND STAND DER FORSCHUNG	7
2.1 SCHALTWALZENAKTORIK.....	7
2.2 SYNCHRONISIERUNG UND SYNCHRONISIERUNGSSTRATEGIEN	10
2.3 ENTWICKLUNGSMETHODIK	16
2.3.1 Entwicklung von Schaltaktoriksystemen	16
2.3.2 Entwicklung von mechatronischen Systemen	17
3 MODELLBILDUNG	23
3.1 ABSTRAKTION DES PROZESSES	23
3.2 MODELL ZUR GESAMTSYSTEMOPTIMIERUNG.....	26
3.2.1 Aufstellen der Systemgleichungen für Dynamik und Kosten	26
3.2.2 Optimierungsverfahren und Modellierungsumgebung	34
3.2.3 Formulierung des Optimierungsproblems.....	37
3.3 DETAILLIERTES MODELL ZUR WEITEREN SYSTEMANALYSE	41
3.3.1 Kräfte an der Synchronisierung.....	44
3.3.2 Antriebsstrang und Synchronisierungsmoment.....	48
3.3.3 Ansteuerung der Schaltaktorik	51
3.3.4 Modellvalidierung	52
4 GESAMTSYSTEMOPTIMIERUNG	57
4.1 OPTIMALES DESIGN DES REFERENZSYSTEMS	57
4.2 POTENZIAL DURCH ANPASSUNG DER NEBENBEDINGUNGEN	62
5 REGELUNGSSTRATEGIE	65

5.1	PRÜFSTAND ZUR ANALYSE VON REGELUNGSSTRATEGIEN.....	65
5.2	REGELUNG DES AUSLEGEVORGANGS	72
5.3	REGELUNG DES SYNCHRONISIERUNGSVORGANGS.....	76
5.4	VERBESSERUNG DER GESAMTDYNAMIK.....	81
6	POTENZIAL FÜR DIE SYSTEMENTWICKLUNG	85
6.1	ERWEITERUNGSMÖGLICHKEITEN DES OPTIMIERUNGSMODELLS	85
6.2	ABLEITEN EINER DESIGNMETHODE	88
6.3	EINORDNUNG IN BESTEHENDE ENTWICKLUNGSMETHODEN	95
7	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	97
	LITERATURVERZEICHNIS	99
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	109
	ANHANG	113
	A - VERLUSTE AM AXIALLAGER DER SCHALTWALZE	113
	B - OPTIMIERUNGSPROBLEM DER GESAMTSYSTEMOPTIMIERUNG	114

Nomenklatur

Abkürzungen

Akronym	Beschreibung
AML	<i>Algebraic Modeling Language</i>
AMT	Automatisiertes Handschaltgetriebe (<i>Automated Manual Transmission</i>)
AT	Automatgetriebe (<i>Automatic Transmission</i>)
AW	Abtriebswelle
BLDC-Motor	Bürstenloser Gleichstrommotor (<i>Brushless Direct Current Motor</i>)
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
CAN	<i>Controller Area Network</i>
COIN-OR	<i>Computational Infrastructure for Operations Research</i>
DCT	Doppelkupplungsgetriebe (<i>Dual Clutch Transmission</i>)
DLC	<i>Diamond Like Carbon</i>
DMS	Dehnungsmessstreifen
EfB	Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung
EW	Eingangswelle
FEM	Finite-Elemente-Methode
K	Kupplung
MT	Handschaltgetriebe (<i>Manual Transmission</i>)
NVH	<i>Noise, Vibration and Harshness</i>
PWM	Pulsweitenmodulation
SW	Schaltwalze
TCU	Getriebesteuergerät (<i>Transmission Control Unit</i>)
TOR	<i>Technical Operations Research</i>
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VKM	Verbrennungskraftmaschine
ZMS	Zweimassenschwungrad
ZR	Zahnrad

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Beschreibung	Symbol	Beschreibung
b	Grenze bzw. Parameter	L	Motorinduktivität
c	Federsteifigkeit	m	Masse
d	Dämpfungskonstante	M	Moment
D	Durchmesser	N	Wicklungsanzahl
e	Stoßzahl	P	Leistung
f	Zielfunktion	R	Motorwiderstand
F	Kraft	t	Zeit
i	Übersetzung	T	Messdauer
I	Strom	U	Spannung
k	Motorkonstante	v	Geschwindigkeit
K	Kosten	w	Wichtungsfaktor
l	Länge	x	Weg

Griechische Formelzeichen

Symbol	Beschreibung
α	Winkel
β	Konuswinkel
γ	Winkel zur Kugeltangenten
δ	Penetrationstiefe
Δ	Differenz
Θ	Massenträgheitsmoment
λ	Koeffizient
μ	Reibungskoeffizient
ρ	Reibwinkel am Gleitstein
τ	Feste Endzeit
φ	Winkel
ω	Winkelgeschwindigkeit

Subskripte

Index	Beschreibung	Index	Beschreibung
0	Beginn	min	Minimum
A	Axialrichtung	M	Motor
AL	Axiallager	N	Normalenrichtung
AV	Auslegevorgang	PR	Parallel zum Rotor
AW	Abtriebswelle	R	Widerstand
brems	Bremsung	rad	Fahrzeugrad
Dj	Differentialübersetzung j	red	Reduziert
DRj	Doppelstirnrad j	ref	Referenz
DS	Druckstücke	res	Reserve
EG	Eingelegter Gang	reib	Reibung
el	Elektrisch	rot	Rotatorisch
end	Endwert	schlepp	Schleppmoment
EW	Eingangswelle	schw	Schwingungen
F	Feder	SeitW	Seitenwellen
FZG	Fahrzeug	SG	Schaltgabel
G	Gleitstein	SM	Schiebemuffe
gf	Gefiltert	soll	Sollwert
Gj	Gang j	SR	Synchronring
i	Indexvariable	SW	Schaltwalze
ind	Induziert	sync	Synchronisierung
ist	Istwert	trans	Translatorisch
J	Trägheitsmoment	ver	Verluste
konst	Konstant	U	Umfangsrichtung
K	Kosten	WK	Wicklungskopf
KG	Kugel	Z	Zahn
KK	Kupplungskörper	ZE	Zahneingriff
L	Induktivität	ZG	Zielgang
max	Maximum	ZR	Zahnrad

1 Einleitung

1.1 Motivation und Ziel

Bereits in einem frühen Stadium der Automobilentwicklung wurde die Automatisierung des Schaltvorgangs angestrebt. Neben der Anmeldung des Automatgetriebes (AT) zum Patent im Jahr 1925 [1] wurde in der gleichen Zeit die Unterstützung des Schaltvorgangs an Handschaltgetrieben (MT) mittels pneumatischer Aktoren beschrieben [2]. Allerdings konnten sich alternative Konzepte zum AT erst seit den 90er-Jahren etablieren [3]. Dazu gehört neben dem automatisierten Handschaltgetriebe (AMT) das bereits 1939/40 beschriebene Doppelkupplungsgetriebe (DCT) [4], [5]. Insbesondere das DCT profitiert seit seiner Großserieneinführung im Jahr 2003 [6] vom allgemein wachsenden Markt der automatisierten Getriebe und konnte seinen Marktanteil in letzter Zeit deutlich steigern [3]. Weiterhin ist davon auszugehen, dass die Absatzzahlen, unter anderem in Verbindung mit der Elektrifizierung von Getrieben, in Zukunft weiter zunehmen werden [7].

Während die ersten Serien-DCT ausschließlich hydraulische Aktoren nutzten [6], werden heute auch elektromechanische Aktoren erfolgreich in der Serie eingesetzt [8]–[10]. Elektromechanische Systeme zeichnen sich zumeist durch eine bedarfsgerechte Leistungsaufnahme und geringere Anforderungen an die Fertigung aus, wodurch die Herstellkosten sinken [3], [11]. Allerdings besitzen sie, aufgrund der mechanischen Energieleitung, im Vergleich zu hydraulischen Systemen stärkere Restriktionen in Bezug auf die Anordnung der einzelnen Bauteile. Die Schaltzeit der Systeme ist stark abhängig von der konkreten Konstruktion des Systems und dem Gangsprung, wobei die Dynamik von hydraulischen und elektromechanischen Aktoren vergleichbar ist [11], [12].

Zwar werden in der Literatur verschiedene elektromechanische Schaltaktoriksysteme beschrieben [9], [10], [13]–[21], jedoch wird überwiegend die vom Motorrad abgeleitete Schaltwalze [22] auf Basis des elektrodynamischen Prinzips in Serien-DCT eingesetzt. Gängig ist der Einsatz einer Schaltwalze je Teilgetriebe, um den Vorteil der

Schaltwalze zur Bewegung mehrerer Schaltgabeln zu nutzen, aber dennoch Gänge unabhängig in den Teilgetrieben schalten zu können. Aufgrund der Nutzung einer Schaltwalze je Teilgetriebe müssen im Normalfall die Gänge des Teilgetriebes sequenziell durchlaufen werden, was bei Mehrfachschaltungen eine höhere Schaltzeit gegenüber einer Einzelansteuerung der Schaltgabeln bedeutet. Durch die mit der Schaltwalze einhergehenden Bauraumrestriktionen werden sie überwiegend in Fahrzeugen mit Front-Quer Architektur verwendet, da durch die kurze aber eher hohe Konstruktion des Getriebes ausreichend Bauraum vorhanden ist.

Front-Quer DCT-Getriebe werden aktuell größtenteils in A- und B-Segment-Fahrzeugen eingesetzt, sodass mit der Verwendung von elektrodynamischen Schaltaktoriksystemen insbesondere die hohen Kostenanforderungen dieser Fahrzeuge erfüllt werden. Um den steigenden Anforderungen an Kosten und Dynamik in diesem wachsenden Fahrzeugsegment in Zukunft gerecht zu werden, ist eine Verbesserung des Gesamtsystems notwendig [23]. Zudem steigen die Anforderungen an Dynamik und Komfort durch die aktuelle Umstellung sportlich orientierter Fahrzeuge auf Front-Quer Architektur [24]. In dieser Arbeit wird daher untersucht, inwiefern durch eine ganzheitliche Betrachtung und den Einsatz von Optimierungsmethoden die elektrodynamische Schaltaktorik kostengünstiger gestaltet und die Dynamik gesteigert werden kann.

Neben dem konkreten Beispiel der Schaltwalzenaktorik im DCT ergeben sich durch die Elektrifizierung von Getrieben [25], [26] sowie durch neue Synchronisierungssysteme [27] neue beziehungsweise andere Anforderungen an Schaltaktoriksysteme. So können durch die Drehzahlanpassung über die elektrische Maschine einfache Zahn- und Klauenkupplungen statt Reibsynchronisierungen eingesetzt werden. Bei diesen Kupplungen ergeben sich wesentlich geringere Kraftanforderungen und durch die zumeist geringere Anzahl an Stellelementen ist der Aufbau eines Hydrauliksystems nicht zwingend zielführend. Daher wird am Ende der Arbeit ein Ausblick gegeben, wie die am Beispiel der Schaltwalzenaktorik eines Seriengetriebes entwickelte Methode die Entwicklung verschiedener Schaltaktoriksysteme vereinfachen kann. Zudem handelt es sich bei der Schaltaktorik durch die Kombination von Mechanik und Elektronik um ein mechatronisches System [28], sodass basierend auf dem Stand der Forschung untersucht wird, wie Entwicklungsmethoden für mechatronische Systeme von dem gezeigten Vorgehen profitieren können. Der Fokus liegt dabei auf mechatronischen Systemen mit einem Rotationsmotor und einem Getriebe, das diese Bewegung in eine translatorische Bewegung umformt.

1.2 Gliederung und Vorgehen in der Arbeit

In Kapitel 2 wird neben der Schaltwalzenaktorik als Referenzsystem auch die Synchronisierung als Prozess des mechatronischen Systems erläutert. Dabei bietet die Verwendung einer Schaltwalzenaktorik aus einem Seriengetriebe als Referenz für die Analyse und die Optimierung von Schaltaktoriksystemen wesentliche Vorteile in Bezug auf die Datenbasis. Über die Analyse des Forschungsstands in Bezug auf Entwicklungsmethoden für Schaltaktoriksysteme und allgemeine mechatronische Systeme wurde ein Vorgehen zur Optimierung und Verbesserung der Schaltwalzenaktorik für diese Arbeit entwickelt, welches in Abbildung 1.1 dargestellt ist und im Folgenden näher erläutert wird.

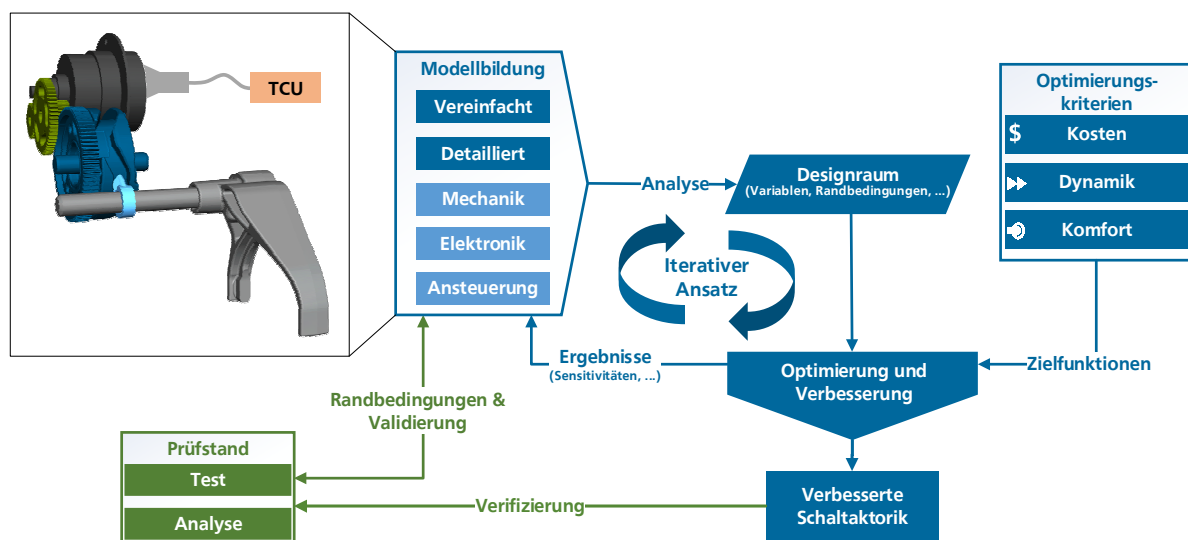


Abbildung 1.1: Schematische Darstellung des Vorgehens in der Arbeit

Basierend auf diesem Vorgehen erfolgt in Kapitel 3 die Modellbildung. Durch die Abstraktion des Systems bestehend aus Schaltwalzenaktorik inklusive Getriebesteuergerät (TCU) ergeben sich zwei verschiedene Modellierungsstrategien. Zum einen wird ein Modell zur Gesamtsystemoptimierung aufgebaut, welches nur die wesentlichen Aspekte des Systemverhaltens berücksichtigt. In Kombination mit der geeigneten Auswahl eines Optimierungsverfahrens wird dadurch eine kurze Rechenzeit bei ausreichender Modellgüte erreicht. Unter Berücksichtigung des Optimierungsverfahrens, weiteren Nebenbedingungen und der Zielfunktion folgt auf Basis des Modells die Formulierung des Optimierungsproblems. Durch die ganzheitliche Betrachtung des Systems in der

Optimierung werden Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Domänen eines mechatronischen Systems (Mechanik, Elektronik, Ansteuerung) berücksichtigt, welche die Ergebnisse wesentlich beeinflussen können. Aufbauend auf dem vereinfachten Modell wird ein detaillierteres Simulationsmodell entwickelt, welche zur Verbesserung und Bewertung der Regelungsstrategie genutzt wird. Wesentlicher Aspekt der detaillierten Modellbildung ist die dynamische Simulation der Synchronisierung, welches auf Basis der Abstraktion für die Bestimmung der Regelungsstrategie notwendig ist. Die Modellbildung wird durch Fahrzeug- und Prüfstandsmessungen unterstützt, um einzelne Parameter zu identifizieren und die Modelle zu validieren.

In Kapitel 4 werden die Ergebnisse der Gesamtsystemoptimierung am konkreten Beispiel der Schaltwalzenaktorik des DCT vorgestellt. Neben der Pareto-Front für die unterschiedliche Gewichtung der Kosten und Schaltzeit als Ziele der Optimierung, werden auch die Kennlinien des Motors sowie das dynamische Systemverhalten näher betrachtet. Ein weiteres wichtiges Ergebnis der Optimierung sind die Sensitivitäten der Nebenbedingungen und Parameter. Sie werden genutzt, um weiteres Potenzial zur Verbesserung von Schaltwalzensystemen aufzuzeigen.

Während bei der Gesamtsystemoptimierung eine optimale Steuerung genutzt wird, folgt in Kapitel 5 eine detaillierte Analyse der Regelungsstrategie. Basierend auf den verschiedenen Synchronisierungsstrategien im Stand der Forschung, die überwiegend für hydraulische Systeme ausgelegt sind, folgt die simulative Umsetzung mithilfe des detaillierten Simulationsmodells. Neben der Regelung während der Synchronisierung wird auch die Regelung des Auslegevorgangs betrachtet, um eine zur optimalen Steuerung vergleichbare Dynamik am Realsystem erreichen zu können. Ergänzt wird die simulative Regelungsanalyse durch eine experimentelle Verifizierung mithilfe eines dafür konstruierten Schaltaktorikprüfstands, dessen Erkenntnisse zudem zur Verbesserung der Modellgüte der Simulationsmodelle dienen. Ziel der Verbesserung der Regelungsstrategie ist die Reduzierung der Schaltzeit, wobei auch Komfortaspekte mitberücksichtigt werden.

In Kapitel 6 erfolgt eine nähere Analyse, inwiefern die Erkenntnisse der Gesamtsystemoptimierung auf Schaltaktoriksysteme mit Zahnkupplungen in elektrisch synchronisierten Getrieben und für weitere mechatronische Systeme übertragbar sind. Zunächst wird die Möglichkeit der abschnittsweisen Formulierung des Optimierungsproblems unter dem Aspekt der Optimierung von Schaltaktoriksystemen in elektrisch

synchronisierten Getrieben betrachtet. Anschließend wird auf Basis des iterativen Vorgehens in Abbildung 1.1 eine Designmethode abgeleitet, deren Ziel es ist durch eine geeignete und frühzeitige Einbindung von Optimierung den Entwicklungsprozess von mechatronischen Systemen zu verkürzen und das Ergebnis der Entwicklung zu verbessern. Zudem erfolgt eine Einordnung in bestehende Entwicklungsmethoden auf Basis des Forschungsstands.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

In diesem Kapitel werden zum besseren Verständnis der Arbeit wichtige Grundlagen in Bezug auf Schaltwalzensysteme und Synchronisierungen beschrieben. Des Weiteren wird der aktuelle Stand der Forschung von Synchronisierungsstrategien sowie Entwicklungsmethoden für Schaltaktoriksysteme und allgemeine mechatronische Systeme betrachtet.

2.1 Schaltwalzenaktorik

Der Gangwechsel im Getriebe erfolgt durch die translatorische Bewegung der Schiebemuffe (siehe Abbildung 2.2). In automatisierten Getrieben wird diese Bewegung durch Aktoren durchgeführt, welche sehr unterschiedlich gestaltet sein können und im Allgemeinen als Schaltaktoriksysteme bezeichnet werden. Da sich dieser Gangwechsel beim DCT durch die Momentenübertragung über das andere Teilgetriebe nicht zwingend durch eine Zugkraftunterbrechung oder eine Änderung der Motordrehzahl bemerkbar macht, kann auch von einer inneren Schaltung gesprochen werden. Sie kann zumeist nur von geübten Fahrern anhand von leichten Antriebsstrangschwingungen durch das Synchronisierungsmoment wahrgenommen werden, was in Abschnitt 5.3 näher betrachtet wird. Dies grenzt den Vorgang gegenüber der Kupplungsüberblendung ab, welche von dem Fahrer durch die Drehzahlانpassung des Motors als Schaltvorgang merkbar wahrgenommen werden kann. Aufgrund der in der Einleitung genannten großen Vielfalt an Systemen wird im Folgenden nur auf die in dieser Arbeit näher betrachtete Schaltwalzenaktorik eingegangen.

Die Schaltwalze gehört zu den Kulissengetrieben und ermöglicht die Umformung einer rotatorischen Bewegung in eine translatorische Bewegung. In DCT wird üblicherweise eine Schaltwalze zur Schaltung der Gänge eines Teilgetriebes, mit einer Unterteilung der Teilgetriebe und somit der Schaltwalzen in gerade und ungerade Gänge, eingesetzt. Eine entsprechende Schaltaktorik eines Seriengeriebtes ist in Abbildung 2.1 a inklusive dem Radsatz dargestellt. Dabei steuern zwei Schaltwalzen jeweils zwei Schaltgabeln an, wodurch sich in diesem Getriebe acht Gangstellungen ergeben. Durch geometrische

Zwangsbedingungen der Gangpaarungen und der Schaltgabelanordnung ist es notwendig, dass in einer Schaltwalze zwei Spuren eingebracht werden müssen, während in der anderen eine Spur ausreichend ist. Beide Schaltwalzen werden für den Schaltvorgang durch je einen Elektromotor rotiert. Somit ist ein wesentlicher Vorteil der Schaltwalze, dass zur Betätigung von acht Gängen beziehungsweise vier Schaltgabeln nur zwei Elektromotoren notwendig sind. Durch Plateaus und weitere Rastierungselemente sind zudem keine Haltekräfte in den Neutral- und Gangstellungen notwendig, sodass die Aktoren bedarfsgerecht arbeiten.

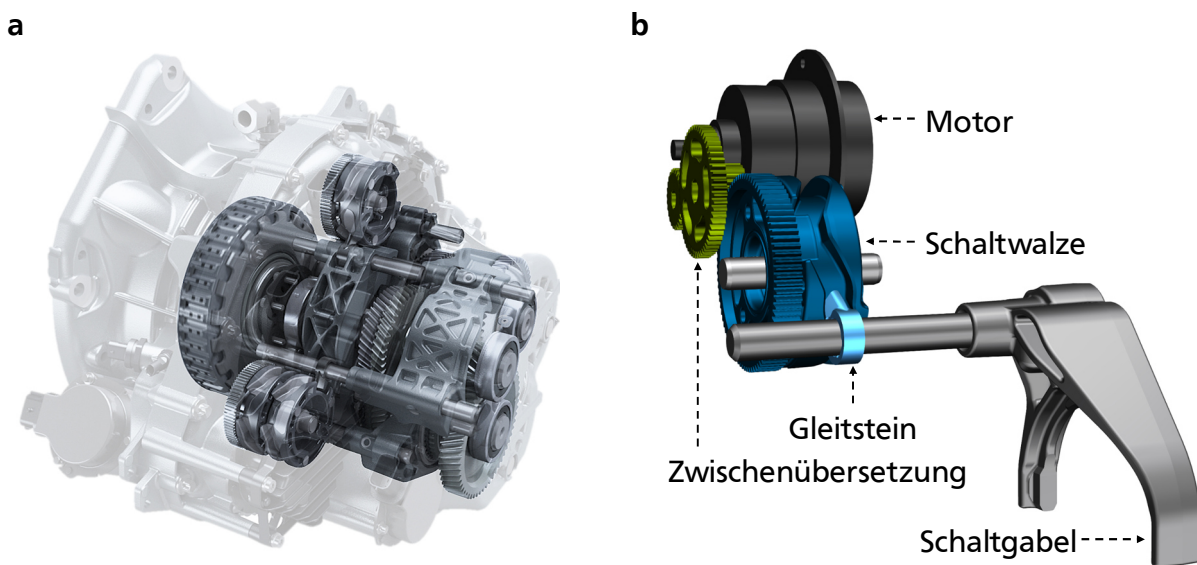


Abbildung 2.1: a Schaltwalzenaktorik eines acht Gang Serien-DCT inklusive Radsatz [29]; b Detaillierte Darstellung einer Schaltwalzenaktorik mit einer Schaltgabel

Alternativ kann auch nur eine Schaltwalze genutzt werden, wodurch aber kein unabhängiges Schalten der beiden Teilgetrieben möglich ist, sondern alle Gänge sequentiell durchlaufen werden müssen [30]. Allerdings ist es auch bei der Nutzung von zwei Schaltwalzen gegenüber einer Einzelansteuerung der Gabeln nicht möglich Gänge in einem Teilgetriebe zu überspringen, sodass beispielsweise bei einer 7-3 Schaltung der fünfte Gang ebenfalls eingelegt werden muss. Diese Schaltungen treten zwar eher selten auf, erfordern dann aber meist eine hohe Dynamik aufgrund der Fahrsituation. Weiterhin kann diese Einschränkung beim Getriebedesign ein Ausschlusskriterium für solche Schaltwalzensysteme sein. Daher werden in Patenten Möglichkeiten gezeigt, um mittels Federn [31]–[33], Weichen [34], [35] oder einer Nockenwelle [36] Gänge zu überspringen. Während die Feder eher kritisch in Bezug auf die Positionsbestimmung der Schiebemuffe zu sehen ist, stellen die Weiche und die Nockenwelle eine gute Möglichkeit zur Reduzierung der Schaltzeit dar. Allerdings werden diese in der Arbeit nicht

näher betrachtet, da die Ergänzungen keinen unmittelbaren Einfluss auf die Systemdynamik und somit auf die Auslegung des Systems haben. Des Weiteren wird in den Patenten [37], [38] auch die gleichzeitige Betätigung von Kupplung und Schaltwalze mit einem Motor beschrieben, was allerdings zu weiteren Zwangsbedingungen führt.

Zur detaillierten Beschreibung der Aktorik ist in Abbildung 2.1 b eine Schaltwalzenaktuatorik mit nur einer Schaltgabel dargestellt, welche ein Teilsystem der Schaltaktuatorik des Seriengetriebes ist und im Folgenden als Referenzsystem genutzt wird. Das System basiert auf einem Rotationsmotor (dunkelgrau), der über eine Zwischenübersetzung (grün) die Schaltwalze (dunkelbau) antreibt. Die Zwischenübersetzung ist notwendig, um auf geringem Bauraum eine hohe Kraft an der Schaltgabel erzeugen zu können, welche zur Betätigung der Schiebemuffe benötigt wird. Auf dem Umfang der Schaltwalze ist eine Nut eingebracht, deren schräge Abschnitte zur Erzeugung der translatorischen Bewegung der Schaltgabel dienen. Die geraden Abschnitte beziehungsweise Plateaus dienen zum sicheren Verweilen der Schiebemuffe in den Gang- und Neutralstellungen. Der Nut folgt ein Gleitstein (hellblau), der mit der Schaltgabel (hellgrau) verbunden ist, wodurch über die Nutkontur der Schaltgabelweg vorgegeben wird. Je nach Konfiguration können wie beim Seriengetriebe mehrere Gleitsteine in eine Nut eingreifen. Die Steigung der schrägen Nutabschnitte wird über den Nutwinkel angegeben. Üblich ist ein konstanter Nutwinkel, um den Fertigungsprozess zu vereinfachen. Es ist aber auch möglich den Nutwinkel zu variieren, um die Übersetzung der Aktorik an die verschiedenen Phasen des Schaltvorgangs individuell anpassen zu können. Verluste in der Schaltaktuatorik sind im Wesentlichen abhängig von der Kraft, die auf die Schaltgabel ausgeübt wird. Diese Verluste auf Basis von Reibung können auf drei Effekte zurückgeführt werden. Zum einen wird die Kraft über die Schaltwalzennut an den Gleitstein übertragen, wodurch bei Abgleiten der Reibpartner Verluste entstehen. Zudem muss diese Kontaktkraft an der Axiallagerung der Schaltwalze abgestützt werden, was zu Lagerverlusten führt. Weitere Lagerverluste ergeben sich durch die exzentrischen Kraftangriffspunkte von Gleitstein und Schaltwalze sowie Schaltgabel und Schiebemuffe. Dadurch entsteht ein Moment, welches von der radialen Lagerung der Schaltwalze und der Schaltgabel abgestützt werden muss. Verschwindet die Schaltgabelkraft wie beim Durchfahren der Schaltwalzenplateaus wirkt nur eine geringe Reibung durch die radiale Lagerung der einzelnen Komponenten auf das System.

Für die in Kapitel 3 durchgeführte Modellbildung ist es ausreichend nur die Bewegung einer Schaltgabel zu betrachten. Die unterschiedlichen Schaltungen können durch Variation der Systemparameter simuliert werden. Ergänzend müssen bei der Optimierung und der Analyse der Regelungsstrategie die unterschiedlichen Anforderungen der einzelnen Schaltungen berücksichtigt werden, was in den entsprechenden Abschnitten detaillierter erläutert wird.

2.2 Synchronisierung und Synchronisierungsstrategien

In diesem Abschnitt werden nur grundlegende Aspekte zur Funktionsweise einer Synchronisierung betrachtet, um wichtige Grundlagen für die Modellbildung zu beschreiben. Detaillierte Informationen können beispielsweise [3], [39] entnommen werden. Die Untersuchungen dieser Arbeit basieren auf einer Synchronisierung nach dem Borg-Warner Prinzip [40], welche in den meisten MT-, AMT- und DCT-Seriengeräten eingesetzt wird. Die Synchronisierung ist ein lastfrei geschaltetes Schaltelement und dient dem Gangwechsel, für den eine Drehzahlanpassung über die Synchronisierung notwendig ist. Für den Gangwechsel wird die Schiebemuffe durch den Bediener (MT) oder ein Schaltaktoriksystem (AMT, DCT) bewegt. Der Aufbau einer Einkonus-Synchronisierung mit ihren wesentlichen Bauteilen ist in Abbildung 2.2 dargestellt.

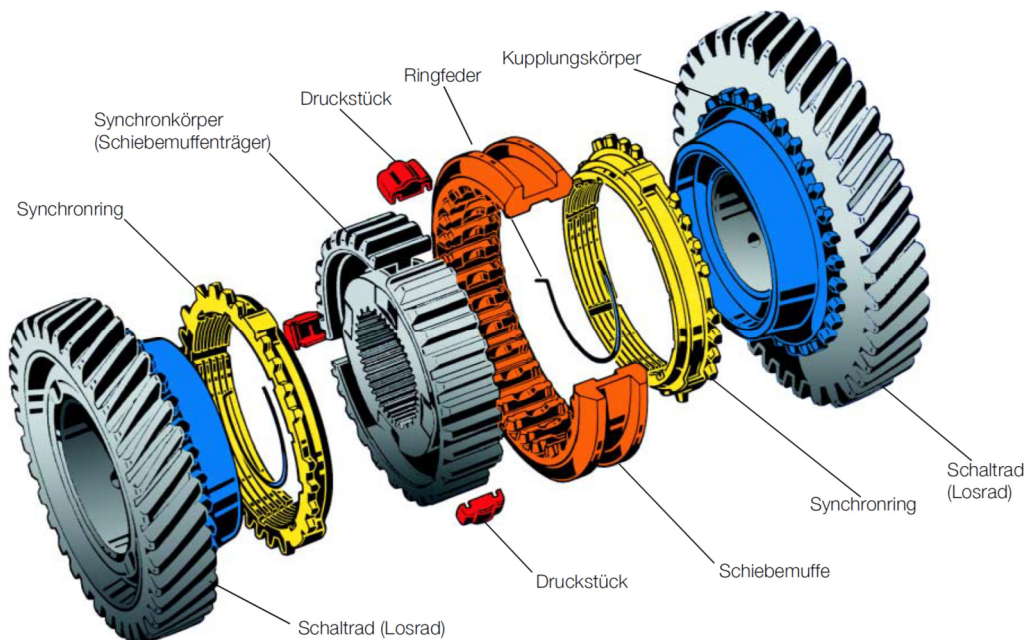


Abbildung 2.2: Explosionsansicht einer Einkonus-Synchronisierung nach dem Borg-Warner Prinzip [41]

Durch die Bewegung der Schiebemuffe in die Gangposition entsteht ein Formschluss zwischen dem Schaltrad des zu schaltenden Gangs und dem Synchronkörper, über den fest mit dem Schaltrad verbundenen Kupplungskörper und die Schiebemuffe. Der Formschluss bewirkt, dass das Schaltrad über die feste Verbindung zwischen Synchronkörper und Getriebewelle mit der Getriebewelle verbunden ist. Ist im Getriebe ein Gang eingelegt, besteht durch die unterschiedliche Übersetzung der verschiedenen Gangstufen eine Drehzahldifferenz zwischen dem nicht geschalteten Schaltrad und der Getriebewelle inklusive Synchronkörper, Schiebemuffe, Druckstücken und Synchronring. In der Synchronisierungseinheit wird diese, teils sehr hohe, Drehzahldifferenz abgebaut, bevor eine formschlüssige Verbindung zwischen Schiebemuffe und Kupplungskörper reibkraftschlüssig erfolgt.

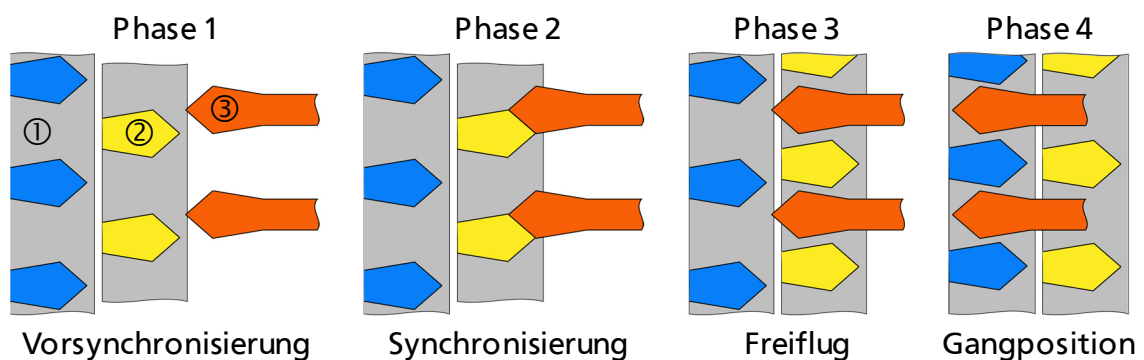


Abbildung 2.3: Ausgewählte Phasen des Schaltvorgangs mit Darstellung des Kupplungskörpers ①, des Synchronrings ② und der Schiebemuffe ③

In Abbildung 2.3 sind ausgewählte Phasen des Schaltvorgangs beschrieben, auf die im Folgenden näher eingegangen wird. Bei Bewegung der Schiebemuffe aus der Gangstellung wird zunächst der eingelegte Gang ausgelegt und die Neutralstellung durchfahren. Wird die Schiebemuffe weiter in Richtung des zu schaltenden Gangs bewegt, werden die Druckstücke (siehe Abbildung 2.2) über einen Kugel-Feder-Mechanismus von der Schiebemuffe mitgenommen. Die Druckstücke drücken beim weiteren Verschieben der Schiebemuffe den Synchronring an den Kupplungskörper und der Synchronring bewegt sich in eine Sperrstellung, was auch als Vorsynchronisierung bezeichnet wird (Phase 1). Die Einheiten aus Druckstück und Kugel-Feder-Mechanismus werden somit auch als Vorsynchronisierungselemente bezeichnet. Die Schiebemuffe kann im Folgenden nur geringfügig weiterbewegt werden, da die Zähne des Synchronrings in der Sperrstellung eine weitere Bewegung verhindern. Die Kraft, die im Folgenden auf die Schiebemuffe ausgeübt wird, überträgt sich über die Zahndächer auf den Synchronring (Phase 2).

Zwischen Synchronring und Kupplungskörper baut sich ein zu dieser Kraft nahezu proportionales Reibmoment auf, das die Drehzahldifferenz zwischen den beiden Bauteilen zu null reduziert und somit die Drehzahlen synchronisiert. Verschwindet die Drehzahldifferenz durch das Reibmoment, ist die Sperrbedingung zwischen Schiebemuffe und Synchronring nicht mehr erfüllt, wodurch der Synchronring inklusive dem reibkraftschlüssig verbundenen Schaltrad durch eine Kraft auf die Schiebemuffe verdreht und die Schiebemuffe weiterbewegt werden kann.

Nachdem die Zahndächer der Schiebemuffe die Zahndächer des Synchronrings passiert haben, ist nur noch ein geringes Reibmoment zwischen Synchronring und Kupplungskörper über die Vorsynchronisierungselemente vorhanden, sodass sich wieder eine Drehzahldifferenz aufbauen kann. Ein schnelles Durchfahren der Schiebemuffe durch diese Freiflugphase (Phase 3) soll eine geringe Drehzahldifferenz beim Kontakt der Zahndächer der Schiebemuffe und des Kupplungskörpers gewährleisten. Der Kontakt wird auch als zweiter Druckpunkt bezeichnet, da durch den Kontaktstoß und das anschließende Verdrehen des Radsatzes gegen die Schleppmomente eine Kraftspitze entsteht, welche sich unter anderem bei der Bewegung der Schiebemuffe bemerkbar macht. Das spitze Design der Zahndächer gewährleistet ein einfaches Einspuren der Schiebemuffe in die Zähne des Kupplungskörpers (Phase 4). Durch eine Hinterschneidung wird gewährleistet, dass der Gang auch ohne Kraft auf die Schiebemuffe gehalten wird und dass die Schaltgabel im Betrieb nicht an der Schiebemuffe anliegt. Dies kann gegebenenfalls durch zusätzliche Kugel-Feder-Mechanismen oder andere Rastierungselemente unterstützt werden.

Die Ansteuerung der Aktorik zur Bewegung der Schiebemuffe hat einen wesentlichen Einfluss auf die verschiedenen Eigenschaften des Schaltvorgangs und der Synchronisierung. Im Wesentlichen gehören dazu die Dynamik, der Komfort und die Lebensdauer. Im Folgenden soll der Stand der Forschung von Synchronisierungsstrategien betrachtet werden, um in Kapitel 5 eine geeignete Strategie für elektrodynamische Schaltaktoriksysteme zu entwickeln. Während die Dynamik und die Lebensdauer relativ anschauliche Kriterien sind, hat sich in Bezug auf das Empfinden des Komforts die Definition von NVH-Phänomenen (*Noise, Vibration and Harshness*) [42] etabliert. Zudem gibt es verschiedene Größen zur objektiven Bewertung des Komforts auf Basis von Antriebsstrangschwingungen, auf die in Abschnitt 5.3 näher eingegangen wird. Ergänzend ist anzumerken, dass aktuelle Schaltstrategien für unterschiedliche Fahrsituationen verschiedene Modi besitzen. So ist bei einer komfortablen Schaltung, aufgrund der hohen

Fahrzeugträgheit und bei DCT gegenüber AMT durch den bestehenden Momentenfluss zwischen Motor und Rad, nur mit einem sehr geringen Einfluss auf die Fahrzeugbeschleunigung zu rechnen. Im Fokus der Untersuchung stehen allerdings Strategien, die eine hohe Dynamik besitzen, um neben einem sportlichen Fahrgefühl auch eine hohe Dynamik in speziellen Fahrsituationen, wie einem Überholvorgang, zu ermöglichen. Allerdings muss auch bei diesen Schaltungen neben einer ausreichenden Dynamik ein akzeptabler Komfort gewährleistet werden.

Vor der Etablierung von DCT wurden automatisierte Schaltvorgänge bereits in AMT mit Synchronisierungen durchgeführt. Der Unterschied zum DCT besteht im Wesentlichen darin, dass während der Schaltung im gesamten Antriebsstrang eine Zugkraftunterbrechung vorhanden ist, was aber keinen Einfluss auf die eigentliche Funktionsweise der Synchronisierung hat. Zudem wurden in AMT bereits frühzeitig elektromechanische Aktoren eingesetzt, sodass im Folgenden auch Synchronisierungsstrategien in AMT betrachtet werden. In [43] wird eine Synchronisierungsstrategie für AMT patentiert, bei der mithilfe eines elektrodynamischen Schaltaktoriksystems ein konstantes Synchronisierungsmoment gestellt werden soll. Zur Berechnung der Stellgröße wird der statische Fall ohne Stromänderung und Drehzahl des Schaltmotors angenommen, sodass das Synchronisierungsmoment proportional zur Eingangsspannung des Motors ist. Der Ansatz einer konstanten Synchronisierungskraft wird ebenfalls in [44] für ein AMT mit elektrodynamischen Linearaktor verwendet. Die Stellspannung wird dabei über einen Stromregler bestimmt. Die Bestimmung des Sollstroms basiert auf der Proportionalität zwischen Strom und Kraft über die Motorkonstante, sodass über den Strom die gewünschte Synchronisierungskraft eingestellt werden kann. Im Vergleich zum vorherigen Ansatz auf Basis einer Proportionalität zwischen Stellspannung und Kraft müssen hierbei zur Berechnung der notwendigen Stellgröße keine Vereinfachungen bezüglich der Zustandsgrößen getroffen werden. Aus Komfortgründen erfolgt der Kraftanstieg in der Arbeit nicht als Sprung, sondern als steile Rampe. Der Kraftverlauf wird mithilfe des Prinzips der optimalen Steuerung in Bezug auf die Schaltzeit und den Komfort ausgelegt. Zur Komfortbewertung dient allerdings nur die Güte der Kraftregelung und nicht das unmittelbare Verhalten des Antriebsstrangs in Folge des Synchronisierungsvorgangs. In [45] folgt darauf aufbauend eine Untersuchung verschiedener Kraftrampen und deren Auswirkungen auf den Schaltkomfort auf Basis des maximalen Rucks. Dadurch wird die Verwendung eines rampenförmigen Sollwertübergangs gestützt. In [46] wird unmittelbar die optimale Wegtrajektorie der Schaltgabel

für den gesamten Schaltvorgang mithilfe eines genetischen Algorithmus in Bezug auf die Schaltzeit und den Komfort optimiert. Die Bestimmung der notwendigen Steuerungspannung des elektrohydraulischen Systems erfolgt über einen Positionsregler.

Da beim DCT keine Zugkraftunterbrechung stattfindet, ist der Einfluss des Synchronisierungsvorgangs auf den Antrieb, je nach Fahrsituation, im Vergleich zum AMT deutlich geringer. Daher sind die Erkenntnisse in Bezug auf die Komfortbewertung nicht unmittelbar übertragbar. Allerdings ist die Schaltzeit bei gleicher Trägheit und Drehzahldifferenz unabhängig vom Getriebetyp, sodass auch beim DCT durch die Verwendung einer konstanten Synchronisierungskraft geringe Schaltzeiten erreicht werden können. Dies zeigt auch ein Vergleich verschiedener Strategien in Abbildung 2.4 aus [47] am Beispiel eines hydraulischen Systems.

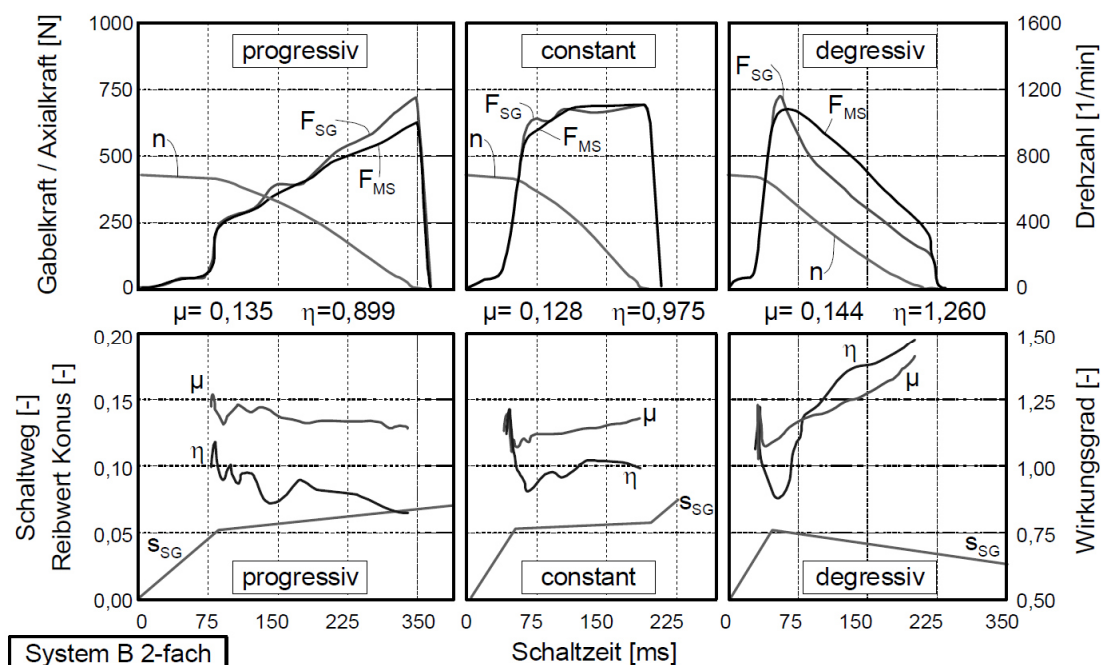


Abbildung 2.4: Verschiedene Synchronisierungsstrategien im Vergleich.

Dargestellte Messgrößen sind der Schaltgabelweg s_{SG} , die Schaltgabelkraft F_{SG} , die Axialkraft am Schaltrad F_{MS} , der Reibungskoeffizient μ , der Wirkungsgrad η und die Drehzahl n . Ergänzend sind die mittleren Werte für den Reibungskoeffizienten und den Wirkungsgrad angegeben. [47]

Bei einem konstanten Kraftverlauf stellt sich auch ein annähernd konstanter Schaltgabelweg ein. Zudem zeigt sich in den Untersuchungen eine Veränderung des Reibungskoeffizienten über den Synchronisierungsvorgang. Als Grund werden dafür

die Flächenpressung und in [48] die Ölverdrängung über den Vorgang genannt. Darüber hinaus wird in [48] auf die beständigeren Eigenschaften von Carbonreibbelägen gegenüber den in der Untersuchung verwendeten Messingbelägen hingewiesen. Somit müssen gegebenenfalls Maßnahmen getroffen werden, um Abweichungen von der Proportionalität zwischen Synchronisierungsmoment und Schaltgabelkraft auszugleichen. Ergänzend ist in den Untersuchungen auch der Wirkungsgrad der Synchronisierungsvorgänge angegeben, wobei auffällig ist, dass dieser insbesondere bei der degressiven Strategie größer als eins ist, was sich nach dem Autor durch die Systemreibung erklären lässt, die den proportionalen Zusammenhang zwischen hydraulischer Leistung und Reibleistung an der Synchronisierung beeinflusst [47].

Das zur Synchronisierung notwendige Kraftniveau ist nach [49] ein Kompromiss aus Schaltzeit, Komfort, Verschleiß und Energieverbrauch der Aktoren, weshalb vorgeschlagen wird, je nach Fahrsituation, das Kraftniveau aus einer Situationstabelle zu bestimmen. Dabei können neben dem eingelegten Gang und dem Zielgang weitere Fahrzeugparameter, wie z. B. Fahrpedalstellung oder Fahrzeuggeschwindigkeit eine Rolle spielen. In [50] wird dies erweitert, indem das Kraftniveau nicht nur zu Beginn des Schaltvorgangs bestimmt wird, sondern sich in Abhängigkeit der über den Schaltvorgang ändernden Parameter während der Synchronisierung anpasst. Die Erzeugung des Kraftverlaufs mithilfe der in DCT häufig verwendeten hydraulischen Aktoren wird in [51] beschrieben. Die Kraft wird über den dazu proportionalen und vergleichbar einfach messbaren Druck an der Schaltgabel aufgebracht. Eine nähere Untersuchung erfolgt in [52], worin wie beim AMT ein rampenförmiger Übergang der Synchronisierungskraft zur Verbesserung des Komforts verwendet wird. Die Strategie eines Seriengetriebes wird in [53] anhand eines Getriebes mit hydraulischer Aktorik gezeigt, wobei ein progressiver Verlauf mit linear ansteigender Synchronisierungskraft verwendet wird. Darauf aufbauend findet in der Arbeit eine Neuentwicklung des Schaltaktors statt, wobei ein elektromagnetischer Linearaktor konstruiert wird, der über einen konstanten Strom eine konstante Synchronisierungskraft erzeugt.

Durch die andere Ansteuerung und Sensorik von elektromechanischen Schaltaktoriksystemen sind die hydraulischen Regelungsstrategien nicht unmittelbar übertragbar. Neben den zuvor beschriebenen Strategien für AMT wird in [54] eine Strategie zur Erzeugung eines konstanten Synchronisierungsmoments in DCT mit elektromechanischen Schaltaktoriksystemen am Beispiel des Active-Interlok-Systems [55] gezeigt und auch am Fahrzeug umgesetzt. Dazu wird vergleichbar mit den Strategien im AMT eine

Positionsregelung verwendet, dessen Sollposition basierend auf den Differentialgleichungen des Schaltaktoriksystems, inklusive Kontaktmodell der Synchronisierung, nach [56] bestimmt wird. Durch die Strategie kann ein konstantes Synchronisierungsmoment erzeugt werden und der Komfort wird auf Basis der Schwingungen in der Fahrzeugbeschleunigung im Vergleich zu einer nicht näher beschriebenen, wahrscheinlich progressiven, Referenzstrategie gesteigert.

2.3 Entwicklungsmethodik

Ziel dieser Arbeit ist die ganzheitliche Analyse, Optimierung und Verbesserung der beschriebenen Schaltwalzenaktorik. Um geeignete Vorgehensweisen dafür zu ermitteln, wird der Entwicklungsvorgang von Schaltaktoriksystemen im Stand der Forschung analysiert. Da es sich bei der Schaltaktorik um ein mechatronisches System handelt, werden anschließend allgemeine Methoden für mechatronische Systeme betrachtet. Neben dem allgemeinen Entwicklungsansatz wird auch untersucht, wie Optimierung konkret zur Entwicklung der Systeme eingesetzt wird. Das Vorgehen dieser Arbeit zur Systemoptimierung wird in Kapitel 6 in eine Designmethode überführt und mit dem Stand der Forschung in Bezug gesetzt, um den Entwicklungsprozess von mechatronischen Systemen allgemein zu verbessern.

2.3.1 Entwicklung von Schaltaktoriksystemen

Eine konkrete Vorgehensweise bei der Entwicklung von Getrieben mit Schalwalzensystemen wird in [57] beschrieben. Basis des Vorgehens sind modellbasierte Verfahren, wobei in der Veröffentlichung nicht detaillierter darauf eingegangen wird, wie das Design der Schaltwalzenaktorik durch das modellbasierte Vorgehen profitieren kann. Somit werden keine Verfahren zur Verbesserung oder Optimierung des Systems auf Basis der Modellbildung beschrieben. Konkret wird als Vorteil nur ein besseres Systemverständnis der Schaltaktorik genannt.

Zur detaillierten Auslegung von Schaltwalzensystemen werden in der Literatur zum einen Ansätze auf Basis der Ableitung statischer Gleichungen beschrieben. In [58] werden die Parameter der Schalwalze so bestimmt, dass sich bei gegebenen Motormoment die höchste Axialkraft ergibt. Die Berechnung der Parameter basiert dabei auf dem nichtlinearen Wirkungsgrad eines Schraubgetriebes. Eine Erweiterung dessen wird in [59] gezeigt. Die ausgelegte Schaltwalzenaktorik wird hierbei für elektrisch synchronisierte Systeme ausgelegt. Die Berechnung der notwendigen Motorleistung und der Übersetzung erfolgt für den statischen Fall, sodass Trägheiten der Schaltaktorik vernachlässigt

werden. Somit werden keine Wechselwirkungen zwischen der elektrischen Leistung des Motors und seiner Trägheit berücksichtigt, welche jedoch einen erheblichen Einfluss auf die Systemdynamik haben können. Zudem wird nur die Schaltzeit minimiert und es erfolgt keine Betrachtung der Systemkosten.

Zum anderen wird in [60] die dynamische Simulation des gesamten Schaltvorgangs genutzt, um die Schaltzeit verschiedener Schaltaktorikvarianten inklusive einer Schaltwalzenaktorik zu bestimmen. Ein wesentlicher Aspekt, welcher auch in dieser Arbeit verfolgt wird, ist der Einsatz von Simulation und Optimierung in einem frühen Stadium des Entwicklungsprozesses, um die optimale Schaltaktorik zu finden. Statt des konkreten Einsatzes eines Optimierungsverfahrens werden zur Findung der optimalen Variante allerdings alle Varianten mit einer bestimmten Diskretisierung der Variablen simuliert und die Zeiten miteinander verglichen. Dadurch entsteht eine sehr hohe Variantenzahl, was mit einem hohen Simulationsaufwand einhergeht. Um dennoch eine akzeptable Rechenzeit zu erreichen, werden leistungsstarke Rechner eingesetzt, die Variablenzahl reduziert und eine starke Diskretisierung insbesondere des Motors durchgeführt. Diese Maßnahmen schränken den Lösungsraum stark ein und führen somit nur zu bedingt optimalen Ergebnissen.

Die konkrete Verwendung von Optimierungsverfahren im Entwicklungsprozess wird nur in [61] am Beispiel von elektrohydraulischen Schaltaktoriksystemen konkreter beschrieben. Dabei wird der Ölpumpenmotor individuell nach Kundenanforderungen ausgelegt und optimiert. Der Optimierer greift bei der Auswahl des Motors auf einen Komponentenkatalog zurück. Eine detaillierte Beschreibung der Optimierung und der verwendeten Verfahren erfolgt allerdings nicht.

Insgesamt ist über die Entwicklung von Schaltaktoriksystemen wenig bekannt, da das Vorgehen zumeist firmeninternes Wissen ist. Es ist aber davon auszugehen, dass sich häufig an allgemeineren Methoden für mechatronische Systeme orientiert wird. So wird in [62] das im nächsten Abschnitt beschriebene V-Modell zur Entwicklung von Schaltaktoriksystemen mit einem elektromagnetischen Schaltaktor genutzt. In [61] erfolgt die Nutzung als doppelter V-Prozess für verschiedene Systemebenen.

2.3.2 Entwicklung von mechatronischen Systemen

Zunächst wird ein Überblick über allgemeine Entwicklungsmethoden für mechatronische Systeme gegeben. Darauf aufbauend wird ergänzend die Verwendung von Optimierungsverfahren in der Entwicklung konkreter betrachtet.

Bereits in einem frühen zeitlichen Stadium der mechatronischen Systeme wurde erkannt, dass zur Entwicklung dieser Systeme eine Verknüpfung der verschiedenen Disziplinen der Mechatronik notwendig ist [63]. Eine darauf basierende, allgemeine Methode des VDI (Verein Deutscher Ingenieure) ist die VDI-Richtlinie 2206 [64]. Sie beschreibt, aufbauend auf der allgemeiner gehaltenen VDI-Richtlinie 2221 [65] zur Entwicklung und Konstruktion technischer Systeme, eine Entwicklungsmethode für mechatronische Systeme. Die Methode basiert auf dem in der Softwareentwicklung verwendeten und als Standard etablierten V-Modell [66], [67]. Da, nach VDI-Richtlinie 2206, der Kern der Mechatronik der synergetische Effekt verschiedener Domänen ist, soll dies auch bei der Entwicklung dieser Systeme über eine ganzheitliche Betrachtung berücksichtigt werden. Zu Beginn des in der VDI-Richtlinie beschriebenen V-Modells erfolgt basierend auf den Anforderungen ein Systementwurf. Der Systementwurf stellt ein domänenübergreifendes Lösungskonzept zur Wirkungsweise dar. Anschließend wird der Entwurf in die drei Domänen: Maschinenbau, Elektrotechnik und Informationstechnik unterteilt und getrennt voneinander durch domänenspezifische Verfahren, die unter anderem in der VDI-Richtlinie 2221 beschrieben werden, entwickelt. Danach folgt die Systemintegration deren wesentlicher Aspekt die Zusammenführung der Domänen ist, um das domänenübergreifende Zusammenwirken betrachten zu können. Iterationsschleifen in verschiedenen Stufen dienen zur Eigenschaftsabsicherung sowie zur Entwicklung und Detaillierung des Produkts hin zur Serienreife über mehrere V-Zyklen hinweg. Als ein wichtiges Verfahren zur Entwicklung in den verschiedenen Phasen wird die Modellbildung genannt. Dabei wird auch die stetige Weiterentwicklung bereits bestehender Modelle als sinnvoll beschrieben.

Ergänzend zu dem V-Modell wurden in der Vergangenheit weitere, vergleichbare Vorgehensmodelle entwickelt. Beispielsweise dient im W-Modell [68], welches von der Adaptronik abstammt [69], ein Zwischenschritt zur domänenübergreifenden Eigenschaftsabsicherung. In [70] wird ein Überblick über verschiedene Methoden zur Entwicklung von mechatronischen Systemen gegeben. Neben dem V-Modell wird darin, vergleichbar zum W-Modell und basierend auf [71], ein *Mechatronic Coupling Level* als übergeordnete Verbindung zwischen den Domänen definiert. In den Domänen selbst wird das System in Subsysteme aufgeteilt, die einer bestimmten Hierarchie unterliegen. In der Hierarchie können die Subsysteme Anforderungen nur von übergeordneten Systemen erhalten. Das *Mechatronic Coupling Level* dient hierbei zur Definition

domänenübergreifender Anforderungen. In der Arbeit wird ergänzend darauf hingewiesen, dass das *Mechatronic Coupling Level* dazu dient, domänenübergreifende Anforderungen in sehr komplexen Systemen und weniger um domänenübergreifende Wechselwirkungen bei der Entwicklung zu berücksichtigen. Ein Beispiel zur Verwendung einer hierarchischen Methode wie das *Mechatronic Coupling Level* wird in [72] gezeigt, wo dieses um die zusätzliche Unterteilung in Funktionsstrukturen erweitert wird. In [73], [74] werden weitere Ansätze zur Berücksichtigung von Wechselwirkungen mittels übergeordneter Strukturen gezeigt, deren Ziel es ebenfalls ist, die Wechselwirkungen in einem frühen Stadium der Entwicklung zu berücksichtigen. In [74] wird an einem Beispiel zudem gezeigt, wie dieses hierarchische Vorgehen als Organisationsstruktur innerhalb des V-Modells genutzt werden kann.

Bei den bisher beschriebenen Methoden sollen zwar domänenübergreifende Wechselwirkungen bei der Entwicklung durch ein geeignetes Vorgehen berücksichtigt werden, um ein bestmögliches Systemdesign zu erreichen. Es wird allerdings sehr wenig domänenübergreifende Modellierung zur Auslegung vorgesehen und wenn, dann erst in späten Phasen des Entwicklungsprozesses. Basierend auf dem in [75] vorgestellten analytischen *inertia match* Ansatz, bei dem sich die optimale Übersetzung zwischen Motor und Prozess lediglich aus dem Verhältnis der Trägheiten von Ein- und Ausgang ergibt, wird in [76] ein domänenübergreifendes Verfahren zur Systemauslegung gezeigt. Durch die Erweiterung werden Lasten am Getriebeausgang und Wechselwirkungen mit den Motoreigenschaften berücksichtigt. Dazu wird auf Basis des stationären Prozessverhaltens und des dynamischen Motorverhaltens ein Gleichungssystem erstellt, aus deren Analyse sich das beste Systemdesign ergibt. Da sich dieses Vorgehen sehr anschaulich grafisch darstellen lässt, wird dies auch als grafische Methode bezeichnet. Vereinfachungen dieser Methode und die zusätzliche Berücksichtigung von Getriebeverlusten werden in [77]–[79] gezeigt. Allerdings wird dabei nur das dynamische Verhalten des Motors berücksichtigt. Die Berücksichtigung dynamischer Prozessgrößen wie z. B. einer zeitveränderlichen Lastkraft ist nicht möglich. Da es sich bei den geeigneten Varianten der grafischen Methoden um Tiefpunkte spezieller Grafen handelt, kann bereits von einer Optimierung gesprochen werden. Ziel des Vorgehens ist die Minimierung der mechanischen Zeitkonstante und der Motorleistung. Die Optimierung in Bezug auf komplexere Bewegungsabläufe ist jedoch nicht möglich. Zudem ist eine Berücksichtigung der Systemkosten nicht vorgesehen.

In den beschriebenen Ansätzen wurde die Einbindung von Optimierungsverfahren nicht explizit bei der Entwicklung des Vorgehensmodells berücksichtigt. Die Verwendung von Optimierungsverfahren in technischen Fragestellungen kann auch als *Technical Operations Research* (TOR) bezeichnet werden. Eine Methode zur Lösung dieser Fragestellungen wird in [80] gezeigt, wobei kein unmittelbarer Bezug zur Optimierung von mechatronischen Systemen aufgezeigt wird. Das allerdings eine frühzeitige Einbindung von Optimierungsverfahren auch für den Designprozess von mechatronischen Systemen sinnvoll ist, wird in [81] gezeigt. Darin erfolgt die Weiterentwicklung der klassischen Einbindung der Optimierung in einen iterativen Ansatz. Als klassisch wird dabei die lineare Einbindung der Optimierung ohne Iterationsschleifen auf Basis eines Referenzsystems beschrieben, welches zunächst in den einzelnen Domänen analysiert sowie optimiert und anschließend zusammengeführt wird. Die Idee dieses iterativen Ansatzes ist es, Optimierung bereits frühzeitig zur Erzeugung des Systemdesigns zu nutzen und Wechselwirkungen zwischen den Domänen zu berücksichtigen. Dies soll durch eine iterative Verknüpfung zwischen den Domänen erreicht werden. Zur Optimierung wird ein genetischer Algorithmus genutzt, wobei zunächst die mechanische und elektrische Strecke optimiert werden und anschließend, getrennt davon, die Regelung. Die Ergebnisse der Regleroptimierung dienen dann wiederum als Eingang für die Optimierung der mechanischen und elektrischen Strecke. Diese Iteration wird solange durchgeführt bis entsprechende Abbruchkriterien erfüllt sind. Eine konkrete Umsetzung dieser Vorgehensweise wird in [82] anhand einer Radfederung im Fahrzeug gezeigt. In [83] wird dies zu einer Software *Toolbox* weiterentwickelt, welche basierend auf den Anforderungen die optimale Konfiguration und die optimalen Parameter eines Systems bestimmen soll. Die *Toolbox* macht die Anwendung zwar einfacher für den Bediener, wobei der Prozess insbesondere bei komplexen Systemen durch die geschlossene Entwicklung in der *Toolbox* eher intransparent ist. Mithilfe der Ergebnisse von Testsystemen, welche auch in der Arbeit entwickelt und in die Realität umgesetzt wurden, soll die *Toolbox* zukünftig weiterentwickelt und verbessert werden.

Verschiedene Möglichkeiten zur Berücksichtigung domänenübergreifender Aspekte im Optimierungsprozess werden in [84] beschrieben. Darauf aufbauend werden die verschiedenen Problemformulierungen anhand eines einfachen mechatronischen Beispiels miteinander verglichen. Neben der bereits beschriebenen iterativen und der linearen Optimierung wird ein simultaner Ansatz vorgestellt, bei dem die Strecke und die (optimale) Steuerung in einem Optimierungsproblem formuliert sowie gelöst werden und

somit auch die Wechselwirkungen zwischen der Strecke und der Steuerung einfach berücksichtigt werden können. In der Arbeit erfolgt allerdings nur eine sehr allgemeine Beschreibung der Formulierung und es erfolgt keine konkrete Implementierung in ein Optimierungsverfahren. Erste konkrete Beispiele für die Verwendung eines simultanen Ansatzes zur Ermittlung der optimalen Steuerung und zum optimalen Streckendesign sind chemische Prozesse [85]. Die konkrete Nutzung eines simultanen Ansatzes zur Optimierung von mechatronischen Systemen wird in [86]–[88] beschrieben. Im Gegensatz zu einer ganzheitlichen mechatronischen Systementwicklung basiert die Optimierung in diesen Arbeiten nur auf der optimalen Steuerung des Motormoments. Dabei werden das dynamische Motorverhalten und seine Kosten nicht berücksichtigt, welche jedoch einen wesentlichen Einfluss auf das Systemdesign haben können. Weitere Beispiele zur Berücksichtigung von Wechselwirkungen zwischen den Domänen werden in [89], [90] gezeigt. Es erfolgt eine Formulierung des mechatronischen Systems inklusive der Regelungsgesetze und die anschließende Optimierung aller Systemvariablen mithilfe eines genetischen Algorithmus. Es handelt sich dabei allerdings nicht um einen simultanen Ansatz nach [84], da keine Optimierung der Ansteuerung erfolgt und es sich somit auch nicht um ein Optimalsteuerungsproblem handelt. Stattdessen werden lediglich die Reglerparameter optimiert, wodurch eine einfachere Formulierung des Problems für einen genetischen Algorithmus möglich ist. Die feste Vorgabe einer Reglerstruktur beeinflusst jedoch das Ergebnis zumeist negativ, da die vorgegebene Reglerstruktur nicht zwingend optimal für alle Varianten ist. In den Arbeiten wird aber auch gezeigt, dass die ganzheitliche Formulierung des Problems Vorteile gegenüber einem sequentiellen Vorgehen hat.

3 Modellbildung

In diesem Kapitel wird die Modellbildung beschrieben, die zur Analyse und Optimierung der Schaltwalzenaktorik notwendig ist. Vor der eigentlichen Modellbildung erfolgt eine Abstraktion des Schaltvorgangs mit dem Synchronisierungsvorgang als Prozess, um eine geeignete Modellvorstellung und ein geeignetes Vorgehen zur Optimierung und Verbesserung der Schaltwalzenaktorik zu finden. Aus der Abstraktion ergibt sich die Notwendigkeit zweier verschiedener Modelle, deren Modellbildung anschließend beschrieben wird.

3.1 Abstraktion des Prozesses

Das vorhandene Referenzsystem erleichtert die Findung einer geeigneten Modellvorstellung, welche zur Modellierung notwendig ist. Eine zentrale Frage ist, welche Effekte insbesondere der Umgebung, wie Prozessrechner und Synchronisierung, bei der Modellbildung berücksichtigt werden müssen. Für eine erste Analyse eignen sich hierfür Messergebnisse des Referenzsystems.

Eine geeignete Darstellung zur Analyse des Systems ist ein Geschwindigkeits-Lastkraft Diagramm, welches über die Zeit aufgetragen wird und in Abbildung 3.1 dargestellt ist. In dem Diagramm ist ein gesamter Schaltvorgang aufgetragen, bei dem sich die Schiebemuffe von einer in die andere Gangstellung bewegt. Der Schaltvorgang kann im Wesentlichen in die drei Phasen Auslegen, Synchronisieren und Einlegen unterteilt werden. Die verschiedenen Phasen werden im Diagramm zeitlich über einen Verlauf von Schwarz (Beginn des Schaltvorgangs) nach Weiß (Ende des Schaltvorgangs) dargestellt. Als Lastkraft wird die Kraft definiert, die zur Bewegung der Schiebemuffe notwendig ist. Kräfte oder Momente, die sich aus der Reibung in der Schaltaktorik ergeben, werden nicht berücksichtigt, da diese nicht zum Prozess gezählt wird. In dem Diagramm ist ebenfalls ein roter Punkt eingezeichnet, der einen speziellen Betriebspunkt darstellt, in dem eine hohe Kraft benötigt wird. Dies ist in bestimmten Situationen der Fall, wozu unter anderem das Einlegen eines Gangs im Stillstand bei kalten Temperaturen gehört. Dabei ist die Verdrehung des gesamten Radsatzes inklusive Kupplung

gegen das hohe Losbrechmoment bei kalten Temperaturen über die Zähne der Schiebemuffe notwendig. Zudem ist im Diagramm eine beispielhafte Motorkennlinie eines Gleichstrommotors bei Maximalspannung mit entsprechender Umformung von Rotation in Translation eingezeichnet, die den gesamten Betriebsbereich abdeckt. Sie kann somit als beispielhafte Systemkennlinie bezeichnet werden.

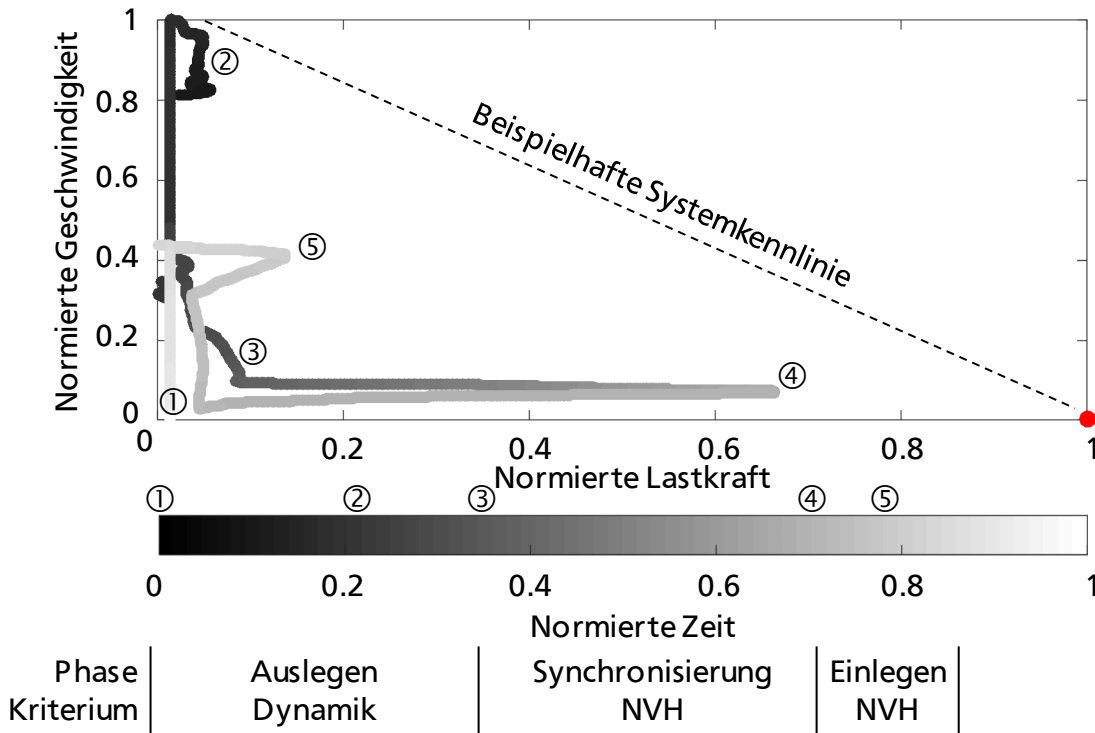


Abbildung 3.1: Geschwindigkeits-Lastkraft Diagramm über die Zeit für den gesamten Schaltvorgang mit beispielhafter Systemkennlinie sowie Bezeichnung der einzelnen Phasen und deren Auslegungskriterium

Im Diagramm ist zu erkennen, dass beim Auslegevorgang nur eine geringe Kraft zur Bewegung der Schiebemuffe benötigt wird. Um die Schaltzeit gering zu halten, wird angestrebt den Vorsynchronisierungspunkt zwischen Auslegen und Synchronisierung möglichst schnell zu erreichen. Dazu wird die maximale Systemleistung in dem Betriebspunkt genutzt, was am Berühren der Systemkennlinie zu erkennen ist. Für eine komfortable Gestaltung des Schaltvorgangs wird zum Anfahren des Vorsynchronisierungspunkts die Schiebemuffe abgebremst. Zudem wird dadurch der Verschleiß beim Aufeinandertreffen der Schiebemuffenzähne auf die Zähne des Synchronrings möglichst gering gehalten. Während der darauffolgenden Synchronisierung verfährt der Motor nur mit sehr geringer Geschwindigkeit und baut über die Schaltgabel, welche als

Feder abstrahiert werden kann, eine Kraft auf die Schiebemuffe auf. Ist die Synchronisierung abgeschlossen, sinkt die Last wieder ab und der Gang kann eingelegt werden. In dieser Phase, die auch als Freiflugphase bezeichnet wird, kann sich wieder eine Differenzdrehzahl zwischen Schiebemuffe und Kupplungskörper aufbauen. Um die Differenzdrehzahl gering zu halten und allgemein eine geringe Schaltzeit zu erreichen, wird die Schiebemuffe wieder beschleunigt. Allerdings nur auf eine, im Vergleich zum Auslegevorgang, geringere Geschwindigkeit, um ebenfalls einen hohen Komfort und geringen Verschleiß beim Aufeinandertreffen der Zähne von Kupplungskörper und Schiebemuffe zu erreichen. Dieser zweite Druckpunkt ist in dem Diagramm als ein kleiner Lastkraftanstieg ⑤ zu erkennen. Nach dem Abgleiten der Zahndächer kann der Schaltvorgang in Bezug auf die Bestimmung der Schaltzeit als abgeschlossen betrachtet werden, da die Kupplungsüberblendung und somit die Kraftübertragung im schaltenden Teilgetriebe bei Bedarf erfolgen kann. Die Schiebemuffe wird abschließend durch die Schaltaktorik, die Rastierungselemente und ein gegebenenfalls anliegendes Lastmoment durch die Hinterschneidung an den Zähnen in ihre finale Position gebracht.

Aus dem Vergleich mit der beispielhaften Systemkennlinie lässt sich ablesen, dass ergänzend zum Auslegevorgang nur im Betriebspunkt der maximalen Kraftanforderung die volle Systemleistung des Betriebspunktes genutzt wird und somit auch nur diese Vorgänge designrelevant für die elektrische und mechanische Strecke sind. Die anderen Betriebspunkte können automatisch vom System erfüllt werden, da sie deutlich unterhalb der beispielhaften Systemkennlinie liegen. Lediglich durch eine detaillierte Analyse und Verbesserung der Regelungsstrategie ist es möglich beim Synchronisierungsvorgang und dem Einlegen ebenfalls einen Zeitvorteil zu generieren. Insbesondere die Synchronisierung ist dabei aufgrund ihres hohen Zeitanteils bei großen Differenzdrehzahlen für die Verringerung der Schaltzeit von Interesse.

Durch die Analyse des Lastprofils kann somit eine geeignete Modellierungsstrategie entwickelt werden. Allgemein sind in Bezug auf die Designvariablen für Systeme mit einer hohen Kraftanforderung und für Systeme mit einer hohen Geschwindigkeitsanforderung unterschiedliche Werte sinnvoll. Zudem ist bei der betrachteten Bewegung der Schaltwalze ein hoher Beschleunigungsanteil vorhanden, sodass ein Kompromiss zwischen Beschleunigungsverhalten und Maximalgeschwindigkeit bei der Bestimmung der Variablenwerte notwendig ist. Zur Findung der optimalen Werte für die Designvariablen bietet sich somit der Einsatz von Optimierungsverfahren an. Da während der Auslegephase nur geringe Reibkräfte vorhanden sind, ist eine einfache mathematische

Modellierung dieser Phase möglich. Dies ermöglicht mit der geeigneten Auswahl eines Optimierungsverfahrens zudem eine geringe Rechenzeit während der Optimierung. Die maximale Kraftanforderung kann in der Optimierung als Nebenbedingung des Optimierungsproblems formuliert werden.

Zur Analyse und Verbesserung der Regelung während der Synchronisierungsphase ist hingegen ein detailliertes Modell der Synchronisierung notwendig, da die Zahnkontakte und die Synchronisierung einen wesentlichen Einfluss auf das Systemverhalten haben und dies nur durch ein Modell mit höherer Komplexität abgebildet werden kann. Die Modellierung wird auf Basis des Modells zur Gesamtsystemoptimierung im dritten Abschnitt des Kapitels beschrieben.

3.2 Modell zur Gesamtsystemoptimierung

Durch die Abstraktion ist bekannt, dass die Dauer der Auslegephase wesentlich durch die Dynamik und somit durch das Design der Schaltaktorik beeinflusst wird. Ziel dieses Abschnitts ist es daher ein Modell für diese Phase aufzubauen, das zur Optimierung des Gesamtsystems geeignet ist. Dazu werden auf Basis des Ersatzschaltbilds die Systemgleichungen aufgestellt. Neben der Systemdynamik werden auch die Systemkosten betrachtet, da in der anschließenden Optimierung sowohl die Schaltzeit als auch die Kosten Ziele des Optimierungsproblems sind. Der Komfort ist für die Betrachtung des Auslegevorgangs nicht relevant und wird somit bei dieser Modellierung nicht berücksichtigt. Beim Aufstellen der Systemgleichungen wird auf eine kompakte Beschreibung des Systems geachtet, um eine hohe Lösungsgeschwindigkeit des Optimierungsproblems zu erreichen. Anschließend wird ein geeignetes Optimierungsverfahren ausgewählt und es folgt die konkrete Formulierung des Problems in Bezug auf das ausgewählte Verfahren. Teile der Modellbildung und einzelne Optimierungsergebnisse wurden ebenfalls in [E1] veröffentlicht.

3.2.1 Aufstellen der Systemgleichungen für Dynamik und Kosten

Ziel der Gesamtsystemoptimierung ist es ein optimales Design der Schwalzenaktorik in Bezug auf die Schaltzeit und die Kosten zu finden. Somit müssen neben dem dynamischen Systemverhalten auch die Kosten des Systems modelliert werden. Im Folgenden wird zunächst auf die Modellierung des dynamischen Verhaltens eingegangen, worauf aufbauend das Kostenmodell des Motors erläutert wird.

Das mechanische Ersatzschaltbild der Schaltwalzenaktorik ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Das Referenzsystem besteht aus einem bürstenlosen Gleichstrommotor (BLDC-Motor) mit der Trägheit Θ_M , der das Motormoment M_M auf die erste Zahnradstufe aufbringt. Über zwei Doppelstirnräder wird das Motormoment mit der Gesamtübersetzung zwischen Motor und Schaltwalze $i_{M\ SW}$ umgeformt. Die Übersetzung zwischen Schaltgabel und Schaltwalze bestimmt sich aus dem Nutwinkel der Schaltwalze α_{SW} und dem Durchmesser der Schaltwalze D_{SW} . Die Bewegungskordinaten des Motors φ_M , der Schaltwalze φ_{SW} und der Schaltgabel x_{SG} sind über die einzelnen Übersetzungen miteinander gekoppelt, sodass Spiel und Elastizitäten vernachlässigt werden. Dies ist möglich, da beim Auslegevorgang kein Anlagenwechsel stattfindet und die Kräfte gering sind, sodass nur vernachlässigbare Verformungen auftreten. Auf den Motor wirkt bei Bewegung der Schiebemuffe durch die Systemreibung ein Reibmoment M_{reib} . Die Trägheiten der Schaltwalze Θ_{SW} , der Doppelstirnräder Θ_{DR1} und Θ_{DR2} sowie der Schaltgabel erhöhen die reduzierte Trägheit des Gesamtsystems aufgrund der hohen Übersetzung nur um ca. 1 %. Dennoch werden sie bei der Modellbildung berücksichtigt, da bei einer Verringerung der Übersetzung sich der Einfluss der Trägheiten erhöhen kann. Die Schiebemuffe wird hingegen nicht berücksichtigt, da ihr Einfluss auf die Trägheit sehr gering ist und ein großer Teil der Systembeschleunigung auf dem Plateau der Schaltwalze stattfindet. Durch die Abstraktion des Prozesses in Abschnitt 3.1 ist bekannt, dass die Synchronisierung selbst nicht bei der Modellbildung berücksichtigt werden muss, sondern die Annahme einer Systemreibung ausreichend ist.

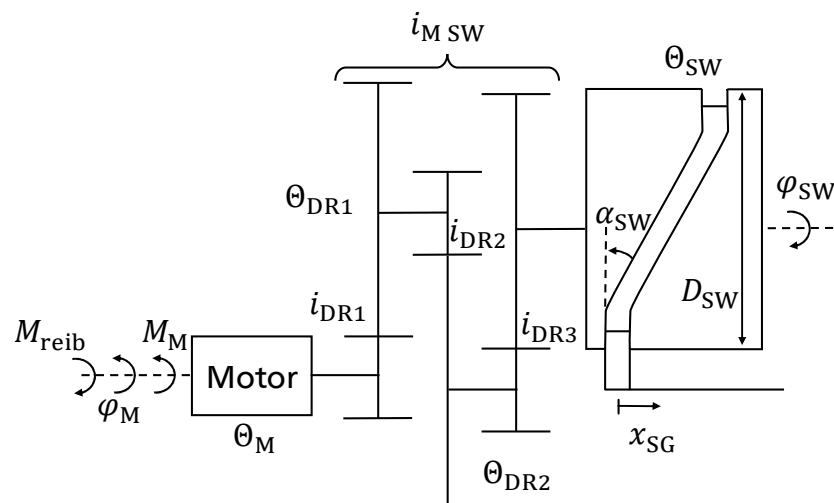


Abbildung 3.2: Mechanisches Ersatzschaltbild der Schaltwalzenaktorik für die Gesamtsystemoptimierung

Die Differentialgleichung des mechanischen Systems ergibt sich aus dem mechanischen Ersatzschaltbild zu

$$\Theta_{\text{red M}} \ddot{\varphi}_{\text{M}} = M_{\text{M}} - M_{\text{reib}}. \quad (3.1)$$

Das reduzierte Massenträgheitsmoment $\Theta_{\text{red M}}$ in Bezug auf die Motorkoordinate φ_{M} berechnet sich durch

$$\Theta_{\text{red M}} = \Theta_{\text{M}} + \frac{\Theta_{\text{DR1}}}{i_{\text{DR1}}^2} + \frac{\Theta_{\text{DR2}}}{i_{\text{DR2}}^2 \cdot i_{\text{DR1}}^2} + \frac{\Theta_{\text{SW}}}{i_{\text{MSW}}^2} \quad (3.2)$$

mit

$$i_{\text{MSW}} = \prod_{j=1}^3 i_{\text{DR}j}. \quad (3.3)$$

Die Zwischenübersetzungen i_{DR1} , i_{DR2} und i_{DR3} bestimmen sich vereinfachend aus dem Verhältnis dieser Übersetzungen im Referenzsystems aus der Gesamtübersetzung i_{MSW} .

Die Übersetzung zwischen Motor und Schaltgabel i_{MSG} setzt sich aus der Übersetzung zwischen Motor und Schaltwalze i_{MSW} sowie der Übersetzung der Schaltwalze i_{SWSG} nach

$$i_{\text{MSG}} = \frac{2}{\frac{\tan(\alpha_{\text{SW}}) \cdot D_{\text{SW}}}{i_{\text{SWSG}}}} \cdot i_{\text{MSW}} \quad (3.4)$$

zusammen. Eine winkelabhängige Formulierung der Übersetzung ist trotz der Plateaus nicht notwendig, da diese Übersetzung nur zur Formulierung von Nebenbedingungen in der Steigung benötigt wird.

Zur Bestimmung der Schaltwalzentragheit wird in Anlehnung an die Berechnung der Rotationsträgheit eines Zylinders ein Skalierungsansatz in Abhängigkeit des Durchmessers nach

$$\Theta_{\text{SW}} = \lambda_{\text{SW}} \cdot D_{\text{SW}}^4 \quad (3.5)$$

gewählt. Dies beruht auf der Annahme, dass das Material, die Breite und der Anteil an Freiflächen bei einer Variation des Durchmessers annähernd konstant bleiben. Der Koeffizient λ_{SW} wird anhand der Schaltwalzenr agheit des Referenzsystems bestimmt. Bei der Zwischenübersetzung wurde aufgrund der geringen Trägheit auf einen Skalierungsansatz verzichtet, sodass diese Trägheiten konstant sind.

Die Reibung durch die Lagerstellen und die Kräfte der Schiebemuffe können, trotz des eher konstanten Kraftanteils durch die Schiebemuffe (Abbildung 3.1), für den Auslegevorgang sehr gut durch ein geschwindigkeitsproportionales Reibmoment angenähert werden. Komplexere Reibmodelle, beispielsweise mit einer Unterteilung in Haft und Gleitreibung, wurden nicht berücksichtigt. Diese lassen sich nicht mit der später gewählten Formulierung des Optimierungsproblems vereinbaren und verbessern die Übereinstimmung mit Messergebnissen nur unwesentlich, da zu Beginn des Schaltvorgangs die Maximalspannung genutzt wird und sich somit ein unmittelbarer Übergang von Haft- in Gleitreibung ergibt, was auch die Modellvalidierung in Abbildung 3.8 zeigt. Das Reibmoment berechnet sich somit nach

$$M_{\text{reib}} = \lambda_{\text{reib}} \cdot \dot{\varphi}_{\text{M}}. \quad (3.6)$$

Der Reibkoeffizient λ_{reib} wird mittels der *Parameter Estimation Toolbox* von MATLAB *Simulink* mithilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate durch Vergleich mit Messungen des Auslegevorgangs am Realsystem ermittelt.

Zur Bestimmung des Motormoments folgt eine Analyse der Momentenbildung eines BLDC-Motors. Zur Ansteuerung des BLDC-Motors wird ein Motorsteuergerät verwendet, das über eine Gleichspannungsquelle versorgt wird. Das Steuergerät legt diese Spannung, je nach Rotorposition, an unterschiedliche Spulen des Motors an, um eine Drehbewegung zu erzeugen. Das Umschalten zwischen den verschiedenen Spulen wird als elektrische Kommutierung bezeichnet. Für die Modellbildung ist es möglich diese Kommutierung zu berücksichtigen und somit ein detailliertes Modell des BLDC-Motors zu erstellen, das beispielsweise auch die Drehmomentwelligkeit durch den Umschaltvorgang abbildet [91]. Aufgrund der hochfrequenten Umschaltung bei hohen Drehzahlen ist dafür eine geringe Rechenschrittweite und somit eine hohe Rechenzeit notwendig. Diese Welligkeit hat allerdings nur einen sehr geringen Einfluss auf das Systemverhalten, da beim Auslegevorgang hohe Drehzahlen und geringe Momente vorliegen und in modernen Systemen zumeist die Welligkeit durch die Ansteuerung

reduziert wird [92]. Durch Vernachlässigung dieser Kommutierung und der damit verbundenen Drehmomentwelligkeit ist es möglich die üblicherweise drei elektrischen Stränge des BLDC-Motors zu einem Strang zusammenzufassen. Daraus ergeben sich das gleiche Ersatzschaltbild und die gleichen Grundgleichungen wie für einen mechanisch kommutierten Gleichstrommotor, was sich auch in den vergleichbaren Kennlinien äußert [93]. Zudem kann auf die Modellierung der normalerweise zur Ansteuerung verwendeten Pulsweitenmodulation (PWM) verzichtet werden, da sich diese im Wesentlichen nur auf die Konstruktion des Motorsteuergeräts auswirkt. Stattdessen erfolgt die unmittelbare Vorgabe der Stellspannung. Das Ersatzschaltbild eines Gleichstrommotors ist in Abbildung 3.3 dargestellt.

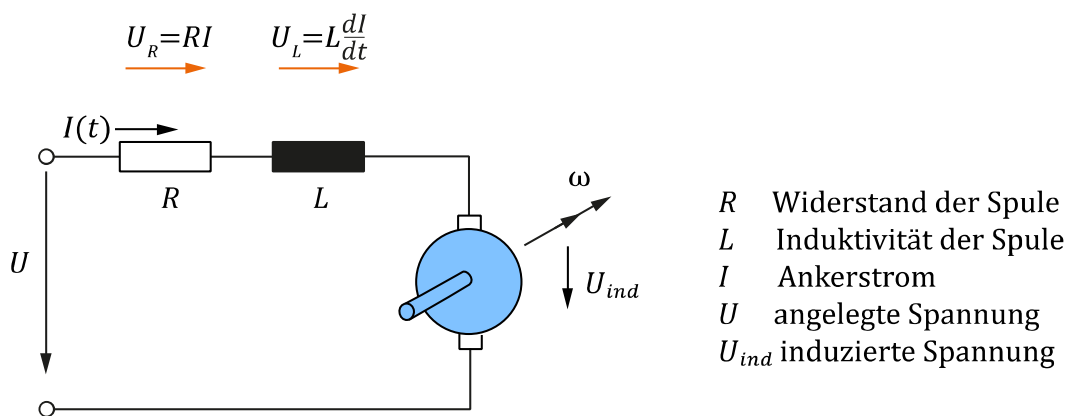


Abbildung 3.3: Ersatzschaltbild des Gleichstrommotors [94]

An die Spulen des Motors ist eine Spannungsquelle angeschlossen, die die von dem Motorsteuergerät vorgegebene Stellspannung U aufprägt. Die Spulen können als Reihenschaltung aus dem Widerstand R und der Induktivität L vereinfacht werden. Zudem wird durch die Flussänderung in Folge der Drehbewegung eine Spannung U_{ind} in den Spulen induziert, die der Stellspannung entgegenwirkt. Die Differentialgleichung für den elektrischen Kreis ist somit

$$U = R \cdot I + L \cdot \frac{dI}{dt} + U_{ind}. \quad (3.7)$$

Für eine Reduzierung der Zustände in der Zustandsraumdarstellung und somit eine wesentliche Reduzierung der Zustandsvariablen bei der späteren Formulierung des Optimierungsproblems wird die Induktivität $L = 0$ gesetzt. Dies kann angenommen werden, da die mechanische Zeitkonstante durch die Rotorträgheit im Normalfall wesentlich größer gegenüber der elektrischen Zeitkonstante durch die Induktivität ist, was

bei dem untersuchten System sowohl für die Verwendung von Ferrit- als auch Selten-
erdmagneten auf dem Rotor gilt.

Die induzierte Spannung sowie das Motormoment berechnen sich mithilfe der Motor-
konstanten k , die vereinfachend als Drehzahlkonstante und als Drehmomentkonstante
genutzt werden kann [91], nach

$$U_{\text{ind}} = k \cdot \dot{\varphi}_{\text{M}} \quad (3.8)$$

und

$$M_{\text{M}} = k \cdot I. \quad (3.9)$$

Mit den Gleichungen des elektrischen und des mechanischen Kreises kann die Zustands-
raumdarstellung des Gesamtsystems in Gleichung (3.10) formuliert werden.

$$\begin{bmatrix} \dot{\varphi}_{\text{M}} \\ \ddot{\varphi}_{\text{M}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -\frac{\lambda_{\text{reib}} \cdot R + k^2}{\Theta_{\text{red M}} \cdot R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_{\text{M}} \\ \dot{\varphi}_{\text{M}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ k \\ \Theta_{\text{red M}} \cdot R \end{bmatrix} U \quad (3.10)$$

Die Stellspannung wird im Realsystem während der Auslegephase von einem Positions-
regler bestimmt. Um eine hohe Dynamik und ein gutes Führungsverhalten zu erreichen
werden dafür kaskadierte Reglerstrukturen eingesetzt. Da die Formulierung und Be-
rücksichtigung einer Reglerstruktur in der Optimierung das Ergebnis negativ
beeinflussen kann, wird die Stellspannung über eine optimale Steuerung bestimmt. Da-
bei wird die Stellspannung durch Lösen des Optimierungsproblems so gewählt, dass die
Zielposition mit der Zielgeschwindigkeit unter Berücksichtigung der weiteren Neben-
bedingungen z. B. an Spannung und Strom schnellstmöglich erreicht wird. Dass das
Verhalten der optimalen Steuerung auch von einer Regelung beim Auslegevorgang der
Schaltaktorik annähernd erreicht werden kann, wird in Abschnitt 5.2 gezeigt.

Die Berechnung der zur Beurteilung der Varianten benötigten Systemkosten, wird im
Folgenden erläutert. Bei der Betrachtung der Systemkosten der Schaltaktorik zeigt sich,
dass diese im Wesentlichen von den Motorkosten beeinflusst werden. Die weiteren me-
chanischen Bauteile sind zum einen teils sehr kostengünstig, zum anderen entstehen
die Kosten weitestgehend nicht durch den Materialeinsatz, sondern durch die Fertigung
die bei jeder Variante durchzuführen ist. Zur besseren Übersicht werden im Folgenden

somit nur die Motorkosten berücksichtigt und in den Diagrammen dargestellt, wobei weitere Kosten bei Bedarf durch eine Erhöhung des konstanten Anteils implementiert werden können. Es ist aber auch möglich weitere Kostenfunktionen zu definieren, was beispielsweise für den Entfall eines Zahnrades in der Zwischenübersetzung sinnvoll sein kann. Zur Bestimmung der Motorkosten eignen sich verschiedene Möglichkeiten. Eine häufige Vorgehensweise im Stand der Forschung ist die Vorgabe konkreter Motoren mit Kosten und Parametern aus denen der Optimierer den passenden Motor auswählt. Dazu muss zunächst eine Datenbank angelegt werden, die den Parameterraum ausreichend abdeckt um ein möglichst aussagekräftiges Ergebnis zu erhalten. Insbesondere in Bezug auf die Kosten bei großen Stückzahlen erweist sich das Anlegen einer Datenbank als schwierig, da dies zumeist firmeninterne Informationen sind. Um den Parameterraum ohne direkte Vorgabe von Motoren breit abzudecken, können geeignete Motoren mithilfe der Optimierung designt werden. So ergeben sich neben den notwendigen Motorparametern aus den Rohstoff- und Fertigungskosten die Motorkosten [95]. Daraus ergibt sich jedoch eine hohe Anzahl an Designvariablen und es sind detaillierte Kenntnisse über die Motorkonstruktion notwendig. Eine Möglichkeit zur Vereinfachung dieser komplexen Modellierung des Motors und seiner Kosten ist die Verwendung von Metamodellen [96], um trotz des eigentlich komplexen Modells eine geeignete einfache Formulierung für das Optimierungsproblem zu erhalten.

Eine weitere Möglichkeit einen breiten Parameterraum abdecken zu können, ohne eine große Datenbank anlegen oder eine komplexe Modellbildung durchführen zu müssen, sind Skalierungsgesetze. Dabei werden sowohl die Kosten als auch die mechanischen und elektrischen Motorparameter Θ_M , k und R aus dem Skalierungsgesetz bestimmt. Für die Bestimmung der Parameter des Skalierungsgesetzes sind nur wenige Referenzmotoren notwendig und sie eignen sich aufgrund der einfachen Formulierung zur Einbindung in ein Optimierungsproblem. In dieser Arbeit erfolgt eine Orientierung an dem von Roos [81] vorgeschlagenen Skalierungsgesetz für Gleichstrommotoren bei hoher Stückzahl, welches ebenfalls in [97]–[99] Anwendung findet. Das Skalierungsgesetz ist vergleichbar mit den Gesetzen für BLDC-Motoren [100], wobei keine Aufteilung in die einzelnen Phasen erfolgt. Ein Vergleich mit am Markt erhältlichen Motoren zeigt, dass für die Vorauslegung eine ausreichende Genauigkeit für die mechanischen und elektrischen Motorparameter erzielt werden kann [101]. Eine volumenproportionale Berechnung der Materialkosten erfolgt ebenfalls in [102]. Das ist möglich, da die Materialkosten bei hohen Stückzahlen, wie sie bei einer Schaltaktorik

benötigt werden, nahezu den Gesamtkosten des Motors entsprechen [103]. Weitere Kosten, wie durch Fertigung und Sensorik, werden durch einen konstanten Anteil berücksichtigt. Die Kosten K für einen Motor ergeben sich somit nach Gleichung (3.11) aus dem konstanten Anteil K_{konst} und dem volumenproportionalen Anteil, der sich aus dem Motordurchmesser D_M , der Motorlänge l_M und einem Kostenkoeffizienten λ_K zusammensetzt.

$$K = K_{\text{konst}} + \lambda_K \cdot l_M \cdot D_M^2 \quad (3.11)$$

Die Motorparameter Θ_M und k berechnen sich aus dem physikalisch motivierten Skalierungsgesetz von Roos [81] nach Gleichung (3.12)-(3.13). Die Motorkonstante und der Widerstand sind zusätzlich von der Wicklungsanzahl N abhängig, wobei sich die Berechnung des Widerstands aus der Annahme eines konstanten Füllfaktors ergibt.

$$\Theta_M = \Theta_{M \text{ konst}} + \lambda_J \cdot l_M \cdot D_M^4 \quad (3.12)$$

$$k = \lambda_k \cdot N \cdot l_M \cdot D_M \quad (3.13)$$

$$R = R_{\text{konst}} + \underbrace{\lambda_{\text{PR}} \cdot \frac{N^2 \cdot l_M}{D_M^2}}_{R_{\text{PR}}} + \underbrace{\lambda_{\text{WK}} \cdot \frac{N^2}{D_M}}_{R_{\text{WK}}} \quad (3.14)$$

Bei der Motorträgheit wird ergänzend ein konstanter Anteil $\Theta_{M \text{ konst}}$ berücksichtigt, der sich unter anderem aus der Rotorwelle ergibt. Die Berechnung der Motorkonstante k erfolgt unter Annahme einer konstanten magnetischen Flussdichte im Luftspalt, was nur in Bezug auf Motoren mit sehr geringem Durchmesser kritisch zu bewerten ist, da nicht mehr ein ausreichender Bauraum für die Magnete garantiert werden kann. Der Widerstand R berechnet sich nach Gleichung (3.14) aus einem konstanten Anteil R_{konst} , dem Widerstand der parallel zum Rotor verlaufenden Leiteranteile R_{PR} und dem Widerstand im Wicklungskopf R_{WK} . Durch die gegenüber Roos [81] zusätzliche Berücksichtigung des Widerstands im Wicklungskopf wird einer Tendenz zu Motoren mit großem Durchmesser und geringer Länge entgegengewirkt. In Roos [81] wird dies durch die Beschränkung vom Verhältnis aus Länge und Durchmesser erreicht, was jedoch auch die Berechnung des Widerstands verfälscht. Die konstanten Anteile K_{konst} , $\Theta_{M \text{ konst}}$ und R_{konst} sowie die Koeffizienten λ_K , λ_J , λ_k , λ_{PR} und λ_{WK} können mithilfe von Referenzmotoren bestimmt werden. Durch die genaue Kenntnis der Eigenschaften des

Referenzmotors der Schaltaktorik ist es möglich diesen zunächst als alleinige Referenz zu nutzen. Allerdings ist es bei der Betrachtung von Systemen mit einer größeren Abweichung in der Leistung beziehungsweise der Kennlinie sinnvoll die Parameter mithilfe mehrerer Motoren verschiedener Leistungsklassen zu bestimmen.

Mithilfe der in diesem Abschnitt beschriebenen Gleichungen ist es möglich die Dynamik und die Kosten des Systems zu beschreiben. Darauf aufbauend wird im nächsten Abschnitt ein Optimierungsverfahren und eine Modellierungsumgebung ausgewählt.

3.2.2 Optimierungsverfahren und Modellierungsumgebung

Für die Auswahl eines Optimierungsverfahren und einer Modellierungsumgebung erfolgt eine Analyse der Optimierungsaufgabe. Wie bereits in der Einleitung erwähnt, wird ein domänenübergreifender Ansatz angestrebt, um Wechselwirkungen zwischen der Ansteuerung, der mechanischen Strecke und der elektrischen Strecke berücksichtigen zu können. Aus der Analyse der Entwicklungsmethoden in Abschnitt 2.3 sind simultane Optimierungsansätze dafür eine geeignete Möglichkeit. Aus dem Stand der Forschung ergeben sich im Wesentlichen zwei Möglichkeiten zur Umsetzung eines solchen Ansatzes. Zunächst wird die Umformulierung einer iterativen Strategie in eine simultane Strategie unter Verwendung eines evolutionären Algorithmus betrachtet. Die Formulierung des Optimierungsproblems gestaltet sich einfach, da das dynamische Verhalten, das Kostenmodell und der Optimierungsalgorithmus unabhängig voneinander sind. Über die Simulation des dynamischen Verhaltens, z. B. in MATLAB *Simulink*, und die einfache analytische Berechnung der Kosten werden die Zielfunktionswerte bestimmt, welche dann an den Algorithmus weitergegeben werden. Aus diesen Werten bestimmt der Algorithmus, unabhängig von dem Systemmodell, neue Varianten, für die wiederum die Zielfunktionswerte bestimmt werden. Dies wird so lange wiederholt bis ein festgelegtes Abbruchkriterium erfüllt wird. Die Lösung des Optimalsteuerungsproblems kann unter Nutzung des Satzes von Feldbaum [104] vereinfacht werden. Da nach Gleichung (3.10) ein System zweiter Ordnung vorliegt, gibt es nur einen Umschaltzeitpunkt zwischen dem maximalen und minimalen Wert der Stellspannung. Somit muss nur dieser Umschaltzeitpunkt und nicht der gesamte Verlauf der Stellspannung bestimmt werden. Der optimale Umschaltzeitpunkt ist gefunden, wenn die Sollposition mit der Sollgeschwindigkeit erreicht wird. Wird hingegen der Umschaltzeitpunkt zu spät gewählt ist die Geschwindigkeit an der Sollposition zu hoch. Bei einem zu frühen Umschalten ist die Geschwindigkeit an der Sollposition zu gering oder sie wird nicht erreicht. Die Zielfunktion wird dafür um die Abweichung in der Sollgeschwindigkeit

ergänzt, welche somit ebenfalls minimiert wird. Die Lösung des Optimierungsproblems unter Nutzung des in MATLAB implementierten genetischen Algorithmus zur Mehrzieloptimierung *gamultiobj* hat jedoch gezeigt, dass die eher zeitaufwendige dynamische Simulation in Kombination mit der hohen Anzahl an notwendigen Durchläufen bei evolutionären Algorithmen [105] zu hohen Rechenzeiten führt.

Als nächste Möglichkeit wird die Implementierung des Motorverhaltens in ein Optimalsteuerungsproblem betrachtet. Dafür wird im Vergleich zum Stand der Forschung zunächst eine allgemeinere Betrachtung zur Lösung dieser Probleme durchgeführt. Neben den im Stand der Forschung betrachteten Arbeiten wird in [106], [107] ein Überblick über geeignete Methoden zur Lösung nichtlinearer Optimalsteuerungsprobleme gegeben. Dabei wird in indirekte und direkte Methoden unterschieden. Während bei den indirekten Methoden die notwendigen mathematischen Bedingungen eines Optimalsteuerungsproblems zur Lösung genutzt werden, wird bei den direkten Methoden eine Diskretisierung des Problems vorgenommen. Das diskretisierte Problem kann dann mit Methoden zur Lösung nichtlinearer Optimierungsprobleme gelöst werden. Zusätzlich wird noch in eine Teildiskretisierung, bei der nur die Steuerungsvariable diskretisiert wird, und eine Volldiskretisierung, bei der eine komplette Diskretisierung durchgeführt wird, unterschieden. Für die multidisziplinäre Optimierung eignen sich insbesondere die Methoden die mit einer Volldiskretisierung arbeiten, da die diskretisierten Zustandsvariablen einfach um weitere Designvariablen in den Differentialgleichungen ergänzt werden können. Dies ist ein wesentlicher Aspekt zur Formulierung eines simultanen Optimierungsproblems. Zudem ist die Implementierung verschiedener Zustandsbeschränkungen wie in Abschnitt 6.1 wesentlich einfacher möglich.

Bei der Volldiskretisierung des Systemverhaltens entsteht ein Optimierungsproblem mit einer großen Anzahl an Variablen und Nebenbedingungen. Somit ist ein leistungsfähiges Lösungsverfahren für große Probleme notwendig. Des Weiteren handelt es sich um ein nichtlineares Problem, da sowohl die Systemdynamik als auch die Kostenfunktionen durch die Multiplikation mehrerer Variablen nichtlinear sind. Bei der Auswahl eines Optimierungsverfahrens müssen zudem die Werte, die die Variablen annehmen können, betrachtet werden. Dabei wird in diskrete, gemischt ganzzahlige und kontinuierliche Probleme unterschieden. Bis auf die Windungsanzahl können alle Variablen als kontinuierlich angesehen werden, womit es sich um ein gemischt ganzzahliges Problem handelt. Ergänzend werden Methoden für kontinuierliche Systeme betrachtet,

da anzunehmen ist, dass der Einfluss einer nicht kontinuierlichen Modellierung der Windungsanzahl eher gering ist.

Zur Auswahl eines geeigneten Verfahrens bietet sich die *Computational Infrastructure for Operations Research* (COIN-OR) [108] Datenbank an. Dort werden verschiedene Optimierungsverfahren mit entsprechender Software auf *open source* Basis zur Verfügung gestellt und beschrieben. Für gemischt ganzzahlige Probleme eignen sich die Verfahren *Bonmin* [109] und *Couenne* [110]. Das darin genutzte Verfahren *Ipopt* [111] kann für die Lösung kontinuierlicher Probleme verwendet werden. Die Verfahren *Bonmin* und *Couenne* nutzen einen *Branch-and-Bound* Ansatz in Kombination mit dem *Ipopt* Verfahren zur Bestimmung der benötigten kontinuierlichen Lösung. Das Verfahren *Ipopt* nutzt einen Innere-Punkte Ansatz, welcher Vorteile bei der Lösungsgeschwindigkeit kontinuierlicher Probleme mit einer hohen Anzahl an Variablen besitzt und zudem die einfache Bestimmung der Sensitivitäten in Bezug auf die Nebenbedingungen ermöglicht. Dass diese Sensitivitäten ein wesentlicher Aspekt der Systementwicklung sein können, zeigt Abschnitt 6.2. Die Anwendung von *Ipopt* wird in [112], [113] zur Bestimmung der optimalen Steuerung von mechatronischen Systemen beschrieben und ein Vergleich mit weiteren Verfahren im Bereich der Robotik erfolgt in [114]. Darüber hinaus finden sich sehr verschiedene Einsatzgebiete z. B. zur kombinierten Topologie- und Regleroptimierung [115]. Ein Vergleich der Verfahren *Ipopt* und *Bonmin* zeigt, dass die Ganzzahligkeit der Windungen einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Pareto-Front und die Motorkennlinie hat, was auch an der allgemein hohen Anzahl an Windungen liegt. Auch die weiteren Motorparameter unterscheiden sich nur geringfügig. Dabei ist allgemein anzumerken, dass ergänzend zur der Variablenoptimierung durch die Verwendung eines Skalierungsgesetztes eine anschließende Detailauslegung des BLDC-Motors erforderlich ist, wobei ebenfalls mit einer Anpassung der Werte zu rechnen ist. Auch eine globale Optimalität, wie sie durch den Einsatz von *Couenne* besser erreicht werden soll, ist aufgrund der geringen Anzahl an ganzzahligen Variablen des Problems nicht notwendig. Daher wird für die weitere Gesamtsystemoptimierung unmittelbar das Verfahren *Ipopt* genutzt, da die anderen Verfahren durch die mehrmalige Berechnung der kontinuierlichen Lösung mehr Rechenzeit benötigen. Dennoch können auch die anderen Verfahren zur Lösung des Problems in Betracht gezogen werden, wenn weitere ganzzahlige Variablen die einen hohen Einfluss auf das Ergebnis haben, berücksichtigt werden sollen. Als linearer Löser wird *ma27* [116] eingesetzt, welcher zwar als eher langsam beschrieben wird, aber als *open source* zur Verfügung steht und im Vergleich

zu performanteren Lösern, welche nur einen akademischen Einsatz erlauben, eine vergleichbare Lösungsgeschwindigkeit dieses Problems bietet.

Zur Modellierung und Lösung des Optimierungsproblems eignen sich verschiedene Softwareumgebungen, die ebenfalls in der COIN-OR Datenbank beschrieben sind. Dabei wird die Verwendung von *Pyomo* [117] bevorzugt, was eine *open source* Modellierungssprache speziell zur Optimierung ist und auf der Programmiersprache *Python* basiert. Diese Modellierungssprachen werden auch als *Algebraic Modeling Languages* (AML) bezeichnet. Sie ermöglichen eine universelle Formulierung des Problems, wodurch die Verwendung verschiedener Verfahren einfach möglich ist. Zudem ist durch die Auslegung auf die Formulierung von Optimierungsproblemen eine möglichst effiziente Berechnung des Problems möglich. Als Softwareplattform wird die *open source* Software *Spyder* verwendet.

3.2.3 Formulierung des Optimierungsproblems

Allgemein wird in einem Optimierungsproblem eine Zielfunktion unter Berücksichtigung von Nebenbedingungen minimiert. In diesem Abschnitt werden die in Abschnitt 3.2.1 beschriebenen Systemgleichungen und die weiteren Nebenbedingungen unter Berücksichtigung der in Abschnitt 3.2.2 ausgewählten Lösungsmethode und Modellierungsumgebung formuliert.

Für die Mehrzieloptimierung werden in dieser Arbeit die beiden Kriterien über die gewichtete Summe zusammengeführt. Diese Formulierung bietet sich aufgrund der geringen Anzahl an Kriterien an und ermöglicht eine einfache Formulierung des Problems [118]. Zudem ist sie aufgrund des konvexen Charakters des Lösungsraums in Abbildung 4.1 ausreichend. Die zu minimierende Zielfunktion ist somit

$$f = w_t \cdot t_{AV} + w_K \cdot K \text{ mit } w_t, w_K \geq 0 \text{ und } w_t + w_K = 1. \quad (3.15)$$

Sie setzt sich aus der Zeit für den Auslegevorgang t_{AV} und den Kosten K zusammen. Durch Variation der Wichtungsfaktoren w_t und w_K über den Wertebereich entsteht durch das Lösen der verschieden gewichteten Probleme die Pareto-Front. Jede Gewichtung kann dabei als Gerade in einem Zeit-Kosten Diagramm beschrieben werden. Die Lösung dieses Problems ist dann der Berührungspunkt der Geraden und der Pareto-Front.

Als Start- und Endgewichtung wird je ein Winkel dieser Geraden angegeben. Die weiteren Gewichtungen ergeben sich aus den äquidistanten Winkeln der Geradenschar zwischen den beiden vorgegebenen Geraden.

Zur Bestimmung der Zeit t_{AV} muss das Optimalsteuerungsproblem gelöst werden, wofür eine Zeitdiskretisierung der Steuerspannung und der Differentialgleichungen durchgeführt wird. Zur Diskretisierung erfolgt eine Variablentransformation, bei der die freie Endzeit t_{AV} durch eine feste Endzeit τ ersetzt wird, sodass die Zeit in den Bewegungsgleichungen durch

$$t = t_{AV} \cdot \tau \text{ mit } \tau \in [0,1] \quad (3.16)$$

ersetzt werden kann. Die freie Endzeit ist somit ebenfalls eine Variable des Optimierungsproblems.

Die Diskretisierung erfolgt auf Basis der Zustandsraumdarstellung in Gleichung (3.10) mithilfe des Vorwärtsdifferenzenquotienten. Jeder Zustand zu jedem diskreten Zeitpunkt i stellt dabei eine Zustandsvariable des Optimierungsproblems dar. Die diskrete Beschreibung der Winkelgeschwindigkeit des Motors $\dot{\varphi}_M$ ist eine Nebenbedingung des Optimierungsproblems. Im Folgenden wird zur besseren Lesbarkeit $\varphi_M = \varphi$ gesetzt. Für den Zeitschritt $i + 1$ lässt sich die Zustandsvariable $\dot{\varphi}_{i+1}$ nach Gleichung (3.17) durch die Addition der aktuellen Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_i$ und der Änderung der Winkelgeschwindigkeit durch die Steuerspannung zwischen den beiden Zeitschritten $U_{i,i+1}$ beschreiben. Zur Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit bei der Berechnung der induzierten Spannung wird die Trapezregel angewendet.

$$\dot{\varphi}_{i+1} = \dot{\varphi}_i + t_{AV} \cdot \Delta\tau \left(\frac{k}{\Theta_{\text{red M}} \cdot R} U_{i,i+1} - \frac{R \cdot \lambda_{\text{reib}} + k^2}{2 \cdot \Theta_{\text{red M}} \cdot R} (\dot{\varphi}_i + \dot{\varphi}_{i+1}) \right) \quad (3.17)$$

Die Steuerspannungen $U_{i,i+1}$ stellen ebenfalls Zustandsvariablen des Optimierungsproblems dar. Sie werden so gewählt, dass die Bewegung der Schaltwalze, unter Berücksichtigung der Nebenbedingungen, schnellstmöglich durchgeführt wird. Neben den Zustandsvariablen $\dot{\varphi}_i$ und $U_{i,i+1}$ sowie der Endzeitvariablen t_{AV} ergeben sich aus Gleichung (3.17) unter Berücksichtigung der weiteren Abhängigkeit aus Abschnitt 3.2.1 die Designvariablen N , l_M , D_M , α_{SW} , D_{SW} und i_{MSW} für das Optimierungsproblem.

Zur Diskretisierung des Schaltwalzenwinkels wird ebenfalls die Trapezregel angewendet, wodurch sich für die Zustandsvariablen φ_i die Nebenbedingungen

$$\varphi_{i+1} = \varphi_i + t_{AV} \cdot \frac{\Delta\tau}{2} \cdot (\dot{\varphi}_i + \dot{\varphi}_{i+1}) \quad (3.18)$$

ergeben.

Ziel der Schaltgabel ist es, aus dem Stillstand von der Gangposition 0 den Weg Δx_{SG} zu verfahren und die Endposition aufgrund der Vorsynchronisierung mit maximal der Geschwindigkeit v_{SG} zu erreichen. Dafür werden die Nebenbedingungen

$$\begin{aligned} \varphi(\tau = 0) &= 0 \\ \varphi(\tau = 1) &= i_{MSG} \cdot \Delta x_{SG} \\ \dot{\varphi}(\tau = 0) &= 0 \\ \dot{\varphi}(\tau = 1) &\leq i_{MSG} \cdot v_{SG} \end{aligned} \quad (3.19)$$

aufgestellt. Da zum einen mehrere Schaltpositionen angefahren werden und zum anderen Platz für Neutral- und Gangplateaus vorgesehen werden muss, steht maximal der Schaltwalzenwinkel $\Delta\varphi_{SW}$ zum Verfahren der Schaltgabel um den Weg Δx_{SG} zur Verfügung. Daraus ergibt sich die Nebenbedingung

$$\Delta x_{SG} \cdot i_{SWSG} \leq \Delta\varphi_{SW}. \quad (3.20)$$

Damit die Schaltaktorik, wie in der Abstraktion beschrieben, mindestens die Kraft F_{\min} an der Schaltgabel stellen kann, gilt die Nebenbedingung

$$F_{\min} \leq \lambda_{\text{ver}} \cdot i_{MSG} \cdot \underbrace{k \cdot I_{\max}}_{M_{M \max}}. \quad (3.21)$$

Die Randbedingung bestimmt sich aus dem maximalen Motormoment $M_{M \max}$, das sich aus der Motorkonstante k und dem maximalen Motorstrom I_{\max} berechnet. Der Motorstrom kann in der Optimierung ebenfalls begrenzt werden, was je nach Maximalstrom der Versorgungselektronik des Motors sinnvoll sein kann. Zudem entstehen insbesondere durch die Reibung des Gleitsteins in der Nut und des Axiallagers an der Schaltwalze Verluste, wenn eine Axialkraft an der Schaltgabel anliegt. Diese Verluste

werden durch den Verlustkoeffizienten λ_{ver} berücksichtigt, welcher sich aus den trigonometrischen Abhängigkeiten an der Schaltwalze ableitet (siehe auch Anhang A). Er berechnet sich nach

$$\lambda_{\text{ver}} = \lambda_{\text{ver konst}} \cdot \frac{\tan(\alpha_{\text{SW}})}{\lambda_{\text{ver G SW}}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{D_{\text{AL SW}} \cdot \mu_{\text{AL SW}}}{D_{\text{SW}} \cdot \tan(\alpha_{\text{SW}} + \rho)}} \quad (3.22)$$

im Wesentlichen aus den Verluste am Gleitstein $\lambda_{\text{ver G SW}}$ und den Verlusten des Axiallagers der Schaltwalze $\lambda_{\text{ver SW}}$. Neben den Variablen des Optimierungsproblems sind diese abhängig von dem Reibwinkel am Gleitstein ρ , dem Reibungskoeffizienten des Axiallagers an der Schaltwalze $\mu_{\text{AL SW}}$ und dem mittleren Reibdurchmesser am Axiallager $D_{\text{AL SW}}$. Da es für die Parameter teils nur Richtwerte gibt und auch weitere Verluste im System vorhanden sind, wird zusätzlich der Verlustkoeffizient $\lambda_{\text{ver konst}}$ eingeführt. Er wird über Messungen am Realsystem bestimmt. Weitere Abhängigkeiten können vernachlässigt werden, was in Abschnitt 6.2 und Abbildung 6.8 am Beispiel der Verluste in der Stirnradverzahnung gezeigt wird.

In Bezug zu der gesamten Schaltaktorik können sich insbesondere der Verlustkoeffizient $\lambda_{\text{ver konst}}$ und die Kraftanforderung F_{min} für die verschiedenen Gänge unterscheiden. Da zunächst angenommen wird, dass die Werte der Designvariablen unabhängig von dem jeweiligen Gang sein sollen, erfolgt eine simultane Lösung des Optimierungsproblems für jeden Gang mit den jeweiligen Nebenbedingungen und Parametern. So wird sichergestellt, dass die Anforderungen von jedem Gang erfüllt werden. Zur Generierung des Gesamtproblems aus dem Teilproblem für eine Schaltung wird die Möglichkeit zur Formulierung mehrdimensionaler Variablen und von Schleifenstrukturen genutzt, in denen die entsprechenden Berechnungen durchgeführt werden. Durch entsprechende Formulierung der Designvariablen, Nebenbedingungen und Schleifenstrukturen bestehen darüber hinaus vielfältige Möglichkeiten zur Definition der Abhängigkeiten. Zum Beispiel ist es möglich die Schaltwalzen der beiden Teilgetriebe unterschiedlich zu gestalten oder den Nutwinkel für jeden Gang einzeln auszulegen, während der Motor für beide Teilsysteme identisch bleiben soll.

Für die Nutzung einer Strombegrenzung muss zudem der Strom $I_{i,i+1}$ für jedes Zeitintervall in Abhängigkeit der Zustandsgrößen berechnet werden, welcher dann innerhalb

der Begrenzung liegen muss. In Anlehnung an die Motorgleichung (3.7) bestimmt sich der Strom unter Vernachlässigung der Induktivität nach

$$I_{i,i+1} = \frac{U_{i,i+1}}{R} - \frac{k}{2 \cdot R} (\dot{\phi}_i + \dot{\phi}_{i+1}). \quad (3.23)$$

Auf Basis der in Abschnitt 3.2 angegebenen Gleichungen wird im Anhang B eine Übersicht über das Optimierungsproblem für die Gesamtsystemoptimierung in Kapitel 4 gegeben.

3.3 Detailliertes Modell zur weiteren Systemanalyse

Aus der Abstraktion in Abschnitt 3.1 ist zu erkennen, dass neben dem Auslegevorgang der Synchronisierungsvorgang einen wesentlichen Einfluss auf die Schaltzeit hat. Da allerdings nicht die volle Leistung des Systems genutzt wird, kann nur durch eine angepasste Synchronisierungsstrategie ein Zeitvorteil erreicht werden. Bei der Auswahl einer Strategie müssen zusätzlich zur Synchronisierungszeit verschiedene Anforderungen berücksichtigt werden. Dazu gehören im Wesentlichen der Komfort der Schaltung und die Hitzeentwicklung an der Synchronisierung. Um dies neben der Schaltzeit beurteilen zu können, ist ein gegenüber Abschnitt 3.2 detaillierteres Simulationsmodell notwendig. Wesentliche Teilsysteme, die dabei berücksichtigt werden müssen, sind die Synchronisierung und die Regelung. Bei der Modellierung der Synchronisierung ist insbesondere der Stoßkontakt an den Zähnen maßgebend, welcher den Komfort negativ beeinflusst. Ergänzend wird auch ein Fahrzeugmodell implementiert, um den Einfluss auf den Fahrkomfort besser bewerten zu können. Allerdings wird bereits in [3] angedeutet, dass der Einfluss der Synchronisierung auf die Abtriebswelle gering ist. Aufbauend auf dem Modell zur Gesamtsystemoptimierung wird im Folgenden der Aufbau des detaillierten Systemmodells beschrieben.

Für die Modellierung der Schaltaktorik und die detaillierte Modellierung der Synchronisierung kommen verschiedene Softwareumgebungen in Frage. Beispielsweise bietet die Software *SimulationX* auf Basis der objektorientierten Modellierungssprache *Modelica* fertige Simulationsblöcke für das Systemverhalten der Synchronisierung und weiterer Elemente wie Gleichstrommotor und Kulissengetriebe an [119]. Sie bietet zudem die Möglichkeit Systemblöcke zu exportieren, um sie in einer anderen Simulationsumgebung, beispielsweise *MATLAB Simulink*, zu nutzen. Ebenfalls gibt es das *Simscape Driveline* Softwarepaket für *MATLAB Simulink*, das wesentliche Elemente zur Modellierung des Antriebstrangs enthält [120]. Diese Softwarepakete sind dabei aber

auf die Verwendung der vorhandenen Systemblöcke ausgelegt, welche nur eingeschränkt modifiziert werden können. In der Literatur gibt es aber auch Ansätze, die unmittelbar die Simulationsumgebung MATLAB *Simulink* nutzen, um die Bewegungsgleichungen der Synchronisierung durch geeignete Abstraktion zu modellieren und im Zeitbereich zu simulieren [56], [121], [122]. Durch das Aufstellen der Bewegungsgleichungen entsteht zwar ein erhöhter Modellierungsaufwand, es ist aber möglich das Modell individueller anzupassen, um eine bessere Modellgüte zu erreichen oder weitergehende Untersuchungen durchführen zu können. Für die Modellbildung wird das Realsystem ebenfalls in ein Ersatzsystem überführt, das auf dem Ersatzsystem in Abbildung 3.2 basiert und in Abbildung 3.4 dargestellt ist. Zunächst erfolgt die Betrachtung der Schaltaktorik gefolgt von der Modellbildung der Synchronisierung.

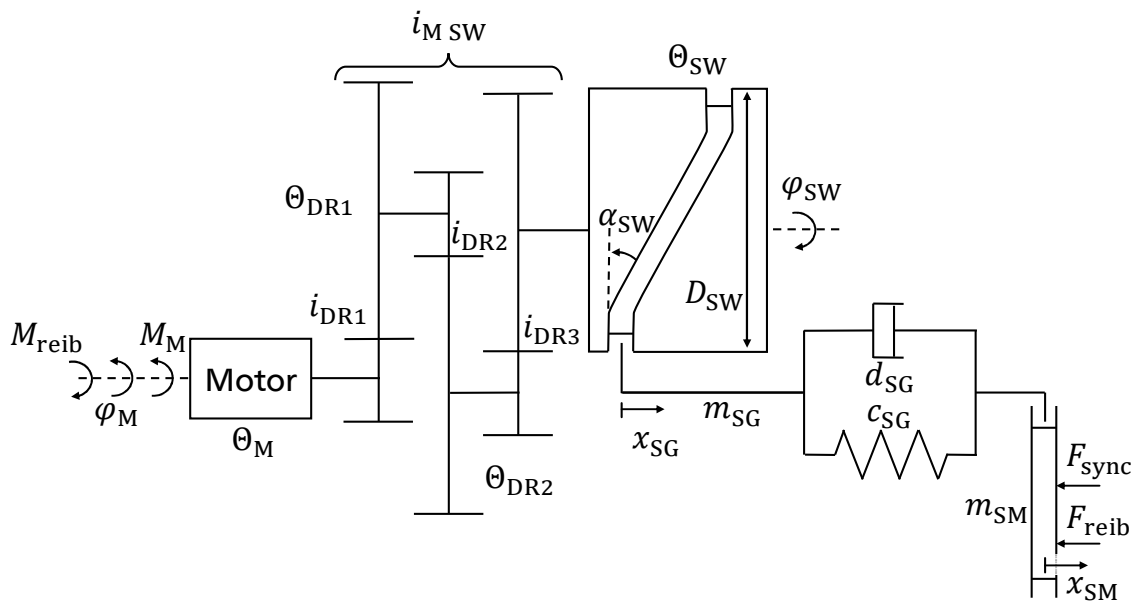


Abbildung 3.4: Ersatzschaltbild der elastischen Schaltwalzenaktorik mit Schiebemuffe für das detaillierte Systemmodell

Da unter Last deutliche Verformungen an der Schaltgabel auftreten, wird diese als Feder-Dämpfer-System, mit der Federsteifigkeit c_{SG} und der Dämpfungskonstante d_{SG} modelliert. Zudem wird bei der Modellierung das Spiel zwischen Gleitstein und Schaltwalzennut sowie Schaltgabel und Schiebemuffe berücksichtigt. Dadurch ergeben sich die zusätzlichen Freiheitsgrade an der Schaltgabel x_{SG} und an der Schiebemuffe x_{SM} . An der Schiebemuffe greift die Kraft der Synchronisierungseinheit F_{sync} an, die im nächsten Abschnitt beschrieben wird.

Die Modellierung der Schaltaktorik basiert im Wesentlichen auf den Differentialgleichungen des Modells aus Abschnitt 3.2. In der elektrischen Differentialgleichung des Motors (Gleichung (3.7)) wird die Induktivität L nicht vernachlässigt sondern mit berücksichtigt. Das Spiel zwischen Schaltwalze und Gleitstein sowie zwischen Schaltgabel und Schiebemuffe wird über ein hybrides Modell berücksichtigt. Wenn der Gleitstein in der Nut anliegt gilt somit

$$\Theta_{\text{red M}} \ddot{\vartheta}_{\text{M}} = M_{\text{M}} - \frac{F_{\text{SG}}}{\lambda_{\text{ver}} \cdot i_{\text{M SG}}} - M_{\text{reib}} \quad (3.24)$$

mit

$$\Theta_{\text{red M}} = \Theta_{\text{M}} + \frac{\Theta_{\text{DR1}}}{i_{\text{DR1}}^2} + \frac{\Theta_{\text{DR2}}}{i_{\text{DR2}}^2 \cdot i_{\text{DR1}}^2} + \frac{\Theta_{\text{SW}}}{i_{\text{M SW}}^2} + \frac{m_{\text{SG}}}{i_{\text{M SG}}^2} \quad (3.25)$$

und

$$F_{\text{SG}} = c_{\text{SG}}(x_{\text{SG}} - x_{\text{SM}}) + d_{\text{SG}}(\dot{x}_{\text{SG}} - \dot{x}_{\text{SM}}). \quad (3.26)$$

Beim Ablösen des Gleitsteins von der Nutflanke werden in Gleichung (3.24) beziehungsweise (3.25) die Masse der Schaltgabel m_{SG} und die Schnittkraft an der Schaltgabel F_{SG} nicht berücksichtigt.

Für die Schiebemuffe wird die Differentialgleichung mit dem Freiheitsgrad x_{SM} aufgestellt. Auf sie wirken neben der Kraft F_{SG} auch die Kräfte aus der Synchronisierung F_{sync} und eine Reibkraft F_{reib} nach Coulomb mit einer Unterteilung in Haft- und Gleitreibung.

$$m_{\text{SM}} \ddot{x}_{\text{SM}} = F_{\text{SG}} - F_{\text{sync}} - F_{\text{reib}} \quad (3.27)$$

Ist das Spiel zwischen Schaltgabel und Schiebemuffe noch nicht überwunden, wird in Gleichung (3.27) die Federkraft F_{SG} ebenfalls nicht berücksichtigt.

Der Zusammenhang zwischen dem Schaltwalzenwinkel und der Schaltgabelposition über die Nutkontur wird über ein *Lookup Table* und dem Spiel in der Nut hergestellt. Ebenfalls wird, vergleichbar zu Abschnitt 3.2, in den entsprechenden Gleichungen Reibung berücksichtigt. Das Reibmoment M_{reib} wird allerdings mit Messungen ohne die Bewegung der Schiebemuffe identifiziert. Der Gleitreibungsanteil der Reibkraft F_{reib} wird für den Stillstand des Radsatzes aus Messungen während der Freiflugphase nach

Abzug der Kräfte aus den Druckstücken identifiziert. Der Haftreibungsanteil ergibt sich dabei aus der Losbrechkraft beim Anfahren der Schiebemuffe. Bei Drehung des Radsatzes wird dies durch die Reibkraft zwischen Schiebemuffe und Synchronkörper ergänzt, welche sich aus dem Reibkoeffizienten und dem übertragenen Moment berechnet.

3.3.1 Kräfte an der Synchronisierung

Wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, besteht die Synchronisierung aus verschiedenen Zahnelementen, die aneinanderstoßen. Zudem gibt es verschiedene Druckstücke und Rastierungselemente, die Kräfte auf die Schiebemuffe ausüben. Bei der Modellierung erfolgt eine Orientierung an dem Synchronisierungsmodell von Kirchner [121], da umfangreiche Untersuchungen zu verschiedenen Kontaktmodellen und Vergleiche mit Messungen sowie Finite-Elemente-Modellen durchgeführt wurden.

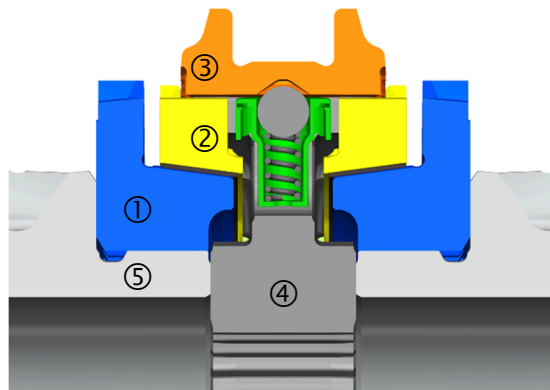


Abbildung 3.5: Seitenansicht einer Synchronisierungseinheit mit Kupplungskörper ①, Synchronring ②, Schiebemuffe ③, Synchronkörper ④ und Schaltrad ⑤

Zum besseren Verständnis ist in Abbildung 3.5 eine Seitenansicht als Schnitt durch die Synchronisierungseinheit dargestellt. Als erstes wird der Kugel-Feder-Mechanismus betrachtet. Über den Umfang sind im Referenzsystem sechs solcher Mechanismen gleichmäßig verteilt. Die Kugel folgt dabei in radialer Richtung einer Kontur in der Schiebemuffe. Der andere Teil des Mechanismus stützt sich bei dreien an einem beweglichen Druckstück ab, welches zur Vorsynchronisierung dient. Die anderen drei Mechanismen, welche nicht dargestellt sind, stützen sich direkt im Synchronkörper ab und dienen somit nur zur Erzeugung bestimmter Rastpositionen. Die Modellierung des Kugel-Feder-Mechanismus erfolgt nach [121] woraus sich nach Gleichung (3.28) eine Kraft auf die Schiebemuffe $F_{KG\ SM}$ und bei den drei Druckstücken nach Gleichung (3.29) über diese eine Kraft auf den Synchronring $F_{KG\ DS}$ ergibt. Die Kräfte sind abhängig vom

Reibungskoeffizienten μ_{KG} zwischen Kugel und Schiebemuffenkontur, der entstehenden Kugeltangenten sowie der entsprechenden Stauchung der Federn x_{Fi} und deren Federsteifigkeit c_{Fi} . Um die aufwendige Berechnung der Kugeltangenten zu vermeiden wird die Stauchung der Federn und die Winkel zur Kugeltangenten γ_i , welche aus Datenblättern bekannt sind, unmittelbar über ein *Lookup Table* vorgegeben. Diese Kennwerte sind dabei unterschiedlich für die Kugel-Feder-Mechanismen zur Vorsynchronisierung und zur Rastierung.

$$F_{KG\ SM} = \sum_{i=1}^6 c_{Fi} \cdot x_{Fi} \cdot \frac{\sin(\gamma_i)}{\cos(\gamma_i) - \sin(\gamma_i) \cdot \mu_{KG} \cdot \text{sign}(\dot{x}_{SM})} \quad (3.28)$$

$$F_{KG\ DS} = \sum_{i=1}^3 c_{Fi} \cdot x_{Fi} \cdot \frac{\sin(\gamma_i) + \cos(\gamma_i) \cdot \mu_{KG} \cdot \text{sign}(\dot{x}_{SM})}{\cos(\gamma_i) - \sin(\gamma_i) \cdot \mu_{KG} \cdot \text{sign}(\dot{x}_{SM})} \quad (3.29)$$

Für den Kontakt zwischen Schiebemuffe und Synchronring wird das Stoßmodell von Hunt und Crossley [123] verwendet, welches auch in [121] Anwendung findet. Es hat den Vorteil, dass keine Sprünge bei Kontaktbeginn auftreten und die notwendigen Parameter sind aus Untersuchungen mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) in [121] bekannt. Aus dem Stoßmodell ergibt sich nach Gleichung (3.30) die Kraft in Normalenrichtung $F_{SM\ SR\ N}$, die auf die Zähne des Synchronrings und der Schiebemuffe wirkt.

$$F_{SM\ SR\ N} = c_Z \cdot \delta^n \left(1 + \frac{d_Z \cdot \dot{\delta}}{e_Z \cdot \dot{\delta}_0} \right) \quad (3.30)$$

Die Kraft ist abhängig von der Zahnsteifigkeit c_Z , der Penetrationstiefe δ , der Zahndämpfungskonstante d_Z , der Penetrationsgeschwindigkeit $\dot{\delta}$, der Stoßzahl e_Z und der Penetrationsgeschwindigkeit zu Kontaktbeginn $\dot{\delta}_0$. In der FEM Berechnung der Parameter c_Z , d_Z und e_Z wird angenommen, dass fertigungsbedingt nur die Hälfte der Zähne tragend sind. Der Exponent n ist abhängig von der Oberfläche und kann für die ebene Fläche als 1 angenommen werden. Zudem wird beim Ableiten der Zahndächer eine Reibkraft nach Gleichung (3.33) modelliert, wobei der gleiche Reibungskoeffizient wie beim Kontakt von Schiebemuffe und Kupplungskörper angenommen wird.

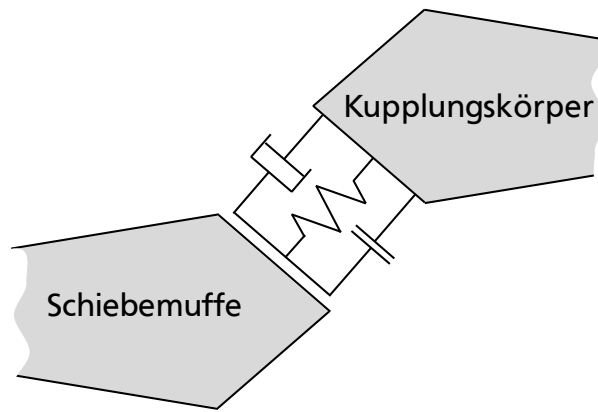


Abbildung 3.6: Ersatzschaltbild für das Kontaktmodell der Zahndächer von Schiebemuffe und Kupplungskörper

Für den Stoßkontakt der Zahndächer von Schiebemuffe und Kupplungskörper beim Einspuren sowie den Kontakt an der Zahn hinterlegung wird nach Abbildung 3.6 ein abweichendes Kontaktmodell genutzt, da in [121] lediglich die Parameter beim Synchronisierungsvorgang angegeben sind und sich bei der Verwendung des Modells nach Hunt und Crossley für den Kontakt nicht plausible Verläufe in der Simulation ergeben. Das Kontaktmodell ist als Parallelschaltung aus Feder und Dämpfer aufgebaut und wird auch als Kelvin-Voigt Modell bezeichnet. Es findet ebenfalls Anwendung in [56], [122], [124] und die Parameter können aus der Modellierungssoftware *SimulationX* übernommen werden, in der ebenfalls dieses Kontaktmodell genutzt wird. Die unterschiedlichen Phasen, in denen das Kontaktmodell genutzt wird, werden durch die Variation der entsprechenden Parameter modelliert. So ergeben sich unterschiedliche Winkel, Steifigkeiten und Dämpfungen für die Zahndächer und die Hinterschneidung. Feder und Dämpfer sind beim Anlagenwechsel mit Spiel behaftet (die weiteren Zähne von Schiebemuffe und Kupplungskörper sind in der Abbildung nicht dargestellt) und es tritt zusätzlich Reibung quer zur Kraftrichtung der Feder auf, wenn die beiden Auflageflächen sich relativ zueinander bewegen. Aus dem Kontaktmodell lässt sich die Normalkraft $F_{SM\,KK\,N}$ nach Gleichung (3.31) bestimmen.

$$F_{SM\,KK\,N} = c_z \delta + d_z \dot{\delta} \quad (3.31)$$

Ergänzend zum Kontakt der Schiebemuffe mit dem Synchronkörper muss bei der Berechnung der Penetrationstiefe und deren Geschwindigkeit auch die Differenzwinkelgeschwindigkeit zwischen Schiebemuffe und Kupplungskörper berücksichtigt werden. Die Penetrationstiefe für den Kontakt von Schiebemuffe und

Kupplungskörper berechnet sich mit dem Zahnwinkel α_Z und dem Durchmesser des Kupplungskörpers D_{KK} somit nach Gleichung (3.32) und die Penetrationsgeschwindigkeit entsprechend aus deren Ableitung.

$$\delta = \int (\omega_{SM} - \omega_{KK}) dt \cdot \frac{D_{KK}}{2} \cdot \cos(\alpha_Z) + \Delta x_{SM KK} \cdot \sin(\alpha_Z). \quad (3.32)$$

Für Gleichung (3.30) wird ebenfalls diese Berechnung genutzt, wobei die Differenz der Winkelgeschwindigkeiten aufgrund des Anschlages des Synchronrings am Synchronkörper zu Null wird und der Differenzweg beziehungsweise die Überlappung zwischen Schiebemuffe und Kupplungskörper $\Delta x_{SM KK}$ durch die entsprechende Differenz zwischen Schiebemuffe und Synchronring ersetzt werden muss.

Die Simulation hat gezeigt, dass sich der Kraftsprung beim Kontakt durch die Dämpfungskraft, wie in [121] beschrieben, negativ auf die Simulation auswirkt und zu nicht plausiblen Ergebnissen führt. Daher wird ein PT_1 -Glied mit einer Zeitkonstante von 1 ms nachgeschaltet.

Abschließend lassen sich die Kräfte auf die Schiebemuffe aus der Synchronisierungseinheit F_{sync} in Gleichung (3.34) zusammenfassen. Dafür müssen die Normalkräfte (3.30) und (3.31) mithilfe von Gleichung (3.33) in die Axialkomponente umgerechnet werden. Die Reibung beim Abgleiten der Zähne wird ebenfalls bei der Umrechnung mit dem Reibungskoeffizienten μ berücksichtigt.

$$F_A = F_N \cdot [\sin(\alpha_Z) + \mu \cdot \cos(\alpha_Z) \cdot \text{sign}(\dot{x}_{SM})] \quad (3.33)$$

$$F_{sync} = \begin{cases} F_{SM KK A} + F_{KG SM} & \text{für } x_{EG} \leq x_{SM} < x_{KK EG} \\ F_{KG SM} & \text{für } x_{KK EG} \leq x_{SM} < x_{sync} \\ F_{SM SR A} + F_{KG SM} & \text{für } x_{sync} \leq x_{SM} < x_{KK ZG} \\ F_{SM KK A} + F_{KG SM} & \text{für } x_{KK ZG} \leq x_{SM} \leq x_{ZG} \end{cases} \quad (3.34)$$

Im ersten Schritt des Schaltvorgangs bewegt sich die Schiebemuffe aus der Gangstellung des eingelegten Gangs x_{EG} bis sie die Position des Kupplungskörpers $x_{KK EG}$ überfährt. Währenddessen wirkt die Kraft aus dem Kugel-Feder-Mechanismus $F_{KG SM}$, welche über den gesamten Schaltvorgang vorhanden ist, und die Kraft aus der Hinterschneidung $F_{SM KK A}$ auf die Schiebemuffe. Danach wirkt bis zum Beginn der Synchronisierung x_{sync} nur die Kraft aus dem Kugel-Feder-Mechanismus. Während der

Synchronisierung wirkt auf die Schiebemuffe die Kraft aus dem Kontakt mit den Zähnen des Synchronrings $F_{SM\ SR\ A}$, welche nach Überwindung der Zahndächer verschwindet. Nach der Synchronisierung und dem weiteren Verfahren der Schiebemuffe trifft diese an der Position $x_{KK\ ZG}$ auf den Kupplungskörper des Zielgangs. Dort wirkt die Kraft $F_{SM\ KK\ A}$, welche sich aus dem Dachkontakt und dem Kontakt in der Hinterschneidung des Kupplungskörpers berechnet. An der Position x_{ZG} ist der Zielgang eingelegt und der Schaltvorgang abgeschlossen. Die Position beim Auftreffen der Schiebemuffe auf den Kupplungskörper $x_{KK\ ZG}$ ist im Realsystem zufällig und kann in der Simulation auf einen Wert festgelegt werden oder wird zufällig festgelegt. Dabei können nach [125] vier verschiedene Szenarien auftreten, welche vom Simulationsmodell abgebildet werden können. Diese sind das Einspuren ohne Zahnkontakt, das Abweisen der Zähne ohne Einspuren sowie das Einspuren mit Zahnkontakt mit dem zulaufenden oder dem weglaufenden Zahn.

3.3.2 Antriebsstrang und Synchronisierungsmoment

Wie in Abschnitt 2.2 beschrieben dient die Synchronisierung zur Drehzahlanpassung der Eingangswelle beim Schaltvorgang. Dabei wird die Eingangswelle des entsprechenden Teilgetriebes durch Reibung zwischen Kupplungskörper und Synchronring auf das neue Drehzahlniveau angepasst. Das durch die Reibung erzeugte Synchronisierungsmoment M_{sync} berechnet sich aus der Normalkraft zwischen dem Kupplungskörper und dem Synchronring nach Gleichung (3.35).

$$M_{sync} = (F_{KG\ DS} + F_{SM\ SR\ A}) \cdot \frac{D_{SR} \cdot \mu_{SR}}{2 \cdot \sin(\beta)} \quad (3.35)$$

Während der Vorsynchronisierung berechnet sich die Axialkraft auf den Synchronring aus der Kraft der Druckstücke $F_{KG\ DS}$ und wird beim eigentlichen Synchronisierungsvorgang durch die Axialkomponente an den Zähnen von Schiebemuffe und Synchronring $F_{SM\ SR\ A}$ ergänzt. Die Normalkraft wird mithilfe des Konuswinkels der Reibfläche β aus der Axialkomponente berechnet und mit dem Reibungskoeffizienten μ_{SR} die Reibkraft bestimmt. Mit dem mittleren Durchmesser der Reibfläche des Synchronrings D_{SR} kann anschließend das Synchronisierungsmoment bestimmt werden. Wird eine Mehrkonus-Synchronisierung verwendet, muss der Term mit der Anzahl der Reibflächen multipliziert werden, wobei gegebenenfalls auch weitere Parameteränderungen berücksichtigt werden müssen.

Die Bewegungsgleichung der Eingangswelle lässt sich nach dem Öffnen der Kupplung durch Gleichung (3.36) beschreiben.

$$\Theta_{\text{red EW}} \ddot{\varphi}_{\text{EW}} = -\frac{M_{\text{sync}}}{i_{\text{ZG}}} - M_{\text{schlepp}} - \frac{F_{\text{SM KK U}} \cdot D_{\text{KK}}}{2} \quad (3.36)$$

In der reduzierten Trägheit $\Theta_{\text{red EW}}$ werden neben der Eingangswelle die mit der Eingangswelle verbundenen Kupplungsteile und die Losräder des Teilgetriebes berücksichtigt. Neben dem Synchronisierungsmoment wird zum einen ein Schleppmoment M_{schlepp} berücksichtigt, welches sich im Wesentlichen aus Verlusten an der Kupplung, den Zahnrädern und den Lagern zusammensetzt. In der Realität ist dies von sehr vielen Faktoren, wie Temperatur und (Differenz-)Drehzahlen abhängig, wobei in dieser Simulation vereinfachend ein konstanter Wert, der sich an Messwerten orientiert, zur besseren Vergleichbarkeit angenommen wurde. Des Weiteren entsteht durch die Normalkraft an den Zähnen von Schiebemuffe und Kupplungskörper eine Umfangskraft $F_{\text{SM KK U}}$, die sich nach Gleichung (3.37) berechnet und in der ebenfalls die Reibung beim Abgleiten der Zähne berücksichtigt wird.

$$F_{\text{SM KK U}} = F_{\text{SM KK N}} \cdot [\cos(\alpha_z) - \mu \cdot \sin(\alpha_z) \cdot \text{sign}(\dot{x}_{\text{SM}})] \quad (3.37)$$

Die bisher beschriebene Formulierung ist ausreichend, um z. B. Aussagen über die Schaltdynamik treffen zu können. Drehzahlschwankungen, die sich durch das an der Abtriebswelle abstützende Moment beim Schaltvorgang ergeben, können durch die im Verhältnis zur reduzierten Trägheit der Eingangswelle sehr hohen reduzierten Trägheit der Abtriebswelle (im Speziellen durch die Fahrzeugmasse und die Anbindung des Motors über das geschaltete Teilgetriebe) für diese Untersuchungen vernachlässigt werden. Die Drehzahl der Abtriebswelle, kann dabei als konstant oder für einen Beschleunigungsvorgang als Funktion vorgegeben werden.

Um dennoch den Einfluss des Synchronisierungsmoments auf den Komfort abschätzen und ihn für verschiedene Synchronisierungsstrategien vergleichen zu können, muss ein Antriebsstrangmodell implementiert werden. Die daraus resultierenden Antriebsstrangschwingungen ermöglichen die Komfortbewertung auf Basis geeigneter Kenngrößen, welche in Abschnitt 5.3 beschrieben werden. Das Ersatzschaltbild des simulierten Antriebsstrangs ist in Abbildung 3.7 dargestellt. Die Verbrennungskraftmaschine (VKM) ist über ein Zweimassenschwungrad (ZMS) mit der

Doppelkupplung (K_1 und K_2) verbunden. Während einer inneren Schaltung ist im schaltenden Teilgetriebe die Kupplung geöffnet und im anderen Teilgetriebe geschlossen. Über die Getriebestufe mit der Übersetzung i_{G0} , das Getriebedifferential mit der Übersetzung i_{D1} sowie die Seitenwellen mit der Dämpfungskonstante d_{SeitW} und der Steifigkeit c_{SeitW} wird das Moment der VKM über das Teilgetriebe mit geschlossener Kupplung auf die Räder geleitet. Da die Ausgangswelle des nicht geschalteten Teilgetriebes fest mit dem Differential verbunden ist, ist deren Drehzahl über die Übersetzung i_{D2} proportional zur Fahrgeschwindigkeit v_{FZG} . Die Fahrgeschwindigkeit wird in den gezeigten Untersuchungen von einem Fahrermodell auf die Sollgeschwindigkeit v_{soll} geregelt, wobei verschiedene Sollwertvorgaben denkbar sind. Der Regler im Fahrermodell bestimmt die notwendigen Fahrpedalstellungen für das VKM-Modell und das Bremsenmodell. Die innere Schaltung der Gänge mit den Übersetzungen i_{G1} und i_{G2} wird über das zuvor beschriebene Synchronisierungsmodell abgebildet.

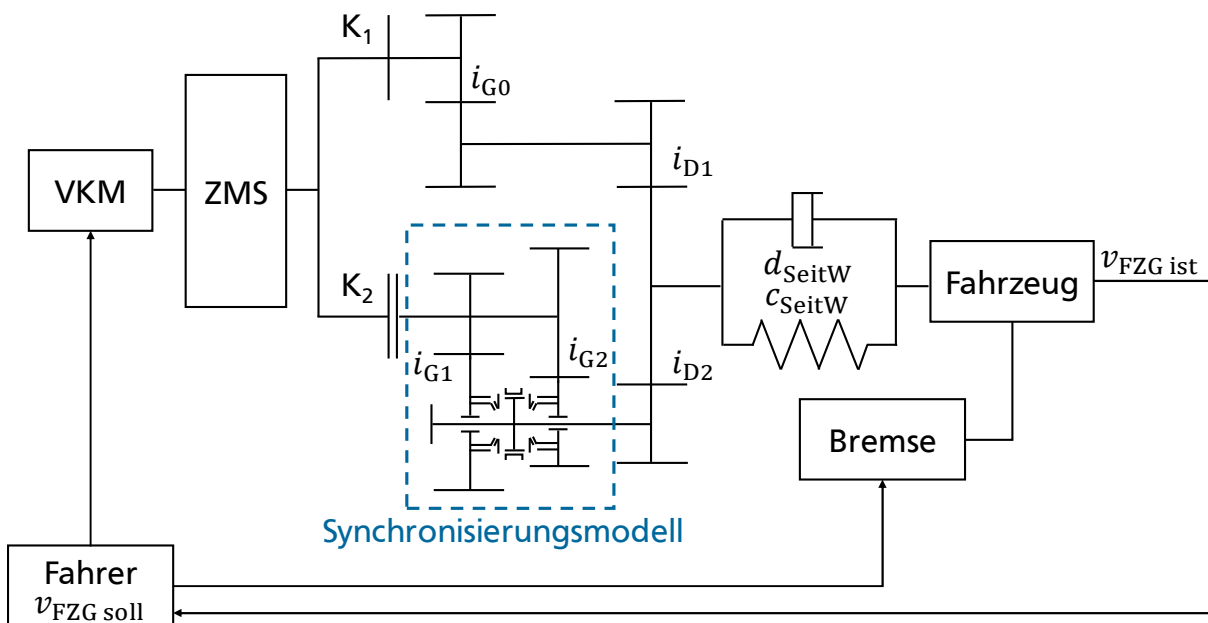


Abbildung 3.7: Ersatzschaltbild des Fahrzeugantriebsstrangs mit Verbrennungskraftmaschine (VKM), Zweimassenschwungrad (ZMS), Kupplungen (K_1 , K_2), Seitenwellen (SeitW), Fahrzeug, Bremse und Fahrer

Die Modellierung des Fahrers, der VKM, des ZMS, der Bremse und des Fahrzeugs wird aus [126] übernommen. Im Fahrermodell werden die Fahrpedalstellungen der Verbrennungskraftmaschine und der Bremse über einen PID-Regler mit entsprechender Sollgrößenbeschränkung bestimmt. Die VKM ist als „Vierzylinder Diesel“ modelliert und

die Leistungsdaten entsprechen einem Fahrzeug, in dem das Getriebe eingesetzt werden kann. In dem VKM-Modell wird entsprechend einem Motorkennfeld aus der Fahrpedalstellung und dem aktuellen Betriebspunkt ein stationäres Moment bestimmt. Über die Modellierung der Drehmomentschwankungen infolge der drehzahlabhängigen Bewegung des Kolbens während des Verbrennungsprozesses werden die Drehzahl-schwingungen des Motormoments abgebildet. Das Moment der VKM wird an das ZMS übertragen, welches dieses über zwei Massen, welche mit nichtlinearen Federn und Dämpfern verbunden sind, an die Kupplungen überträgt. Da die Kupplungen für die Untersuchungen nur als offen oder geschlossen angesehen werden, ist es ausreichend die Kupplungen durch Trägheiten zu modellieren. Für das schaltende Teilgetriebe wird für den Gangwechsel das beschriebene Synchronisierungsmodell verwendet, wobei die Zahnräder als starr angenommen werden. Dies gilt ebenfalls für das Teilgetriebe mit geschlossener Kupplung, über die das Motormoment an die Seitenwellen übertragen wird. Die Seitenwellen werden vereinfacht als Parallelschaltung von Feder und Dämpfer modelliert, was aufgrund des näherungsweise konstanten Antriebsmoments während der Schaltung möglich ist, so dass Spiel nicht berücksichtigt werden muss. Im Fahrzeugmodell wird nur die Längsdynamik des Fahrzeugs in der Ebene berücksichtigt. Neben den Fahrzeugwiderständen ist im Fahrzeugmodell ein Pacejka Reifenmodell [127] implementiert. Die vom Reifen erzeugte Längskraft wirkt somit dem Luftwiderstand und dem Rollwiderstand des Reifens entgegen. Über die Bremse wird bei Bewegung des Fahrzeugs proportional zur Bremspedalstellung ein Bremsmoment an den Reifen gestellt.

Zur Parametrierung der Modelle, ausgenommen der Synchronisierung, werden die Daten eines Mittelklassefahrzeuges nach [126] genutzt. Zur Simulation verschiedener Schaltungen werden die Parameter des Getriebes entsprechend angepasst.

3.3.3 Ansteuerung der Schaltaktorik

In Abschnitt 3.2 wird zur Ansteuerung der Schaltaktorik eine optimale Steuerung genutzt. Für den Einsatz im Realsystem ist dies nicht praktikabel, da sich Systemparameter durch z. B. Temperatur oder Verschleiß verändern und dies nur bedingt von der Steuerung berücksichtigt werden kann. Um das Modell mit Messungen validieren und das Verbesserungspotenzial bestimmen zu können, wird daher zunächst angestrebt die Ansteuerung der Schaltaktorik möglichst vergleichbar zum Realsystem

abzubilden. Neben der unmittelbaren Regelungsstrategie, welche näher in Kapitel 5 betrachtet wird, müssen weitere Systemeigenschaften bei der Modellbildung der Ansteuerung berücksichtigt werden, welche im Folgenden näher beschrieben werden.

Für die unterschiedlichen Phasen des Schaltvorgangs sind unterschiedliche Regler- und Steuerungsstrukturen zur Bestimmung der Stellspannung notwendig, um den unterschiedlichen Anforderungen wie Verschleiß, NVH und Schaltzeit gerecht zu werden. Die verschiedenen Regler und Steuerungen werden über einen Zustandsautomaten in *MATLAB Simulink Stateflow* entsprechend der aktuellen Schaltphase ausgewählt und parametrisiert. Die Bestimmung der Stellspannung erfolgt zudem nicht in der Simulationsschrittweite, sondern im Berechnungstakt des Seriensteuergeräts.

Der von der Steuerung oder Regelung bestimmte Wert ist nicht unmittelbar die Stellspannung, sondern ein prozentualer Anteil der Versorgungsspannung, was einer Stellgrößenbestimmung bei einer PWM-Ansteuerung des Motors entspricht. Somit wirken sich Spannungsschwankungen in der Versorgungsspannung, welche bei hohen Strömen auftreten, direkt auf die Systemdynamik aus. Die Modellierung dieser Schwankungen kann mittels verschiedener Modelle erfolgen [128], wobei das Thevenin-Modell für diesen Anwendungsfall den besten Kompromiss aus Modellgenauigkeit sowie Modellierungs- und Identifikationsaufwand liefert. Bei diesem Modell wird zu der Spannungsquelle und dem Innenwiderstand ein paralleles RC-Glied in Reihe geschaltet. Die Parameteridentifikation erfolgt mittels der *MATLAB Parameter Estimation Toolbox* anhand des Verhaltens des Referenzmotors und einer Autobatterie bei Beschleunigung des Systems.

3.3.4 Modellvalidierung

Während für die Teilsysteme des Fahrzeugs in [126] eine Validierung durchgeführt wurde, fehlt eine Validierung des detaillierten Schaltaktorikmodells inklusive Synchronisierung. Bei der Modellierung der Synchronisierung ist insbesondere die Verwendung vieler Literaturwerte kritisch zu beurteilen. Zudem unterliegen die Parameter, die vom Referenzsystem bekannt sind, Schwankungen aus Produktion und Umwelteinflüssen. Um daher die Modellgüte beurteilen zu können, wird eine Modellvalidierung durchgeführt. Die beschriebene Validierung bezieht sich auf die Simulation des Realsystems im Fahrzeug, sodass für den Abgleich Messungen aus einem Fahrzeug mit entsprechendem Getriebe verwendet werden. Ergänzend wird in dieser Arbeit in Kapitel 5 ein Schaltaktorikprüfstand genutzt, dessen Verhalten ebenfalls in einer Simulation abgebildet wird.

Durch andere Randbedingungen können die Parameter aus der Simulation des Realsystems nicht unmittelbar zur Simulation des Prüfstands genutzt werden. Die entsprechende Anpassung der Simulation an den Prüfstand wird in Abschnitt 5.1 beschrieben.

Für die Validierung und die Parameteranpassung wird zunächst nur das Synchronisierungsmodell genutzt, da sich bei der Analyse von Fahrzeugmessungen gezeigt hat, dass der Drehzahlabfall an der Ausgangswelle durch das Synchronisierungsmoment bei ca. 1 % liegt und allgemein die Simulation des Synchronisierungsmodells weniger Rechenzeit benötigt. Für die Simulation wird der Solver ode1 mit einer Schrittweite von 0.01 ms gewählt, welche deutlich unterhalb der in [121] empfohlenen Mindestschrittweite zur Simulation der Kontaktstöße von 2 ms und der zur Simulation der Ansteuerung benötigten Schrittweite von 0.5 ms liegt. Die deutlich geringere Schrittweite ist notwendig, da ansonsten durch die zu geringe Zeitdiskretisierung Fehler bei der Integration auftreten und die Simulation nicht durchlaufen werden kann. Alternativ kann zur Lösung auch ein anderer Solver mit größerer Schrittweite genutzt werden, was allerdings zu keinem Vorteil in der Rechenzeit führt. Ein Solver mit variabler Schrittweite ist auch möglich, tendiert aber zu einer sehr geringen Schrittweite, was mit erhöhten Rechenzeiten einhergeht. Für die Lösung im Gesamtfahrzeugmodell eignet sich hingegen ein Solver mit variabler Schrittweite (z. B. ode45), um für den Fahrzeugzustand ohne Schaltung eine geringe Rechenzeit zu erhalten und so insgesamt die Rechenzeit gering halten zu können.

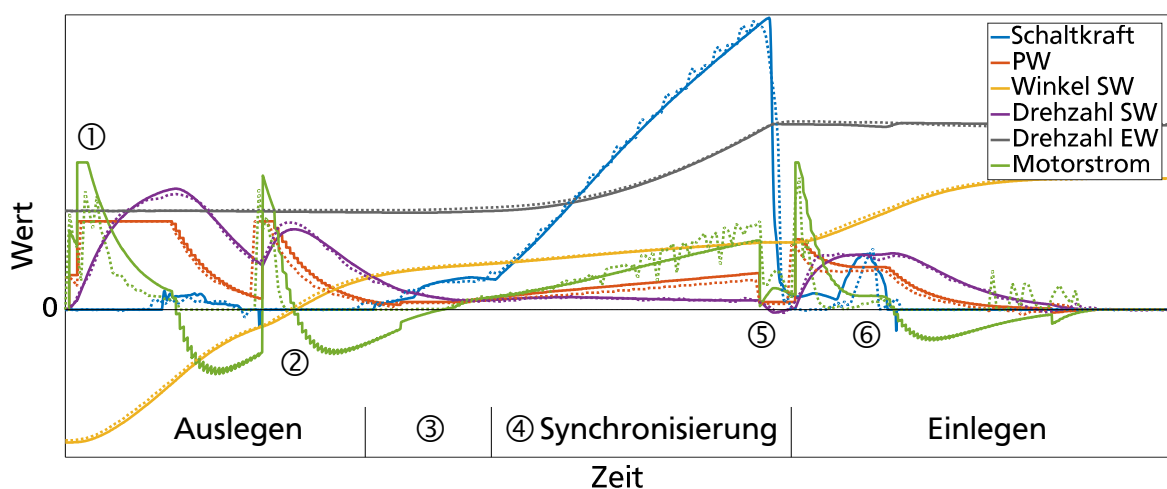


Abbildung 3.8: Vergleich von Simulation (durchgezogene Linie) und Fahrzeugmessung (gepunktete Linie) für eine Rückschaltung im Fahrzeug mit charakteristischen Phasen (③ Vorsynchronisierung und ④) und weiteren Merkmalen (①, ②, ⑤ und ⑥)

In Abbildung 3.8 ist zur Validierung der Vergleich einer Messung mit dem Ergebnis des Simulationsmodells dargestellt. Es handelt sich um einen gesamten Schaltvorgang mit einer Gesamtdauer von ca. 0.7 s, sodass alle Phasen vom Auslegen des Gangs bis zum Einlegen dargestellt sind. Übersichtshalber ist als Messung nur ein Schaltvorgang dargestellt, wobei eine große Übereinstimmung bei Wiederholung des Schaltvorgangs festgestellt werden kann. Wesentliche Unterschiede, die sich bei der Wiederholung dieser oder anderer Schaltungen aufzeigen, werden an den entsprechenden Stellen in der folgenden Erläuterung erwähnt. Bei der Messung handelt es sich um eine Fahrzeugmessung, wobei ergänzend auf den Schaltgabeln Dehnungsmessstreifen (DMS) aufgebracht wurden, um die Schaltkraft messen zu können. In der Simulation wird zum Auslösen des Schaltvorgangs lediglich der Zielgang vorgegeben, woraufhin der Zustandsautomat die einzelnen Regler auswählt und bedatet. Für den Auslegevorgang, das Anfahren der Vorsynchronisierung und das Einlegen des Gangs wird ein Positionsregler verwendet. Für die Synchronisierung wird eine Steuerung verwendet, die einen progressiven Kraftverlauf vergleichbar zu [53] erzeugt. Die Reglerparameter und die Übergangsbedingungen zwischen den Reglern sind in Messung und Simulation weitestgehend identisch.

Zu Beginn des Schaltvorgangs ① wird die Neutralposition ②, mit einem Winkel der Schaltwalze (SW) von 0, als Sollwert vorgegeben. Daraus resultiert ein Sprung im pulsweitenmodulierten Stellsignal, welches als Pulsweite (PW) aufgetragen ist, und im Motorstrom, wobei der Strom aufgrund des Maximalstroms der Leistungselektronik begrenzt wird. Anzumerken ist, dass in dem Diagramm das Stellsignal des Reglers eingezeichnet ist. Das Erreichen der Strombegrenzung führt beim Realsystem zu einer entsprechenden kurzzeitigen Reduzierung der Pulsweite. Durch den Sprung im Stellsignal erfolgt die Beschleunigung der Schaltwalze, welche vor dem Erreichen der Neutralposition durch Reduzierung des Stellsignals wieder abgebremst wird. Die Stromschwankungen, die insbesondere bei negativen Stromwerten zu erkennen sind, resultieren aus der diskreten Berechnung des Stellsignals. Zudem werden negative Stromwerte von den im Referenzsystem verbauten Stromsensoren nicht erfasst und können somit nicht dargestellt werden. Beim Auslegevorgang sind, wie in der Abstraktion gezeigt, nur geringe Kräfte notwendig, die von den Kräften an den Rastierungselementen dominiert werden. Vor dem Erreichen der Neutralposition wird der Sollwert des Reglers auf die Position, an der die Vorsynchronisierung beginnt, gesetzt. Die Reglerparameter sind dabei so gewählt, dass beim Erreichen der Position eine

geringe Restgeschwindigkeit vorhanden ist, sodass die Schaltwalze sich zwar weiterdreht, aber nur eine geringe Geräuscentwicklung beim Aufeinandertreffen der Zähne von Schiebemuffe und Synchronring vorhanden ist. Der Beginn der Vorsynchronisierung ③ ist durch einen Kraftanstieg zu erkennen, der durch die Vorsynchronisierungselemente entsteht. Gleichzeitig wird das Stellsignal linear erhöht, was in der darauffolgenden Synchronisierung ④ zu einem linearen Anstieg der Schaltkraft führt.

Während die Drehzahl der Eingangswelle (EW) durch das Schleppmoment nach dem Einspielen der Schiebemuffe in die Kupplungsverzahnung leicht abgefallen ist, erfolgt nun die Drehzahlanpassung der Eingangswelle auf das neue Drehzahlniveau. Der Drehzahlabfall und die Charakteristik der Drehzahlanpassung sind wesentlich abhängig vom Schleppmoment und dem Reibkoeffizienten, die wiederum teils starke Abhängigkeiten z. B. in Bezug auf Temperatur, Toleranzen und Verschleiß aufweisen. Dies zeigt sich auch durch ein leicht unterschiedliches Verhalten über verschiedene Messungen. Allerdings kann, wie gezeigt, auch mit einer für den Schaltprozess konstanten Formulierung dieser Größen, ein gutes Ergebnis erzielt werden. Lediglich eine leichte Erhöhung des Stellsignals während der Synchronisierungsphase ist notwendig. In der Messung ist zu erkennen, dass während der Synchronisierung im Stromsignal Sprünge auftreten und auch der Schaltkraftanstieg leicht wellig ist. Dies ist auf *Stick-Slip* Effekte in der Schaltwalzenaktorik zurückzuführen, welche aber nicht vom Simulationsmodell abgebildet werden.

Kurz bevor die Drehzahlgleichheit zwischen Schiebemuffe und Kupplungskörper erreicht wird, erfolgt eine Reduzierung des Stellsignals ⑤. Falls dies nicht vor Erreichen der Drehzahlgleichheit erfolgt, würde dies eine unkontrollierte Beschleunigung der Schaltgabel zur Folge haben, da die Schaltkraft durch Aufheben der Sperrbedingung schlagartig abfällt. Die durch die unkontrollierte Beschleunigung entstehende Geschwindigkeit kann beim Aufeinandertreffen von Schiebemuffe und Kupplungskörper zu NVH-Problemen führen. Der Abfall der Schaltkraft ist in der Messung nicht ganz schlagartig, was wahrscheinlich auf Relaxationsprozesse zurückzuführen ist, die in der Simulation nur bedingt abgebildet werden. Das unmittelbare Umschalten zwischen Federkraft und Reibkraft in der Simulation mit einem Zeitverzögerungsglied hat aber keine negativen Auswirkungen auf die Simulationsgüte. Zudem unterscheidet sich der

Schaltkraftabfall über verschiedene Messungen und ein Einfluss durch die DMS Messung ist nicht auszuschließen, was die Anpassung von Simulation und Messung in diesem Bereich erschwert.

Nach der Synchronisierung erfolgt die erneute Beschleunigung der Schaltwalze, um den Gang einzulegen. Dabei wird die Geschwindigkeit des Systems für das Aufeinandertreffen der Schiebemuffe auf die Zähne des Kupplungskörpers begrenzt. Dieses Aufeinandertreffen ist auch an einem Kraftanstieg in Messung und Simulation zu erkennen ©. Während in der Simulation die Position des Auftreffens vorgegeben wird, ist diese in den Messungen unterschiedlich und zeigt sehr verschiedene Ausprägungen. Nach dem Überwinden des zweiten Druckpunkts ist der Gang soweit eingelegt, dass mit der Kupplungsüberblendung begonnen werden kann. Die Schaltwalze dreht sich dabei weiter, um die Schaltgabel so weit zu verschieben, dass kein Kontakt zwischen Schiebemuffe und Schaltgabel vorhanden ist. Die Schiebemuffe wird dann durch die Rastierungselemente in der Gangstellung gehalten.

Insgesamt zeigt sich, dass eine gute Übereinstimmung auch unter Verwendung vieler Literaturwerte zwischen Simulation und Messung erreicht werden kann. Über eine Sensitivitätsanalyse mithilfe einer Parametervariation konnten einflussreiche Parameter ermittelt und deren Einfluss abgeschätzt werden. Daraus hat sich ergeben, dass insbesondere die Gesamtverluste der Schaltaktorik, der Reibungskoeffizient zwischen Synchronring und Kupplungskörper sowie das Schleppmoment im Antriebsstrang gegenüber den Werten aus Literatur und Datenblättern angepasst werden mussten. Dafür wurde eine Analyse der einzelnen Schaltphasen und Messwerte durchgeführt, aus denen die Parameter auf Basis der Werte aus Literatur und Datenblättern abgeschätzt wurden. Da diese Parameter zudem abhängig von dem einzulegenden Gang sind, müssen sie für die Simulation der Schaltungen in die acht verschiedenen Gänge des Referenzsystems einzeln bestimmt werden. Zudem müssen auch die weiteren Parameter an die Datenblätter angepasst werden. So unterscheiden sich bei der Simulation der verschiedenen Gänge neben der Übersetzung, zur Bestimmung der Drehzahldifferenz und der reduzierten Trägheit, im Wesentlichen die Schaltgabelsteifigkeit, die Anzahl der Reibflächen an der Synchronisierung sowie die geometrischen Parameter der Synchronisierung.

4 Gesamtsystemoptimierung

Basierend auf dem in Abschnitt 3.2 entwickelten Modell zur Gesamtsystemoptimierung werden durch Lösung des Optimierungsproblems die Variablenwerte der elektrischen und mechanischen Strecke der Schaltaktorik bestimmt. Ergänzend ergeben sich aus der Lösung des Problems die Werte der Zustandsvariablen und die Sensitivitäten, welche ebenfalls analysiert werden und zum besseren Systemverständnis beitragen. In diesem Kapitel wird zunächst konkret die Schaltwalzenaktorik betrachtet. Dass sich diese ganzheitliche Formulierung ebenfalls für andere Schaltaktorikkonzepte und allgemeine mechatronische Systeme eignet, wird in Kapitel 6 beschrieben. Ergänzend zu den konkreten Nebenbedingungen des Referenzsystems werden in diesem Kapitel Möglichkeiten zur weiteren Verbesserung des Systems betrachtet. Da sich je nach konkretem Anforderungsprofil an das Fahrzeug unterschiedliche Ziele für das Getriebedesign ergeben, wird zur Darstellung der verschiedenen Zielfunktionswerte der Varianten eine Pareto-Front gewählt. Sie zeigt unmittelbar die Lösung für verschiedene Gewichtungen an und unterstützt dadurch den Entscheidungsprozess für eine Variante.

4.1 Optimales Design des Referenzsystems

Wie in der Darstellung des Referenzgetriebes in Abbildung 2.1 zu erkennen ist, besitzt das Referenzsystem zwei Schaltwalzen mit je zwei Schaltgabeln, wobei jede Schaltgabel zwei Gänge einlegen kann. Für die Gesamtsystemoptimierung wird angenommen, dass das optimierte System die unterschiedlichen Anforderungen jedes Gangs erfüllt, sodass die Schaltaktorik für beide Teilgetriebe gleich ist. Abbildung 4.1 zeigt die Pareto-Front und die dazugehörigen Motorkennlinien der verschiedenen Varianten als Ergebnis der Optimierung für ein Schaltwalzensystem mit einem Motor auf Basis von Ferritmagneten und einer Strombegrenzung. Dies entspricht somit einer einfachen Optimierung auf Basis des Referenzsystems aus dem Seriengetriebe.

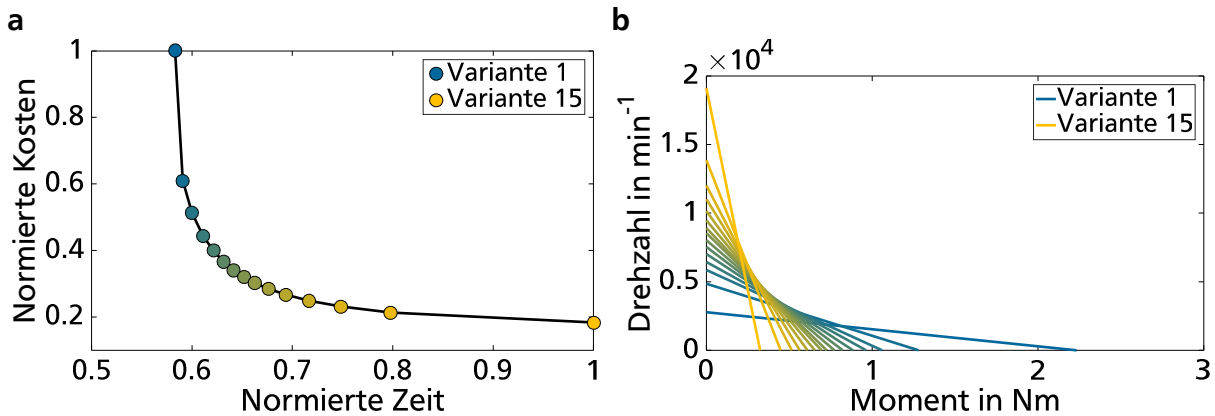


Abbildung 4.1: Pareto-Front (a) und Motorkennlinien (b) für die Optimierung der Schaltwalzenaktorik

In der Pareto-Front sind auf Basis des Kostenmodells in Abschnitt 3.2.1 die normierten Kosten des Motors über der normierten Zeit für den Auslegevorgang (von Gangstellung bis zur Vorsynchronisierung) aufgetragen. Die Werte sind dabei auf die Maximalwerte für Kosten und Zeit normiert. Die weiteren Phasen werden bei der Berechnung der Schaltzeit nicht berücksichtigt, da diese unabhängig von dem verwendeten System sind. In der Pareto-Front ist zu erkennen, dass sich die verschiedenen Varianten der Gesamtsystemoptimierung insbesondere in den Kosten des Motors unterscheiden. Es sind aber auch bei der Schaltzeit deutliche Unterschiede über die verschiedenen Varianten vorhanden. Ergänzend sind in der Abbildung die entsprechenden Motorkennlinien für die verschiedenen Varianten dargestellt. Durch eine flache Motorkennlinie können geringe Schaltzeiten generiert werden und durch das hohe Moment ist eine vergleichsweise kleine Übersetzung notwendig. Allerdings entstehen dadurch hohe Motorkosten, die durch eine steilere Kennlinie zu Lasten der Schaltzeit reduziert werden können. Bei der Betrachtung der steilen Kennlinien muss allerdings ergänzt werden, dass bei den Motoren mit hoher Drehzahl spezielle Kosten, die durch die hohen Drehzahlen entstehen (bspw. spezielle Lager), nicht berücksichtigt wurden. Des Weiteren wird zur Ermittlung der Motorkoeffizienten im Skalierungsgesetz nur ein Motor verwendet, da aussagekräftige Daten zu Motoren in hoher Stückzahl nicht öffentlich zu finden sind. Eine genauere Betrachtung der Koeffizienten und Bestimmung über mehrere Motoren unterschiedlicher Leistungsklassen und Kennlinien sollte daher bei größeren Abweichungen vom Referenzsystem durchgeführt werden.

Neben der Kennlinie ist auch die Leistung ein wichtiges Merkmal des Motors. Dabei zeigt sich, dass alle Motorvarianten der Optimierung die gleiche Leistung haben. Diese entspricht der zur Verfügung gestellten elektrischen Leistung und wird somit durch den

Maximalstrom begrenzt. Dadurch ist es möglich den gesamten Betriebsbereich des Motors für den Schaltvorgang zu nutzen. Zudem ist auch die anfängliche Annahme gewährleistet, dass die weiteren Betriebsbereiche wie die Synchronisierung abgedeckt werden können, da sich unter Berücksichtigung der Übersetzung nahezu die gleiche Systemkennlinie ergibt. Zwar kann die Nutzung des Motorbetriebsbereichs bei hohen Momenten über einen längeren Zeitraum aufgrund der hohen Ströme kritisch sein, was allerdings bei den sehr kurzzeitigen Belastungsfällen nicht relevant ist. Wie sich die Maximalleistung des Motors bei einer Änderung der Stromrandbedingung verhält, wird im nächsten Abschnitt näher betrachtet.

Die Lösung des Optimierungsproblems dauert ca. eine Minute auf einem handelsüblichen Computer. Zur Erhöhung der Lösungsgeschwindigkeit besteht zudem die Möglichkeit einen sogenannten Warmstart des Optimierungsproblems durchzuführen. Dazu wird in dieser Arbeit lediglich die optimale Steuerung vorgegeben, welche vereinfachend für die ersten 90 % der Schaltzeit die maximale Stellspannung und für die restlichen 10 % die minimale Stellspannung besitzt. Die Trajektorie aus der Optimierung mit der Anfangsgewichtung wird für den Warmstart des Optimierungsproblems mit variierten Gewichten genutzt deren Lösung wiederum als Anfangswert für die nächste Optimierung dient. Auch wenn das ausgewählte Optimierungsverfahren *Ipopt* zu den nicht globalen Verfahren gehört, deutet die breite Ausnutzung des Parameter-raums, was auch durch das Setzen geeigneter Parametergrenzen auf Basis des Referenzsystems erreicht wird, auf eine globale Optimalität hin. Die Verbindung zwischen den einzelnen Varianten der dargestellten Pareto-Front setzt zwar eine konvexe Front in diesem Bereich voraus, was aber aufgrund der feinen Diskretisierung der Pareto-Front anzunehmen ist.

Ergänzend sind im Folgenden die Zustandsvariablen für die Stellspannung und das dynamische Verhalten der Variante 8 in Abbildung 4.2 dargestellt, welche sich im Rahmen der Optimierung zur Bestimmung der Schaltzeit ergeben. Die diskrete Darstellung der Stellspannung und des sich einstellenden Stroms wurde in Anlehnung an die Diskretisierung bei der Formulierung des Optimierungsproblems gewählt und stellt somit auch die vom Optimierer ermittelten diskreten Spannungswerte zwischen zwei Zeitschritten dar. Das dynamische Systemverhalten wird in Anlehnung an das Verhalten des Realsystems und zur verwendeten Trapezregel zwischen zwei Zeitschritten interpoliert dargestellt.

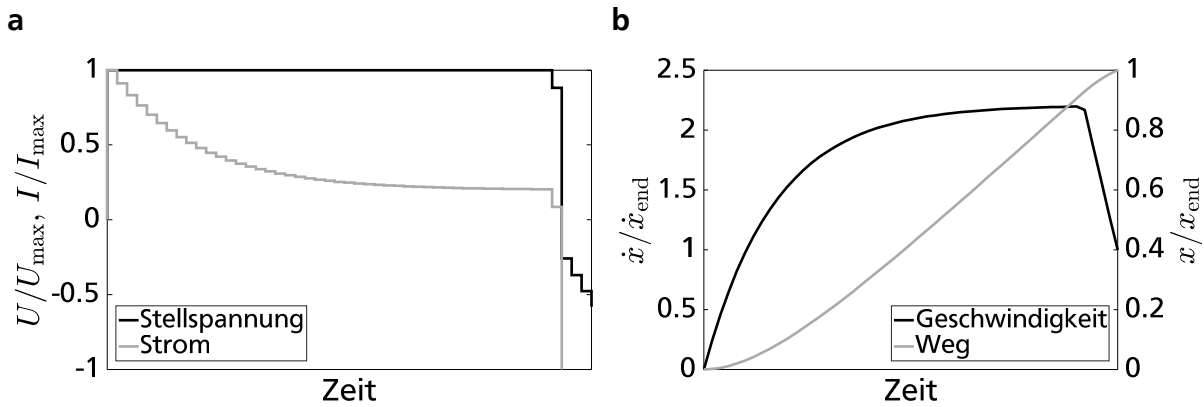


Abbildung 4.2: Werte der Zustandsvariablen von Stellspannung und Strom (a) sowie Geschwindigkeit und Weg (b) für die Variante 8

Die Zustandsvariablen eignen sich zur Plausibilisierung des Optimierungsergebnisses in Bezug auf die optimale Steuerung. Diese darf, wie bereits in Abschnitt 3.2.2 beschrieben, nach dem Satz von Feldbaum [104] genau einen Umschaltzeitpunkt in der Steuerungsvariablen aufweisen. Entgegen eines einfachen Umschaltens von maximaler zu minimaler Stellspannung, auch Bang-Bang Steuerung genannt, erfolgt in der ermittelten Stellspannung kein Spannungssprung auf den Minimalwert der Spannung. Die Stellspannung wird stattdessen so gewählt, dass der Maximalstrom nicht überschritten wird. Der prinzipielle Verlauf mit einem Umschaltzeitpunkt ist aber auch in Abbildung 4.2 zu erkennen, womit eine globale Optimalität bei der Optimierung der Steuerungsvariablen vorliegt. Des Weiteren ist an den Verläufen zu erkennen, ob eine ausreichende Diskretisierung der Zustandsvariablen in der Optimierung gewählt wurde. In der gezeigten Optimierung wurden für die Laufvariable i 50 Stützstellen gewählt. Eine ausreichende Diskretisierung wird bei dem gezeigten Problem bereits mit 15 Stützstellen erreicht. Wird diese jedoch geringer gewählt, wird der Abbremsvorgang nicht ausreichend diskretisiert und das Problem kann nicht gelöst werden. Ist eine ausreichende Anzahl an Stützstellen vorhanden, unterscheiden sich die Werte der Zielfunktion und der Variablen für eine unterschiedliche Wahl der Stützstellen nur sehr geringfügig. Eine Abschätzung der notwendigen Diskretisierung kann auch mithilfe der Kenntnis über die Dauer der dynamischen Vorgänge getroffen werden. Zudem zeigt sich, dass es durch den hohen Beschleunigungsanteil des optimierten Systems wichtig ist bei der Bestimmung der Designvariablenwerte einen geeigneten Kompromiss zwischen Leistung und Trägheit zu finden, wodurch auch die Wechselwirkung zwischen den verschiedenen Domänen deutlich wird.

Ein weiteres Ergebnis der Optimierung sind die Sensitivitäten, welche zunächst allgemein beschrieben werden und anhand derer im nächsten Abschnitt konkretes Optimierungspotenzial aufgezeigt wird. Abbildung 4.3 zeigt beispielhaft die wichtigsten normierten Sensitivitäten der verschiedenen Varianten in Bezug auf die Strombegrenzung, die Kraftanforderung, die Materialdichte des Rotors, den minimalen Nutwinkel auf der Schaltwalze, den maximalen Schaltwalzendurchmesser und die minimale Rotorlänge. Der Wert zeigt an, welchen Einfluss die Nebenbedingungen der Variable oder die Änderung des Parameters b_i auf die Zielfunktion hat. Zur besseren Vergleichbarkeit der verschiedenen Sensitivitäten über die verschiedenen Gewichtungen werden diese normiert. Ist für eine Nebenbedingung der Wert der Sensitivität null bedeutet dies, dass diese nicht aktiv ist. Die Strombegrenzung hat neben der Kraftanforderung und der Rotordichte den größten Einfluss auf die Zielfunktion. Die Sensitivitäten für den Schaltwalzenwinkel und -durchmesser zeigen, dass zur Generierung der Übersetzung an der Schaltwalze ein möglichst hoher Durchmesser mit großem Winkel bevorzugt wird, um einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen. Allerdings bedeutet der geringe Einfluss auch, dass die genaue Aufteilung der Übersetzung eher von untergeordneter Relevanz ist und im Wesentlichen nur die Gesamtübersetzung gewährleistet werden muss. Bei Varianten mit einer deutlich höheren Übersetzung als beim Referenzsystem muss für weitere Schritte zudem geprüft werden, ob der Einsatz einer zusätzlichen Übersetzungsstufe notwendig ist. Die Begrenzung der minimalen Rotorlänge ist zunächst nicht aktiv und nur Variante 14 und 15 haben einen Motor mit minimaler Länge. Somit können mit der Begrenzung Motoren mit einer sehr steilen Kennlinie ausgeschlossen werden.

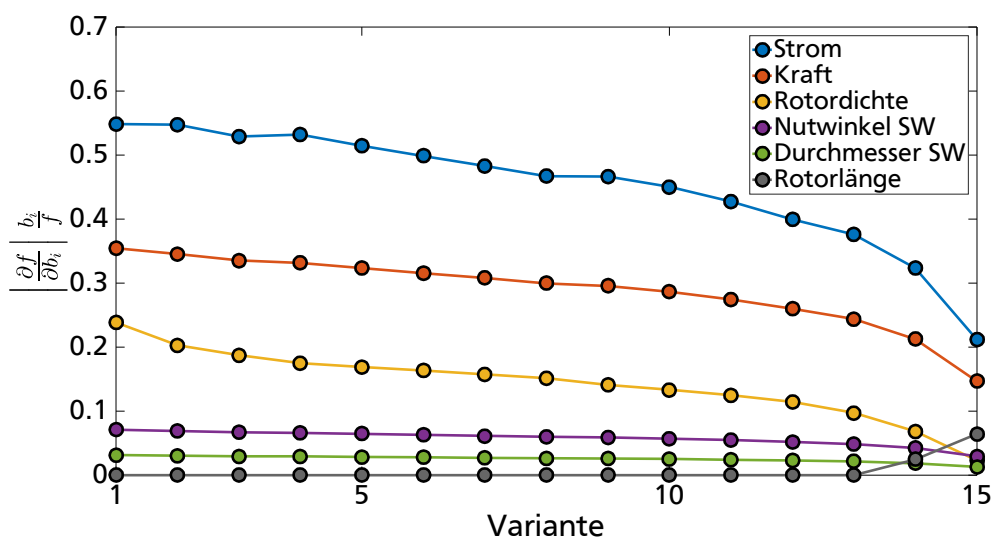


Abbildung 4.3: Normierte Sensitivitäten der verschiedenen Varianten für ausgewählte Parameter und Nebenbedingungen

4.2 Potenzial durch Anpassung der Nebenbedingungen

Die Betrachtung der Sensitivitäten hat gezeigt, dass insbesondere die Strom-, die Kraftnebenbedingungen und der Dichtekoeffizient des Rotors λ_j das Ergebnis beeinflussen. Durch Anpassung des Motorsteuergeräts ist eine Erhöhung des Maximalstroms durchaus denkbar und die Aufhebung der Grenze lässt Rückschlüsse darüber zu, ob eine beliebige Erhöhung der Motorleistung zu einem besseren Gesamtsystem führt. Eine Reduzierung der Kraftanforderung ist ohne detaillierte Betrachtung der Synchronisierung nicht möglich. Die Optimierung des Referenzsystems basiert auf der Verwendung eines Motors mit Ferritmagneten. Durch Verwendung von Seltenerd magneten (beispielsweise auf Neodym-Eisen-Bor Basis) ist weniger magnetisches Material auf dem Rotor zur Erzeugung einer vergleichbaren Flussdichte notwendig, wodurch die Rotorträgheit reduziert werden kann. Die Kosten von Motoren mit Seltenerd magneten hängen teils stark vom aktuellen Rohstoffmarkt ab, wobei durch den geringeren Materialeinsatz diese meist vergleichbar sind [95].

Abbildung 4.4 a zeigt die Pareto-Front für die Optimierung ohne Strombegrenzung und in b ist die dazugehörige mechanische Leistung über der Drehzahl der verschiedenen Varianten aufgetragen. Durch die Aufhebung der Strombegrenzung kann die Zeit für den Auslegevorgang weiter reduziert werden. An den Leistungen ist zu erkennen, dass eine beliebige Leistungssteigerung nicht sinnvoll ist. Stattdessen stellt sich je nach Nebenbedingungen und Parameter ein optimaler Wert für die Leistung ein, welcher sich bei diesem System nur leicht für die verschiedenen Varianten unterscheidet. Dies stellt somit den Kompromiss zwischen der Trägheit und der Leistung des Motors anschaulich dar. Zusätzliche Kosten für eine Leistungselektronik mit einem höheren Maximalstrom wurden jedoch nicht berücksichtigt.

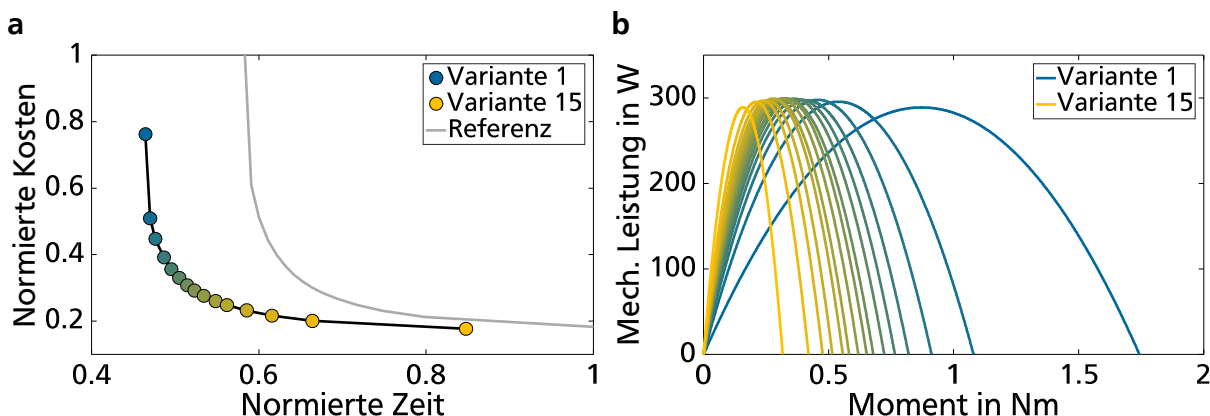


Abbildung 4.4: Pareto-Front (a) und Leistungskennlinien (b) für die Optimierung ohne Strombegrenzung

Die Auswirkungen einer Änderung der Rotormagnete in Seltenerdmetalle ist in Abbildung 4.5 dargestellt, wobei die Strombegrenzung wieder aktiv ist. Für die Bestimmung der benötigten Koeffizienten des Motormodells wird ein Motor auf Basis von Seltenerdmetallen mit gleicher Kennlinie und Leistung genutzt. Auch durch die Änderung des Materials können die Zielfunktionswerte deutlich verbessert werden. Anhand des dazugehörigen dynamischen Verhaltens der Variante 8 ist im Vergleich zur Referenz in Abbildung 4.2 die höhere Beschleunigung des Systems zu erkennen und das System kann ebenfalls später abgebremst werden. Zwar hat die Schaltwalze einzeln betrachtet eine deutlich höhere Trägheit als der Rotor. Durch die hohe Übersetzung wird das reduzierte Massenträgheitsmoment des Gesamtsystems allerdings durch die Rotorträgheit dominiert.

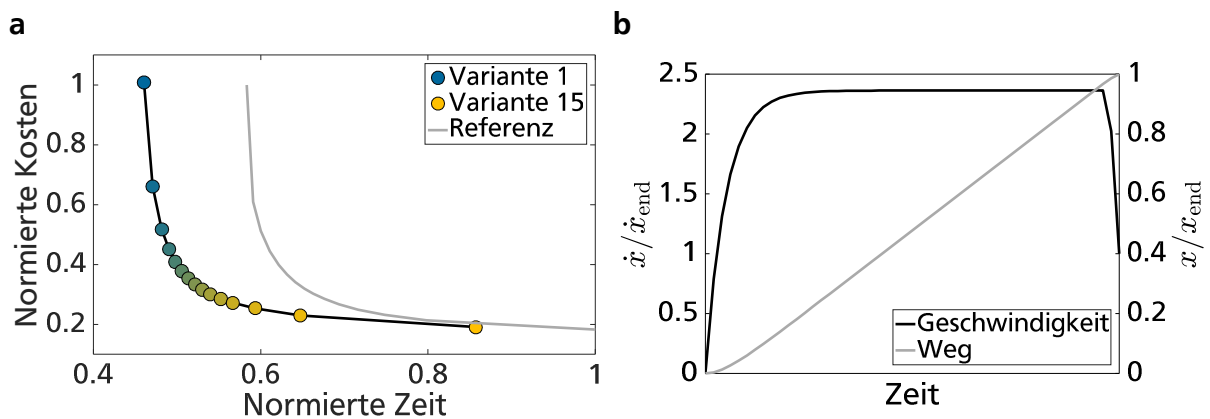


Abbildung 4.5: Pareto-Front (a) und Werte der Zustandsvariablen von Geschwindigkeit und Weg der Variante 8 (b) für die Optimierung mit Seltenerdmetallen und Strombegrenzung

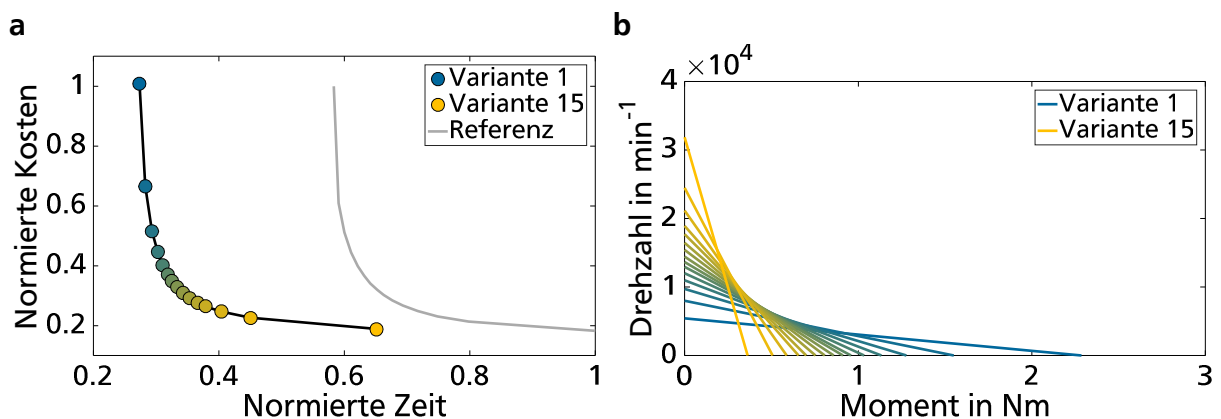


Abbildung 4.6: Pareto-Front (a) und Motorkennlinien (b) für die Verwendung von Seltenerdmetallen und Aufhebung der Strombegrenzung

Durch die Kombination der beiden beschriebenen Maßnahmen (Aufhebung der Strombegrenzung und Seltenerd-magnete) kann nochmals eine deutliche Reduzierung der Zielfunktionswerte insbesondere in Bezug auf die Schaltzeit erreicht werden. In Abbildung 4.6 ist die entsprechende Pareto-Front mit den Kennlinien abgebildet.

5 Regelungsstrategie

In der Gesamtsystemoptimierung hat sich gezeigt, dass je nach Gestaltung der Schaltaktorik die benötigte Zeit für den Auslegevorgang deutlich reduziert werden kann. Ein wesentlicher Aspekt zum Erreichen der gezeigten Dynamik ist die Verwendung der optimalen Steuerung. Die Verwendung dieser Steuerung ist, aufgrund der sich verändernden Systemparameter über die Betriebszeit, am Realsystem nicht sinnvoll. Daher wird in diesem Kapitel zunächst untersucht, wie mithilfe einer Regelung das Verhalten der optimalen Steuerung angenähert werden kann. Ergänzend hat die Abstraktion in Abschnitt 3.1 gezeigt, dass die Synchronisierung ebenfalls einen wesentlichen Einfluss auf die Schaltzeit haben kann. Basierend auf dieser Erkenntnis und den verschiedenen Möglichkeiten zur Regelung der Schaltaktorik während der Synchronisierung im Stand der Forschung werden in diesem Kapitel verschiedene Synchronisierungsstrategien untersucht.

Die Untersuchung der Regelungsstrategien erfolgt unter Verwendung des in Abschnitt 3.3 beschriebenen Simulationsmodells. Ergänzt wird dies durch Messungen an einem Schaltaktorikprüfstand für ein vereinfachtes Realsystem, welcher zu Beginn des Kapitels beschrieben wird.

5.1 Prüfstand zur Analyse von Regelungsstrategien

Der Schaltvorgang und die dazugehörige Synchronisierung erfolgen im lastfreien Teilgetriebe. Konventionell werden zur Analyse verschiedener Regelungsstrategien Getriebeprüfstände mit einer E-Maschine, welche das Getriebe über die Kupplung des nicht schaltenden Teilgetriebes oder den Getriebeausgang auf die gewünschte Drehzahl beschleunigt, genutzt. Ist die Drehzahl eingeregelt wird der Schaltvorgang durchgeführt und die Eingangswelle auf das neue Drehzahlniveau des Zielgangs synchronisiert. Aufgrund der hohen reduzierten Trägheit des Antriebstrangs ändert sich im Realsystem die Drehzahl der Ausgangswelle und des nicht schaltenden Teilgetriebes durch das Synchronisierungsmoment bei der Schaltung nur unwesentlich. Dies muss auch am Prüfstand gewährleistet werden, sodass entweder eine leistungsstarke E-Maschine oder eine E-Maschine in Kombination mit einer Schwungmasse für den Prüfstandsbetrieb

eingesetzt wird. Dies geht mit eher hohen Prüfstandskosten und einem hohen Platzbedarf einher.

Für die Bewertung der verschiedenen Synchronisierungsstrategien sind zunächst im Wesentlichen die Synchronisierungszeit und die Kräfte beim Kontaktstoß relevant. Zudem lässt sich zeigen, dass durch die Systemdynamik in Bezug auf die Zeit und durch die Drallerhaltung in Bezug auf den Kontaktstoß die Bewertungskriterien von der Differenzdrehzahl beim Synchronisierungsvorgang und nicht von den Absolutdrehzahlen abhängig sind. Weitere Kenngrößen, die abhängig von den absoluten Drehzahlen sind, wie die Reibarbeit und die sich dadurch einstellende Temperatur in der Synchronisierungseinheit, sind für die angestrebten Untersuchungen zunächst nur von geringer Relevanz. Dies bestätigt sich auch bei der Analyse der Ergebnisse. Somit wird für die Untersuchungen in dieser Arbeit ein Prüfstandskonzept aufgebaut, bei dem nur die zu untersuchende Differenzdrehzahl an der Synchronisierungseinheit anliegt. Ein vergleichbares Prüfstandskonzept wird auch für Wirkungsgraduntersuchungen von Synchronisierungen eingesetzt [47].

Weiterhin wird ein modulares Prüfstandskonzept angestrebt, um z. B. die einfache Untersuchung verschiedener Schaltaktoriksysteme zu ermöglichen und ergänzende Sensorik einfach anbringen zu können. Durch die Sensorik können am Prüfstand im Fahrzeug nicht oder nur schwer zugängliche Messgrößen zusätzlich erfasst werden. Eine CAD-Ansicht und eine Prinzipskizze des aufgebauten Prüfstands sind in Abbildung 5.1 dargestellt. Der Prüfstand besteht aus einem Rahmen aus Aluminiumprofilen, in dem die einzelnen Komponenten über Aluminiumbleche befestigt sind. Der Rahmen ermöglicht eine hohe Flexibilität in der Anbringung der einzelnen Komponenten und bietet eine ausreichende Stabilität. Die wesentlichen Komponenten des Prüfstands sind die Getriebestufe und die Schaltaktorik, welche einem Seriendoppelkupplungsgetriebe entnommen sind. Die gesamte Getriebestufe mit mehreren Synchronisierungseinheiten wurde auf eine Synchronisierungseinheit reduziert, sodass die Schaltung von zwei Gängen mit der Schaltaktorik möglich ist.

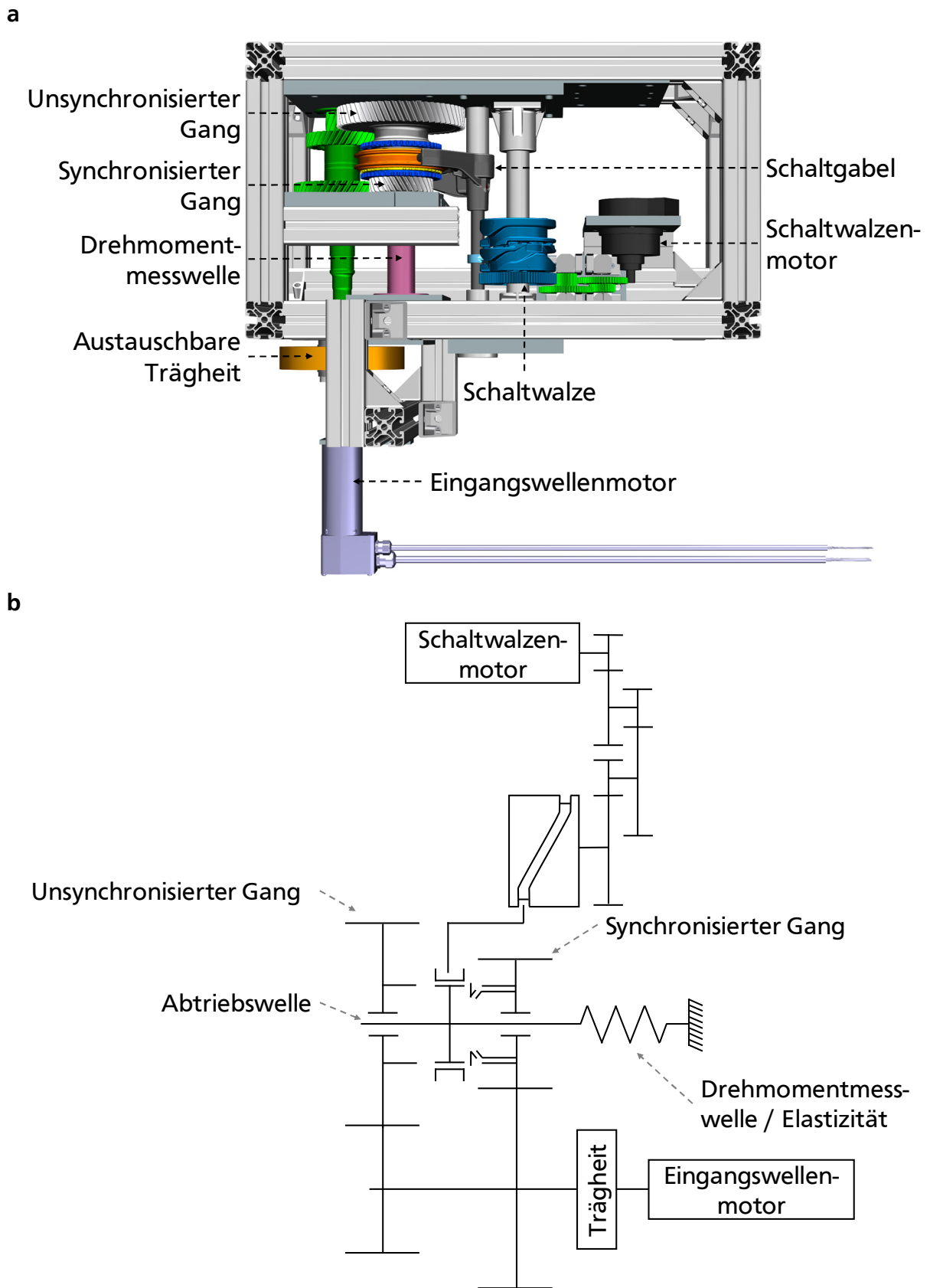


Abbildung 5.1: CAD-Ansicht (a) und Prinzipskizze (b) des Prüfstands und Bezeichnung der wesentlichen Elemente

Die Abtriebswelle der Getriebestufe ist über einen Adapter fest mit dem Prüfstands Aufbau verbunden und kann sich somit nur durch die Elastizität des Adapters verdrehen. Dadurch wird die hohe Trägheit der Abtriebswelle im Realsystem abgebildet, da sich in beiden Fällen die Drehzahl der Komponenten nur geringfügig ändert. Auf dem Adapter sind DMS aufgebracht, um das beim Schaltvorgang in den Abtrieb eingeleitete Moment bestimmen zu können. In der Darstellung wird dieser Adapter daher als Drehmomentmesswelle bezeichnet. Das gemessene Moment dient für den Abgleich mit der Simulation und zur Verbesserung der späteren Komfortbewertung mithilfe des Simulationsmodells. Des Weiteren ist dieses auch für die Untersuchung des unsynchronisierten Einlegen des Ganges relevant. Die Steifigkeit des Adapters ist vergleichbar mit der Steifigkeit einer Seitenwelle gewählt worden, sodass die Anbindung vergleichbar zu einem Fahrzeugantriebsstrang ist. An die Eingangswelle der Getriebestufe ist ein BLDC-Motor angebracht, der die Welle auf die für den Schaltvorgang relevante Differenzdrehzahl beschleunigt und gegebenenfalls ein Schleppmoment während des Schaltvorgangs an der Eingangswelle stellt. Bei den gängigen Betriebsbereichen eines Getriebes ist hierfür ein Motor mit einer Nennleistung im mittleren dreistelligen Wattbereich notwendig, was deutlich unter den Anforderungen bei Untersuchungen mit absoluten Drehzahlen liegt. Auf der Eingangswelle ist mithilfe eines Spannsatzes eine Schwungmasse aufgebracht, die die reduzierte Trägheit der nicht verbauten, mit der Eingangswelle verbundenen Komponenten (z. B. Kupplungsscheibe, Losräder und E-Maschine) abbildet und durch Austausch an das zu untersuchende Realsystem angepasst werden kann.

Für das Einlegen der beiden Gänge der Getriebestufe wird serienmäßig eine Synchronisierung nach dem Borg-Warner Prinzip, wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, eingesetzt. Aufgrund der eingangs erwähnten Elektrifizierung von Getrieben und der damit verbundenen Möglichkeit zur Drehzahlanpassung über die E-Maschine, wird auf einer Gangseite der Synchronring modifiziert, sodass keine Reibsynchronisierung bei Bewegung der Schiebemuffe stattfindet. Die Entfernung des Synchronrings stellt zunächst die einfachste Möglichkeit dar, Untersuchungen zum Einlegevorgang mittels Zahnkupplungen durchzuführen bzw. Getriebe von einer Reibsynchronisierung auf eine Zahnkupplung umzurüsten. Eine Entfernung des Synchronrings ist am Prüfstand auch möglich, führt allerdings zu einem Herausfallen der Druckstücke bei Bewegung der Schiebemuffe. Diese werden jedoch zur Untersuchung des Synchronisierungsvorgangs auf der anderen Gangseite benötigt. Daher werden im Prüfstand die Zähne des Synchronrings entfernt und dieser am Synchronkörper befestigt, sodass die Verluste

zwischen Synchronring und Kupplungskörper reduziert werden. Diese Art der Modifikation ist möglich, da der Hauptfokus der Untersuchungen auf dem Einlegevorgang und nicht auf den Betriebsverlusten liegt. Zur weiteren Forschung zum Einlegevorgang bei elektrisch synchronisierten Getrieben ist es allerdings durchaus sinnvoll ein Prüfstandskonzept zur Untersuchung verschiedener Zahn- und Klauenkupplungen aufzubauen, um den Bauraum, die Schaltzeit und NVH-Phänomene bei diesen Kupplungssystemen reduzieren zu können. Weiterhin ist es möglich durch den Verzicht auf Reibelemente Betriebsverluste zu reduzieren, was auch in [129] gezeigt wird.

Der Gang mit der kleineren Übersetzung dient zur Untersuchung der Reibsynchonisierung. Beim Gang mit der größeren Übersetzung wurde die beschriebene Modifikation des Synchronrings durchgeführt, womit dieser zur Untersuchung von Schaltvorgängen mit Zahnkupplungen dient. Das Gangpaar für die beiden Schaltrichtungen der Schiebemuffe ist so gewählt, dass die Übersetzungen der beiden Gänge möglichst weit auseinanderliegen. Dadurch wird die Leistung des Eingangswellenmotors bestmöglich genutzt, da die Untersuchungen an der Zahnkupplung bei geringer Drehzahl stattfinden, wohingegen die Untersuchungen an der Reibsynchonisierung hohe Drehzahlen erfordern. Zur Erfassung der Drehzahl ist an der Eingangswelle ein Encoder mit einer Genauigkeit von 5000 Pulsen/Umdrehung angebracht. Die hohe Genauigkeit, gegenüber den in Getrieben normalerweise verwendeten Hallsensoren an den Zahnrädern, ist notwendig um den Nulldurchgang der Eingangswelle beim Synchronisierungsvorgang zuverlässig messen und erkennen zu können.

Die Schaltaktorik entspricht der in Abschnitt 2.1 beschriebenen Schaltwalzenaktorik. Für die Lagerung der Zwischenübersetzung, der Schaltwalze und der Schaltgabel werden Klemmverbinder eingesetzt, die flexibel auf dem Prüfstandsrahmen positioniert werden können. In die Klemmverbinder sind Aluminiumhülsen geklemmt, in welche die Lagerbuchsen zur Lagerung von Schaltwalze und Schaltgabel eingepresst sind. Die Klemmung ermöglicht den einfachen Austausch der Lagerhülsen um z. B. verschiedene Gleitlager vergleichen zu können. Zudem kann das axiale Spiel der Schaltwalze über die Verschiebung der Hülsen eingestellt werden. Durch die fehlende Referenzierung zwischen den beiden Lagerstellen der einzelnen Bauteile entstehen im Vergleich zum Seriengetriebe höhere Fluchtungsfehler. Dadurch ist am Prüfstand eine höhere Reibung vorhanden, was für die angestrebten Untersuchungen jedoch nicht von Relevanz ist. Lediglich eine unmittelbare Übernahme der Reglerparameter vom Fahrzeug auf den Prüfstand ist nicht möglich. Eine genauere Ausrichtung der Lagerstellen wäre zudem

nur mit einem erhöhten Aufwand und geringerer Flexibilität zu erreichen. Weiterhin besitzt die Schaltaktorik am Prüfstand eine höhere Elastizität, was auf eine weichere Lagerung im Vergleich zum Seriengetriebe zurückzuführen ist. Dennoch zeigt sich durch die Analyse der Messergebnisse, dass auch nach wiederholtem Umbau die Messungen vergleichbar sind und sich der Prüfstand für die Untersuchungen des Schaltvorgangs eignet, was in den folgenden Abschnitten unter anderem im Vergleich mit Fahrzeugsimulationen näher betrachtet wird.

Am Prüfstand ist es möglich die serienmäßige Sensorik der Schaltaktorik zu nutzen, welche zudem um wichtige, im Fahrzeug nicht vorhandene Sensorik, ergänzt wurde. Die Bestimmung des Schaltwalzenwinkels erfolgt mit einem im Schaltwalzenmotor verbauten Positionssensor auf Basis des Hall-Prinzips. Dieser ergänzt die zur Kommutierung genutzten einfachen, diskreten Hall-Sensoren und ermöglicht durch die kontinuierliche Messung der magnetischen Feldstärke eine wesentlich genauere Bestimmung des Motorwinkels. Der Sensor ermöglicht zwar die Bestimmung der Absolutposition des Motors, was allerdings nicht zur notwendigen Bestimmung der Absolutposition der Schaltwalze geeignet ist. Daher wird zur Bestimmung der Absolutposition der Schaltwalze im Getriebe ein definierter Anschlag genutzt, der die Bewegung der Schaltwalze begrenzt und am Prüfstand ebenfalls verbaut ist. Zusätzlich sind an den beiden Armen der Schaltgabel DMS angebracht, um die Schaltkraft messen zu können. Dafür wurden mithilfe einer FEM-Analyse geeigneten Klebestellen und DMS ausgewählt. Die Klebestellen liegen auf der Ebene, die orthogonal zur Bewegungsrichtung ist, sodass durch die DMS die Biegung der Gabeln infolge der Schaltgabelkraft gemessen wird. Durch Anbringung der DMS in beide Biegerichtungen und durch Verschaltung in einer Wheatstoneschen Brückenschaltung je Schaltgabelarm werden Temperatur-, Querkraft- und Torsionseinflüsse herausgefiltert.

Für die Ansteuerung des Prüfstands wird ein dSPACE *MicroAutoBox* Echtzeitsystem verwendet, das eine Schnittstelle für MATLAB *Simulink* besitzt. Dadurch können die in der Simulation entwickelten Regler unmittelbar am Prüfstand getestet werden. Als Motorsteuergerät für den Eingangswellen- und Schaltwalzenmotor wird je ein Motorsteuergerät der Firma Roboteq verwendet, das die hohen (kurzzeitigen) Leistungsanforderungen des Schaltwalzenmotors erfüllt, einen *open-loop* Betriebsmodus besitzt und über eine CAN-Schnittstelle kommunizieren kann. Aufgrund der schlechten Messwerte des Steuergeräts für die Phasenströme und die Versorgungsspannung werden diese Größen durch zusätzliche Sensoren gemessen. Die Energieversorgung des

Motorsteuergeräts für den Schaltwalzenmotor erfolgt über eine Autobatterie, um auf teure Netzteile mit hoher Leistung verzichten zu können. Die Energieversorgung des Eingangswellenmotors erfolgt aufgrund des geringen Stroms durch ein Labornetzteil. Vorteilhaft an der gewählten Ansteuerung ist die Möglichkeit, diese Konfiguration unmittelbar für zukünftige Messungen in Prototypenfahrzeugen einsetzen zu können.

Durch einen Vergleich zwischen Messung und Simulation wird überprüft, inwiefern sich der Prüfstand zur Untersuchung von Ansteuerungsstrategien eignet und welche Unterschiede sich zum Realsystem ergeben. In Abbildung 5.2 ist ein Vergleich einer Prüfstandsmessung, die im Rahmen einer betreuten Masterthesis [130] entstanden ist, und der gegenüber Abschnitt 3.3.4 an den Prüfstand angepassten Simulation dargestellt. Die Simulation wurde mithilfe geeigneter Testfunktionen angepasst, um sensitive Parameter gezielt zu bestimmen. Die entsprechenden Anpassungen werden im Folgenden anhand der einzelnen Schaltphasen erläutert. Durch die Anpassung des Simulationsmodells ist es möglich dieselben Reglerparameter in der Simulation und am Prüfstand zu verwenden.

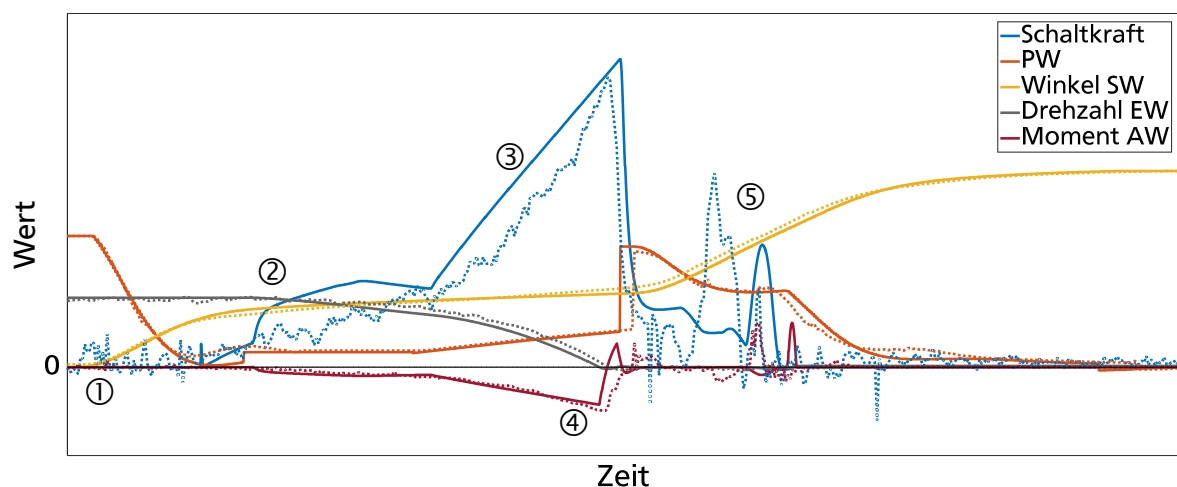


Abbildung 5.2: Vergleich von Prüfstandssimulation (durchgezogene Linie) und Prüfstandsmessung (gepunktete Linie) für einen Schaltvorgang aus der Neutralstellung am Prüfstand

Der Schaltvorgang startet aus der Neutralposition ①, da nur so eine Differenzdrehzahl zwischen Kupplungskörper und Synchronkörper am Prüfstand aufgebaut werden kann. Bei der Beschleunigung des Schaltwalzensystems hat sich gezeigt, dass im Vergleich zum hochintegrierten Steuergerät des Realsystems eine höhere Verzugszeit durch das

Echtzeitsystem und das Motorsteuergerät entsteht, die zudem schwankend ist. Dies erschwert auch das Anfahren der Vorsynchronisierung ② mit einer definierten Geschwindigkeit. Daher unterscheiden sich die verschiedenen Prüfstandsmessungen und auch in der Simulation kann die Verzugszeit aufgrund der Schwankungen nur bedingt berücksichtigt werden, was sich in einer Winkel- und Kraftabweichung äußert. Zudem ist, wie bereits beschrieben, im Vergleich zum Getriebe am Prüfstand eine höhere Reibung vorhanden, was sich in einem langsameren Beschleunigungsvorgang gegenüber dem Realsystem äußert. Der Synchronisierungsvorgang selbst kann jedoch sehr gut abgebildet werden und es ist nur eine geringfügige Anpassung der Simulation notwendig. Neben etwas höheren Verlusten ist am Prüfstand gegenüber dem Realsystem eine geringere Steifigkeit vorhanden, was auch im Betrieb des Prüfstands visuell beobachtet werden kann und sich in einer leichten Verformung der Aufnahmen äußert. Um eine weitere Verbesserung des Kraftverlaufs während der Synchronisierung ③ zu erreichen, muss zudem wahrscheinlich eine nichtlineare Steifigkeit modelliert werden, worauf allerdings auch aufgrund der komplexen Parameterbestimmung in dieser Arbeit verzichtet wurde. Zudem ist dennoch eine gute Übereinstimmung in der Synchronisierungsdauer und dem Torsionsmoment der Abtriebswelle (AW) ④ zu erkennen, was wichtige Bewertungskriterien der verschiedenen Strategien sind. Im weiteren Verlauf des Schaltvorgangs ist der zweite Druckpunkt zu erkennen ⑤, welcher an verschiedenen Positionen und in verschiedenen Höhen über unterschiedliche Messungen, je nach Aufeinandertreffen der Zahndächer, auftritt.

Der Vergleich zwischen Prüfstandsimulation und Prüfstandsmessungen zeigt durch die guten Übereinstimmungen sowie die wenigen und geringen Anpassungen in der Simulation, dass sich der Prüfstand zur Untersuchung verschiedener Strategien eignet und sich die Ergebnisse auf das Realsystem übertragen lassen. Es müssen lediglich Abstriche bei der unmittelbaren Übertragbarkeit der Reglerparameter gemacht werden, sodass diese gegebenenfalls für die Verwendung im Realsystem mithilfe der Fahrzeugsimulation angepasst werden müssen.

5.2 Regelung des Auslegevorgangs

Die Regelung des Auslegevorgangs erfolgt beim Referenzsystem mit einem Positionsregler basierend auf einer PID-Reglerstruktur mit Vorsteuerung. Dadurch wird eine hohe Dynamik bei einer Sollwertänderung ohne ein hohes Überschwingen beim Sollwert erreicht. Allerdings ist der Abfall der Steuergröße beim Anfahren der Endposition

sehr langsam, sodass nicht die maximale Dynamik wie bei der optimalen Steuerung in Abschnitt 4.1 erreicht wird. Ziel des Abschnitts ist es somit, einen möglichst vergleichbaren Verlauf der Zustandsgrößen zu der optimalen Steuerung, zu erreichen. Eine direkte Übernahme des Verlaufs der Steuergröße ist allerdings nicht sinnvoll, da sich am Realsystem deutlich andere Zustandsgrößen durch die bei der Modellbildung gemachten Annahmen und durch Seriensteuerung ergeben können. Dennoch kann angenommen werden, dass auch beim Realsystem eine optimale Steuerung mit nur einem Umschaltpunkt erreicht wird. Einen Ansatz, die optimale Steuerung für die Ansteuerung der Schaltaktorik anzupassen, wurde bereits in [131] beschrieben. In der Arbeit hat sich auch gezeigt, dass sich durch diese Ansteuerung die Zeit für den Auslegevorgang deutlich reduzieren lässt. Allerdings wird bei der berechneten Umschaltbedingung unabhängig vom Systemverhalten unmittelbar auf die Minimalspannung geschaltet, wodurch bei Parameterabweichungen im Realsystem deutliche Abweichungen in den Zustandsgrößen zu erwarten sind. Des Weiteren wird im Gegensatz zum gewünschten Verhalten des Realsystems zur Berechnung der Umschaltbedingung die Endgeschwindigkeit zu null gesetzt. Am Ende des Auslegevorgangs ist für das Überfahren des Vorsynchronisierungspunktes dagegen eine konstante Geschwindigkeit erwünscht. Dieses Verhalten wird in der optimalen Steuerung aus [131] und im Realsystem über Erhöhung des Endwinkels erreicht.

Zur Verbesserung des Regelverhaltens und zur einfacheren Parametrierung des Reglers wird in dieser Arbeit zum einen die Umschaltbedingung unter Berücksichtigung der realen Endwerte bestimmt. Zum anderen wird statt dem Umschalten zwischen der maximalen und der minimalen Stellspannung zwischen der maximalen Stellspannung und einem Geschwindigkeitsregler mit hoher Dynamik umgeschaltet. Durch die Umschaltung auf den Geschwindigkeitsregler wird unmittelbar die Geschwindigkeit zum Anfahren des Vorsynchronisierungspunktes eingeregelt und durch die hohe Dynamik des Reglers ergibt sich ein vergleichbarer Verlauf zu der optimalen Steuerung. Das Aktivieren des Reglers im Umschaltpunkt ermöglicht die einfache Auslegung der Reglerparameter auf den Abbremsvorgang. Die Umschaltbedingung unter Berücksichtigung der Geschwindigkeitsrandbedingung und der Winkelrandbedingung des Endzustands berechnet sich mithilfe des Weg-Zeit- und des Geschwindigkeit-Zeit-Gesetzes zu

$$\varphi_{\text{ist}} > \varphi_{\text{soll}} - \underbrace{\frac{(\omega_{\text{ist}} - \omega_{\text{soll}})^2}{2 \cdot \dot{\omega}_{\text{max}}}}_{\varphi_{\text{brems}}} - \underbrace{\frac{\omega_{\text{ist}} \cdot t_{\text{res}}}{\varphi_{\text{res}}}}_{\varphi_{\text{res}}} \quad (5.1)$$

Die Umschaltbedingung ist erfüllt, wenn der aktuelle Winkel φ_{ist} größer ist als der Winkel in der Endposition φ_{soll} abzüglich des Winkels φ_{brems} , der zur Bremsung des Systems von der aktuellen Geschwindigkeit ω_{ist} auf die Zielgeschwindigkeit in der Endposition ω_{soll} notwendig ist, und einem Verzugswinkel φ_{res} , der als Sicherheit für Totzeiten und Modellierungsungenauigkeiten vorzusehen ist. Der Winkel φ_{brems} ist neben den beiden Winkelgeschwindigkeiten ω_{ist} und ω_{soll} abhängig von der maximalen Verzögerung $\dot{\omega}_{\text{max}}$ des Systems, die sich nach Gleichung (5.2) aus dem maximalen Motorstrom I_{max} , der Motorkonstante k und der auf den Motor reduzierten Massenträgheit des Systems $\Theta_{\text{red M}}$ ergibt.

$$\dot{\omega}_{\text{max}} = \frac{k \cdot I_{\text{max}}}{\Theta_{\text{red M}}} \quad (5.2)$$

Der Vorteil dieser modellbasierten Sollwertvorgabe ist die unmittelbare Verwendung gegebener Parameter und Randbedingungen, wodurch eine einfache Auslegung möglich ist. Lediglich für die Zeitreserve ist ein experimentell zu bestimmender Wert einzusetzen, wobei dieser durch die Totzeiten des Systems angenähert werden kann. Durch die Verwendung einer Geschwindigkeitsregelung statt der optimalen Steuerung wird auch bei einem zu frühen Umschaltzeitpunkt die Sollgeschwindigkeit zuverlässig erreicht. Die Verwendung der einfachen Umschaltbedingung und einer PID-Regelung erfordert zudem eine vergleichbare Rechenleistung wie eine konventionelle Reglerstruktur. Durch den Einsatz und die Auswertung von Einlernroutinen, welche bereits bei der Produktion und Endabnahme von Seriengetrieben genutzt werden, ist es möglich die Parameter der Umschaltbedingung für jedes System individuell zu bestimmen, um eine geringere Zeitreserve zu ermöglichen. Die Hinterlegung der Motorkonstanten in Abhängigkeit der Temperatur und die Anpassung des Vorsynchronisierungspunktes über die Lebensdauer können die notwendige Winkelreserve ebenfalls reduzieren.

Nach der simulativen Überprüfung der Strategie mithilfe des erweiterten Systemmodells für das Fahrzeug wurde die Strategie am Prüfstand implementiert. Abbildung 5.3 zeigt den Vergleich der Fahrzeugsimulation und der Prüfstandsmessung aus einer betreuten Masterthesis [130] für die vorgestellte Reglerstruktur.

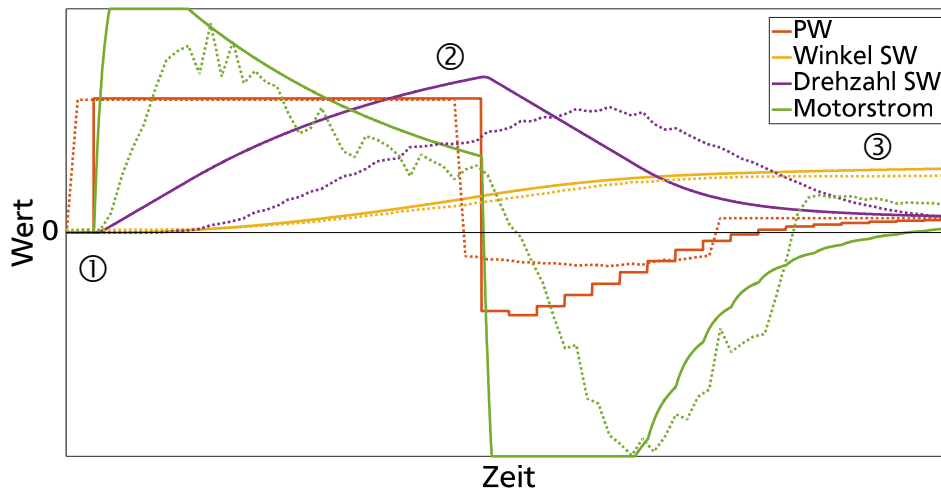


Abbildung 5.3: Vergleich von Fahrzeugsimulation (durchgezogene Linie) und Prüfstands-messung (gepunktete Linie) mit modellbasierter Sollwertvorgabe für das Anfahren der Vorsynchronisierung

Der Schaltvorgang beginnt in der Neutralstellung ① aus der die Schaltwalze zunächst beschleunigt und zu dem, durch die Umschaltbedingung berechneten, Zeitpunkt ② wieder abbremst, um den Vorsynchronisierungspunkt mit der definierten Geschwindigkeit anzufahren ③. Die Abbildung zeigt dabei nur die Bewegung aus der Neutralstellung, um die einzelnen Phasen besser darstellen zu können. Das gleiche Verhalten zeigt sich aber auch für die Bewegung aus der Gangstellung, was in Abbildung 5.6 gezeigt wird. Es ist zu erkennen, dass der Verlauf der optimalen Steuerung im Vergleich zu Abbildung 4.2 gut angenähert werden kann. Insbesondere in der Simulation vom Realsystem wird ein hoher Abbremsstrom in kurzer Zeit erreicht. Bei der Umsetzung am Prüfstand hat sich gezeigt, dass durch die hohen Verzugszeiten am Prüfstand das System weniger dynamisch ist und die Geschwindigkeitsregelung nicht so dynamisch ausgelegt werden kann, ohne dass der Regler zu stark überschwingt. Somit wird die Zielgeschwindigkeit erst nach längerer Zeit erreicht.

Dennoch lässt sich Allgemein sagen, dass das Abbremsen der Schaltaktorik mithilfe eines negativen Motorstroms am Prüfstand umsetzbar ist und Vorteile gegenüber klassischen Strategien wie in Abbildung 3.8 hat. Der genaue Zeitvorteil am Realsystem ist schwer abschätzbar, da zunächst noch detailliertere Untersuchungen zur Zuverlässigkeit am Realsystem notwendig sind und dieser stark abhängig von der konkreten Implementierung ist. Dennoch kann, bei konservativer Auslegung beider Regler und

somit unter Verwendung einer ausreichend großen Reserve bei der modelbasierten Sollwertvorgabe, ein Zeitvorteil generiert werden. Diese Reserve ermöglicht auch ein robusteres Verhalten gegenüber Temperaturabweichung und Toleranzen, da der Vorsynchronisierungspunkt trotz der Parameterschwankungen mit der gewünschten Geschwindigkeit angefahren wird. Dies ist bei der klassischen Strategie durch den fehlenden Geschwindigkeitsregler nicht gegeben. Des Weiteren bietet die gezeigte Strategie wesentliche Vorteile bei der Applizierung, da bei der Strategie unmittelbar die gewünschten Endwerte angegeben werden können. Zudem ist der einfache Regleraufbau gut auf der TCU zu implementieren.

5.3 Regelung des Synchronisierungsvorgangs

Nachdem der Vorsynchronisierungspunkt mit einer definierten Geschwindigkeit angefahren wurde, erfolgt die Synchronisierung. Das Synchronisierungsmoment ist dabei über den Reibungskoeffizienten an der Synchroneinheit nahezu proportional zur Kraft an der Schaltgabel beziehungsweise zum Moment am Schaltwalzenmotor. Im Stand der Forschung werden unterschiedliche Kraftverläufe während der Synchronisierungsphase vorgestellt und die dafür notwendige Ansteuerung des Elektromotors beschrieben. Mithilfe des detaillierten Simulationsmodells aus Abschnitt 3.3 wird die Eignung der verschiedenen Strategien untersucht. Darauf aufbauend wird die Synchronisierung auf Basis einer Positionsregelung am Prüfstand implementiert, was im nächsten Abschnitt beschrieben wird.

Bei der Betrachtung der Strategien aus dem Stand der Forschung müssen insbesondere die Systemeigenschaften von elektrodynamischen Systemen berücksichtigt werden. Neben der Synchronisierungszeit wird der Komfort des Schaltvorgangs, die Robustheit der Strategie, der Applikationsaufwand und die Belastung der Synchronisierung bei der Bewertung der verschiedenen Strategien berücksichtigt. Ziel der Betrachtung ist zunächst die Erzeugung eines konstanten Synchronisierungsmoments beziehungsweise einer konstanten Synchronisierungskraft, da der Vergleich in [47] zeigt, dass durch die konstante Kraft eine geringe Schaltzeit erreicht werden kann. Als Referenz für den Vergleich dient eine progressive Strategie, wie sie auch in [53] verwendet wird. Eine Strategie mit degressivem Schaltkraftverlauf wird nicht betrachtet, da diese durch die nicht vorhandene Kraftmessung im Referenzsystem nicht robust genug ist und nicht mit akzeptablem Applikationsaufwand generiert werden kann. Allgemein ist die unmittelbare Messung der Schaltgabelkraft in Seriengetrieben, wie es z. B. mittels DMS am

vorgestellten Prüfstand erfolgt, aufgrund der empfindlichen Sensorik und den hohen Kosten nicht möglich. In hydraulischen Systemen, bei denen eine sehr gute Proportionalität zwischen Kraft und dem gemessenen Druck vorhanden ist, ist hingegen die Erzeugung beliebiger Kraftverläufe einfacher möglich. In Abbildung 5.4 sind die Simulationsverläufe für die vier näher untersuchten Synchronisierungsstrategien dargestellt, wobei die maximale Synchronisierungskraft konstant gehalten wurde. Diese und weitere Alternativen werden im Folgenden näher erläutert.

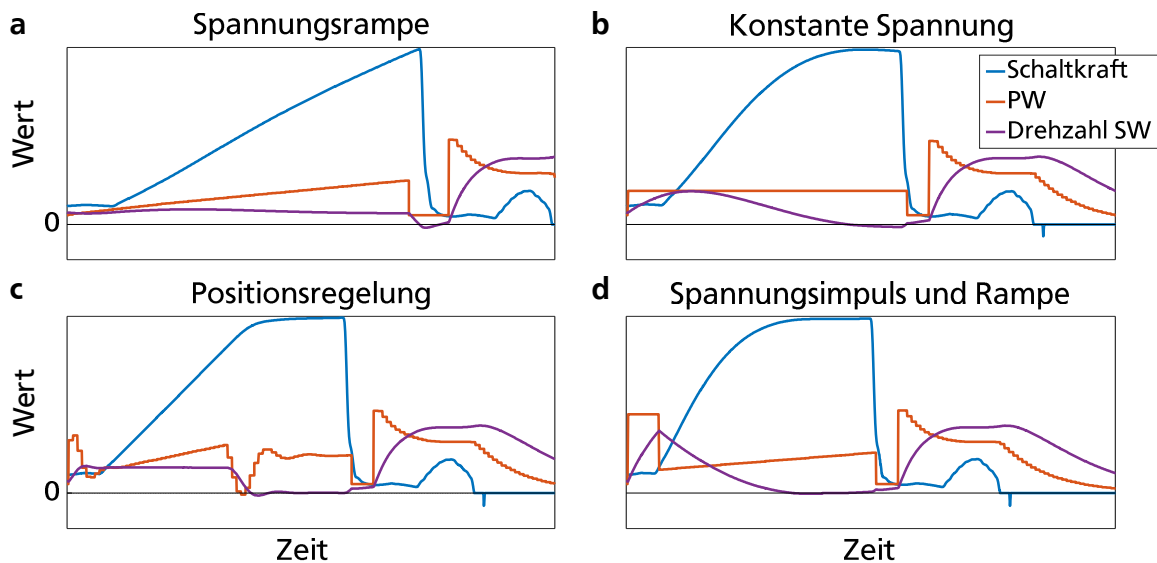


Abbildung 5.4: Simulationsverläufe des Synchronisierungsvorgangs mit rampenförmiger Stellspannung (a), konstanter Stellspannung (b), Positionsregelung (c) und Stellspannungsimpuls mit anschließender rampenförmiger Stellspannung (d)

Die Synchronisierung mittels einer progressiven Strategie ist in Abbildung 5.4 a dargestellt. Sie dient als Referenzstrategie, da sie in [53] und wahrscheinlich auch in [54] in einem Seriengetriebe verwendet wird. Sie kann sehr einfach über eine rampenförmige Spannungsvorgabe erzeugt werden. Durch das langsame Ansteigen der Kraft benötigt sie gegenüber den Strategien mit konstanter Kraft die längste Synchronisierungszeit. Zudem ist ein erhöhter Applikationsaufwand notwendig, da die entsprechende Steigung für die verschiedenen Gänge und die verschiedenen Schaltungstypen, wie komfortabel oder sportlich, bestimmt werden muss. Zudem ist ab einem bestimmten Punkt aus Verschleißgründen kein weiterer Anstieg sinnvoll. Gegen Ende des Synchronisierungsvorgangs ist vergleichbar zu den weiteren Strategien ein Spannungsabfall zu erkennen, der, wie im Stand der Forschung beschrieben, zu einer komfortableren Schaltung aufgrund der geringeren Kraftänderung beim Abgleiten der Zahndächer führt.

Zudem wird die Schaltgabel nicht unkontrolliert beschleunigt, was den Komfort ebenfalls negativ beeinflussen kann.

Zur Erzeugung einer konstanten Kraft kann bei elektrodynamischen Systemen ein proportionaler Zusammenhang zwischen der Stellspannung und der Synchronisierungskraft nur über Vereinfachung der Systemgleichungen hergestellt werden, was ebenfalls in [43] durchgeführt wird. Dafür wird der stationäre Zustand angenommen, sodass sich aus den Gleichungen (3.7) und (3.9) ein proportionaler Zusammenhang zwischen Stellspannung und Motormoment beziehungsweise Schaltkraft ergibt. Das dazugehörige Synchronisierungsverhalten ist in Abbildung 5.4 b dargestellt. Nachdem die Schaltaktorik zunächst beschleunigt wird, stellt sich gegen Ende des Synchronisierungsvorgangs ein nahezu stationärer Zustand mit konstanter Synchronisierungskraft ein. Die Berechnung der notwendigen Stellspannung ist von den Motorparametern abhängig, die wiederum durch Temperatur- und Produktionsschwankungen beeinflusst werden. Dadurch können sich große Abweichungen vom gewünschten Verhalten ergeben, welche den Synchronisierungsvorgang negativ beeinflussen. Es ist zwar teilweise möglich dies durch die eingebaute Sensorik auszugleichen, was aber wiederum mit einem hohen Applikationsaufwand einhergeht. Zudem korreliert der Kraftanstieg unmittelbar mit der Maximalkraft, wodurch Schaltungen mit einer geringeren Maximalkraft deutlich länger dauern. Alternativ zur konstanten Stellspannung kann wie in [44] der Strom geregelt werden, welcher nach Gleichung (3.9) proportional zum Motormoment ist und somit die Änderung des Motorwiderstands R nicht berücksichtigt werden muss. Allerdings kann der Strom, welcher durch die Motorbewegung, wie auch in Abbildung 3.8 zu erkennen, stark schwankt, nur schlecht eingeregelt werden. Dies liegt an der begrenzten Rechenschrittweite des Reglers, welche sich aus der Rechenleistung der TCU ergibt. Bei stabilem Reglerverhalten mit Vorsteuerung ergibt sich so nur ein geringer Vorteil gegenüber einer konstanten Stellspannung.

Aus der Simulation mit konstanter Stellspannung zeigt sich, dass bei Erreichen des konstanten Kraftniveaus keine Winkelgeschwindigkeit der Schaltwalze vorhanden ist. Auch in [46], [54] zeigt sich ein proportionaler Zusammenhang zwischen Position der Schaltgabel und Schaltgabelkraft. Basierend auf der Bewegungsgleichung (3.24) und unter Berücksichtigung, dass bei Erreichen der Sollposition keine Bewegung der Schaltgabel vorhanden ist, ergibt sich ein proportionaler Zusammenhang zwischen der Sollposition und der Schaltgabelkraft über die Steifigkeit der Schaltgabel. Darauf aufbauend wird

in Abbildung 5.4 c das Synchronisierungsverhalten mit einer Positionsregelung gezeigt. Es wurde ein Kaskadenregler eingesetzt, wobei auch durch einen einfachen Positionsregler ein gutes Regelverhalten erreicht wird. Bei der Auslegung des Reglers muss ein Kompromiss zwischen Dynamik und Überschwingverhalten gefunden werden, was zusätzlich durch die diskrete Rechenzeit der TCU erschwert wird. Durch den Sprung in der Stellspannung am Anfang des Synchronisierungsvorgangs wird das System beschleunigt und nach dem Abbremsen und Erreichen der Zielposition zuverlässig an dieser Position gehalten. Durch den proportionalen Zusammenhang kann die notwendige Zielposition einfach ermittelt werden und sie ist weitestgehend unabhängig von Temperatureinflüssen. Auch weitere Faktoren wie Produktionseinflüsse haben nur einen geringen Einfluss auf die Steifigkeit der Schaltgabel und somit auf die notwendige Zielposition. Durch Verschleiß ist es allerdings möglich, dass sich der Beginn der Synchronisierung und somit auch die Zielposition ändert. Dem kann über die bereits heute integrierte stetige Anpassung des Synchronisierungsbeginns, wie in [132] beschrieben, entgegengewirkt werden. Gegenüber der konstanten Stellspannung ist durch geeignete Reglerparameter der Kraftanstieg nur geringfügig abhängig von der gewünschten Schaltkraft, sodass auch bei geringen Kräften eine hohe Dynamik erreicht wird. Ein vergleichbarer Ansatz wird ebenfalls in [54] verfolgt und konnte erfolgreich in einem DCT appliziert werden.

In den vorherigen Strategien hat sich gezeigt, dass durch eine anfänglich hohe Stellspannung ein steiler Kraftanstieg erzeugt werden kann. Für das Halten der Position ist dann nur noch eine wesentlich geringere Spannung notwendig. Aus diesen Überlegungen ergibt sich die in Abbildung 5.4 d gezeigte Strategie. Es wird zunächst ein Spannungssprung für eine vorgegebene Zeit aufgeprägt und dann auf eine leichte Spannungsrampe mit festgelegtem Endwert gewechselt. Mit dieser Strategie konnte die geringste Synchronisierungszeit erreicht werden. Allerdings müssen für die Strategie viele Parameter teils experimentell bestimmt werden und falls die Parameter nicht zum Synchronisierungsverlauf passen führt dies zu unerwünschten Effekten im Synchronisierungsverhalten, wie beispielsweise einer zu hohen Synchronisierungskraft.

Durch den Vergleich der vier Synchronisierungsstrategien zeigt sich, dass durch die untersuchten Strategien ein deutlicher Zeitvorteil gegenüber der Referenzstrategie mit linearem Anstieg erreicht werden kann. Zwar ist es auch bei der Referenzstrategie möglich die Schaltzeit durch Erhöhung der Steigung zu reduzieren, wobei die Stellspannung

zu Beginn der Synchronisierung weiterhin niedrig ist. Zudem führt dies zu einer geringeren Robustheit, da es eher zu einem unerwünscht hohen Kraftanstieg kommen kann. Die Impulsstrategie geht durch den Impuls und die verschiedenen zu definierenden Steuerungsparameter, die analog zur Steuerung mit konstanter Spannung von vielen Systemparametern abhängig sind, mit einem hohen Applikationsaufwand einher. Auch bei der Robustheitsanalyse zeigt sich, dass Schwankungen der Systemparameter, wie sie z. B. durch Produktions- und Temperaturschwankungen auftreten, einen erheblichen Einfluss auf das Synchronisierungsverhalten haben. Dahingegen ist die Sollposition der Positionsregelung nur von der Schaltgabelsteifigkeit abhängig, welche durch FEM-Analysen sehr gut berechnet werden kann. Zudem ist durch die lineare Abhängigkeit zwischen Synchronisierungskraft und Sollposition die notwendige Sollposition sehr einfach zu bestimmen. Somit ist besonders die Positionsregelung sehr gut für den Einsatz im Serienfahrzeug geeignet. Durch die einfache Applizierung und die hohe Robustheit ist sie gegenüber der etwas kürzeren Impulsstrategie zu bevorzugen.

Die Simulation mithilfe des in Abschnitt 3.3.2 beschriebenen Fahrzeugmodells zeigt, dass die Antriebsstrangschwingungen abhängig von der Kraftanstiegsrampe und der Maximalkraft sind. Eine Bewertung der Schwingungen in Bezug auf Komfort beziehungsweise NVH kann z. B. mit der in [133] beschriebenen Kenngröße aus den Schwankungen der Winkelgeschwindigkeiten zwischen der Winkelgeschwindigkeit am Rad ω_{rad} und der Winkelgeschwindigkeit am Getriebeausgang ω_{AW} nach Gleichung (5.3) bestimmt werden. Allerdings erfolgt keine Beschreibung wie die Werte den Komfort beeinflussen.

$$q_{\text{schw}} = \int \left(\frac{\omega_{\text{AW}} - i_{\text{AW rad}} \cdot \omega_{\text{rad}}}{i_{\text{AW rad}} \cdot \omega_{\text{rad}}} \right)^2 dt \quad (5.3)$$

Ebenfalls ist auch eine Komfortbewertung mit dem Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung (EfB) nach [134] aus der Fahrzeugbeschleunigung möglich. Dieser berechnet sich nach

$$\text{EfB} = \left(\frac{1}{T} \int_0^T \ddot{x}_{\text{FZG gf}}^2 dt \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5.4)$$

aus der gefilterten Fahrzeugbeschleunigung $\ddot{x}_{\text{FZG}_{\text{gf}}}$ während der Messung mit der Messdauer T . Zur Filterung wird der in der Norm definierte Bandpassfilter W_d für horizontale Ganzkörperschwingungen genutzt. Bei einer Schaltung mit Positionsregelung erhöhen sich der Wert für q_{schw} und für den EfB um knapp 10 % gegenüber der Synchronisierung mittels konstanter Kraftrampe bei einer maximalen Synchronisierungskraft von jeweils 1000 N. Die Fahrpedalstellung wird während des Schaltvorgangs konstant gehalten und der Schaltvorgang wird bei 30 m/s durchgeführt. Da allerdings der EfB nach [134] mit Werten von 0.08 m/s^2 für die Kraftrampe und 0.088 m/s^2 für die Positionsregelung bei beiden Strategien bereits knapp im stark spürbaren Bereich liegt, ist somit der Anstieg vernachlässigbar. Ergänzend ist anzumerken, dass im Fokus der Untersuchungen eine sportliche Schaltung liegt, sodass die Schwingungen durch nicht berücksichtigte Phänomene, wie eine allgemeine Beschleunigungsänderung und die vor- und nachgelagerte Kupplungsüberblendung, kaschiert werden.

Als weitere Kenngrößen zur Bewertung des Komforts der Synchronisierung wird häufig auch der Synchronimpuls verwendet [39]. Er berechnet sich aus der Fläche, die vom Kraftverlauf eingeschlossen wird. Da sich die zur Synchronisierung notwendige Arbeit durch die gleichen Randbedingungen nicht unterscheidet, ist der Synchronimpuls für alle Strategien gleich. Somit ist der Verschleiß für alle Strategien vergleichbar und auch die maximalen Leistungen der Strategien liegen deutlich unter den angegebenen Grenzwerten. Dies wird unterstützt durch die Verwendung von Strategien mit einer konstanten Synchronisierungskraft in hydraulisch betätigten Getrieben in denen vergleichbare Synchroneneinheiten verbaut sind. Allerdings ist es durchaus sinnvoll für Komfortschaltungen die Spannungsrampe zu wählen, da durch den flachen Kraftanstieg, insbesondere bei einem niedrigeren Kraftniveau, Antriebsstrangschwingungen verringert werden.

5.4 Verbesserung der Gesamtdynamik

Bei dem Vergleich der verschiedenen Synchronisierungsstrategien lag der Fokus zunächst auf einer simulativen Untersuchung der verschiedenen Strategien. Da es nicht möglich war die Erkenntnisse aus der Simulation an einem Getriebe im Fahrzeug zu implementieren, wird im Folgenden ein Vergleich der verschiedenen Strategien am Prüfstand aus Abschnitt 5.1 gezeigt. Abschließend wird dennoch ein kurzer Ausblick gegeben, welches Potenzial es zur Schaltzeitreduzierung gegenüber dem in Abbildung 3.8 gezeigten Schaltablauf am Realsystem gibt.

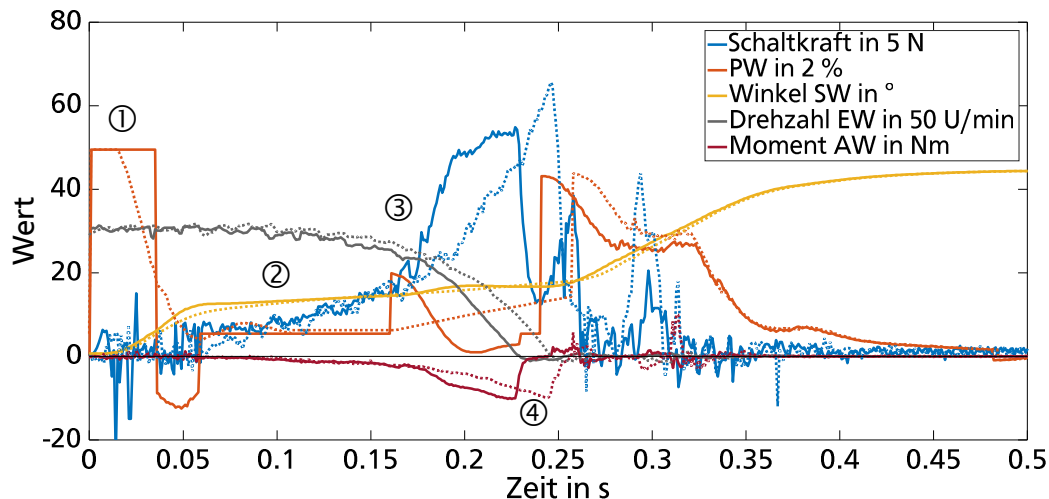


Abbildung 5.5: Vergleich von Prüfstandsmessung mit modellbasierter Sollwertvorgabe zum Anfahren der Vorsynchronisierung und Positionsregelung während der Synchronisierung (durchgezogene Linie) sowie Prüfstandsmessung mit Referenzstrategie (gepunktete Linie)

Ein Vergleich zwischen Referenzstrategie und der verbesserten Regelung des Auslegevorgangs zum Anfahren der Vorsynchronisierung und des Synchronisierungsvorgangs ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Die Messungen sind im Rahmen einer betreuten Masterthesis [130] entstanden. Zu Beginn des Schaltvorgangs wird die Schaltaktorik aus der Neutralstellung beschleunigt ① und es zeigt sich, dass die Vorsynchronisierungsposition ② mithilfe der verbesserten Regelung des Auslegevorgangs in geringerer Zeit erreicht werden kann. Dabei ist anzumerken, dass bei beiden Strategien ein hoher Zeiteanteil zwischen Vorsynchronisierung und der eigentlichen Synchronisierung vergeht, was auf die hohen Verzugszeiten am Prüfstand und der damit notwendigen Sicherheit bei der Regelung zurückzuführen ist. Zu Beginn der Synchronisierung ③ kann durch die Positionsregelung ein deutlich steilerer Kraftanstieg erreicht werden. Zudem stellt sich gegen Ende der Synchronisierung eine nahezu konstante Synchronisierungskraft ein. Dabei zeigt sich gegenüber der Simulation in Abbildung 5.4 c eine verringerte Dynamik, welche ebenfalls auf die höheren Verzugszeiten am Prüfstand zurückzuführen ist. Durch den gleichzeitigen Beginn der beiden Synchronisierungsstrategien ist der Zeitvorteil der Positionsregelung deutlich zu erkennen, wobei eine geringere Maximalkraft während der Synchronisierung auftritt. Dennoch treten vergleichbare Abtriebswellenmomente ④ auf, was auf einen sich ändernden Reibungskoeffizienten während des Synchronisierungsvorgangs zurückgeführt werden kann.

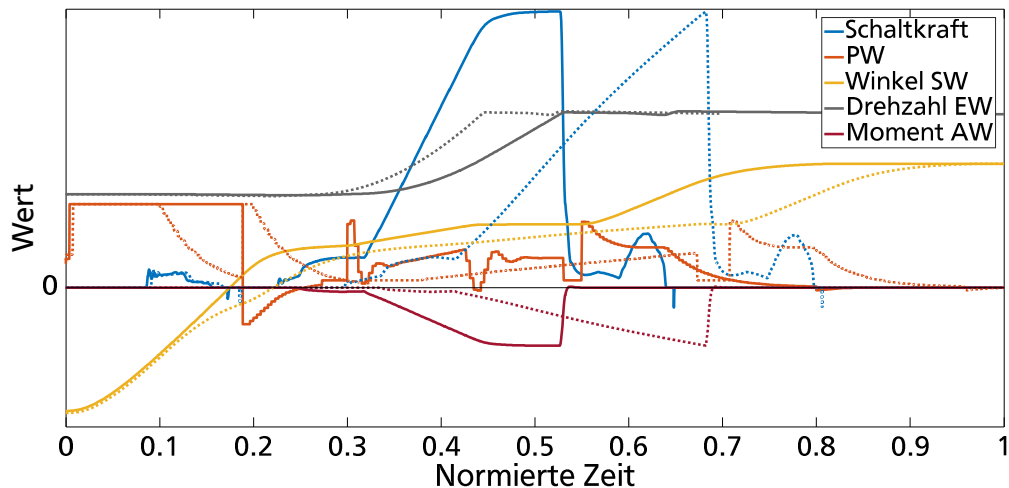


Abbildung 5.6: Vergleich von Fahrzeugsimulation mit modellbasierter Sollwertvorgabe und Positionsregelung während der Synchronisierung (durchgezogene Linie) sowie Fahrzeugsimulation mit Referenzstrategie (gepunktete Linie)

Zur Abschätzung des Verbesserungspotenzials am Fahrzeug ist in Abbildung 5.6 ein simulativer Vergleich mithilfe des Fahrzeugmodells für eine 5-3 Schaltung dargestellt. Es zeigt sich, dass durch die modellbasierte Sollwertvorgabe und die Positionsregelung ein deutlicher Zeitvorteil generiert werden kann. Durch die geringere Rechenschrittweite im Realsystem ist zudem eine höhere Dynamik, gegenüber dem Prüfstand zu erwarten.

Der Fokus der Untersuchung der Regelungsstrategie lag zunächst auf dem simulativen Vergleich sowie der Implementierung der modellbasierten Sollwertvorgabe während des Auslegevorgangs und der Positionsregelung während der Synchronisierung am Prüfstand. In Zukunft ist eine experimentelle Überprüfung der Strategien am Realsystem anzustreben. Ergänzt werden kann dies durch eine detaillierte Auslegung des Reglers, dessen Parameter zunächst nur durch eine manuelle Parametervariation bestimmt wurden. Aufgrund der Komplexität des Simulationsmodells kann sich dafür ein Ansatz auf Basis eines evolutionären Algorithmus wie in [135] eignen. Zuvor ist jedoch zu überprüfen, ob eine unmittelbare Übertragbarkeit der Reglerparameter wie beim Prüfstandsmodell gegeben ist oder ob weitere Anpassungen notwendig sind.

6 Potenzial für die Systementwicklung

Die Gesamtsystemoptimierung und die Analyse verschiedener Synchronisierungsstrategien wurde zunächst sehr spezifisch für Schaltwalzensysteme in Getrieben mit Reibsynchrosierungen dargestellt. Allerdings wurde zur Gesamtsystemoptimierung ein allgemein gehaltener Ansatz genutzt, sodass die Frage entsteht inwiefern andere mechatronische Systeme von der Methode profitieren können. Weiter motiviert wird dies durch die im Stand der Forschung beschriebenen allgemeinen Entwicklungsmethoden und die in TRIZ [136] beschriebene Gruppierung von Problemen und deren Lösungsmöglichkeiten.

Zunächst werden weitere Möglichkeiten des Optimierungsmodells aufgezeigt, um dieses an die verschiedenen Randbedingungen mechatronischer Systeme anpassen zu können. Ein Fokus wird dabei auf Schaltaktoriksysteme für elektrisch synchronisierte Getriebe gelegt, da diese deutlich andere Randbedingungen als Schaltaktoriksysteme für DCT erfordern.

Anschließend wird gezeigt, wie die frühzeitige Nutzung von Optimierungsverfahren im Entwicklungsprozess diesen vereinfachen und verkürzen kann. Dazu wird zunächst am Beispiel der Neuentwicklung einer Schaltaktorik eine allgemeine Designmethode abgeleitet, welche die Ergebnisse der Gesamtsystemoptimierung aus Kapitel 4 als Referenz nutzt. Daraufhin folgt eine Einordnung zu den im Stand der Forschung beschriebenen Entwicklungsmethoden.

6.1 Erweiterungsmöglichkeiten des Optimierungsmodells

In Kapitel 4 wurden bereits verschiedene Anpassungen des Optimierungsproblems aufgezeigt, welche auf der Betrachtung des Referenzsystems basieren. Für die Betrachtung verschiedener mechatronischer Systeme kann jedoch eine abweichende Formulierung des Problems notwendig sein. Welche Möglichkeiten es in Bezug auf das in dieser Arbeit gezeigte Optimierungsmodell gibt, wird im Folgenden betrachtet. Der Fokus wird dabei auf elektrodynamische Schaltaktoriksysteme mit Rotationsmotor für elektrisch synchronisierte Getriebe gelegt.

Bei der Formulierung des Optimierungsproblems in Abschnitt 3.2 wurde die Bewegungsgleichung über den gesamten Schaltvorgang konstant gehalten. Insbesondere ist dies möglich, da nur der Auslegevorgang betrachtet wurde und die Last, die dabei auf das System wirkt, im Vergleich zur Kraftanforderung als gering und konstant angenommen werden kann. Bei elektrisch synchronisierten Getrieben besteht diese Kraftanforderung unter Umständen nicht oder ist wesentlich geringer, da der Radsatz über die elektrische Maschine verdreht werden kann. Die Dynamik des Systems wird somit wesentlich stärker von der Last während des Auslegevorgangs bestimmt. Zudem kann auch nicht mehr nur der Auslegevorgang designrelevant sein, sodass es sinnvoll ist weitere Phasen des Schaltvorgangs zu betrachten.

Analog zur Berücksichtigung der verschiedenen Ganganforderungen in Abschnitt 3.2.3 können über die mehrdimensionale Formulierung des Optimierungsproblems verschiedene Teilprobleme definiert werden, die den Schaltvorgang in mehrere Phasen untergliedern. Jede Phase definiert sich über die Anfangs- und Endposition sowie die Anfangs- und Endgeschwindigkeit, wobei ein fließender Übergang durch Übergabe der Zustände zwischen den einzelnen Phasen erzeugt werden kann. Für die einzelnen Phasen wird dann ein Teilproblem definiert, in dem die Bewegungsgleichung über eine phasenabhängige Lastmomentdefinition variiert wird. Die Definition des Lastmoments kann konstant oder in Abhängigkeit einer Zustandsvariable sein.

In Abbildung 6.1 ist beispielhaft die Optimierung eines mehrphasigen Prozesses dargestellt. Vergleichbar mit dem Schaltablauf von Schaltaktoriksystemen für elektrisch synchronisierte Systeme wird ein dreiphasiger Schaltprozess mit unterschiedlichen Reibzuständen und Randbedingungen angenommen. Die Reibzustände können sich neben dem Kontakt von Schiebemuffe und Synchronkörper beispielsweise aus den vorhandenen Rastierungselementen ergeben. Allerdings werden die Werte in der Optimierung so gewählt, dass die einzelnen Effekte in der Darstellung klar erkennbar sind. Zu Beginn wird die Schaltaktorik in Phase ① beschleunigt und auf eine definierte Maximalgeschwindigkeit gebracht. Die Schaltaktorik wird gegen Ende dieser Phase abgebremst, um mit der Maximalgeschwindigkeit von Phase ② in diese überzugehen. In Phase ② ist das Reibmoment um den Faktor 10 gegenüber Phase ① erhöht, sodass bei verringerter Geschwindigkeit eine vergleichbare Stellspannung notwendig ist und sich ein deutlich höherer Phasenstrom einstellt. In Phase ③ ist das Reibmoment wieder um den Faktor 10 verringert und es liegt keine Geschwindigkeitsbegrenzung vor, sodass

die Schaltaktorik wieder beschleunigt und abschließend wieder abbremst, um die Endposition mit der Geschwindigkeit 0 zu erreichen. Jede Phase wird zur Optimierung, wie bei der Optimierung in Kapitel 4, mit 50 Stützstellen diskretisiert.

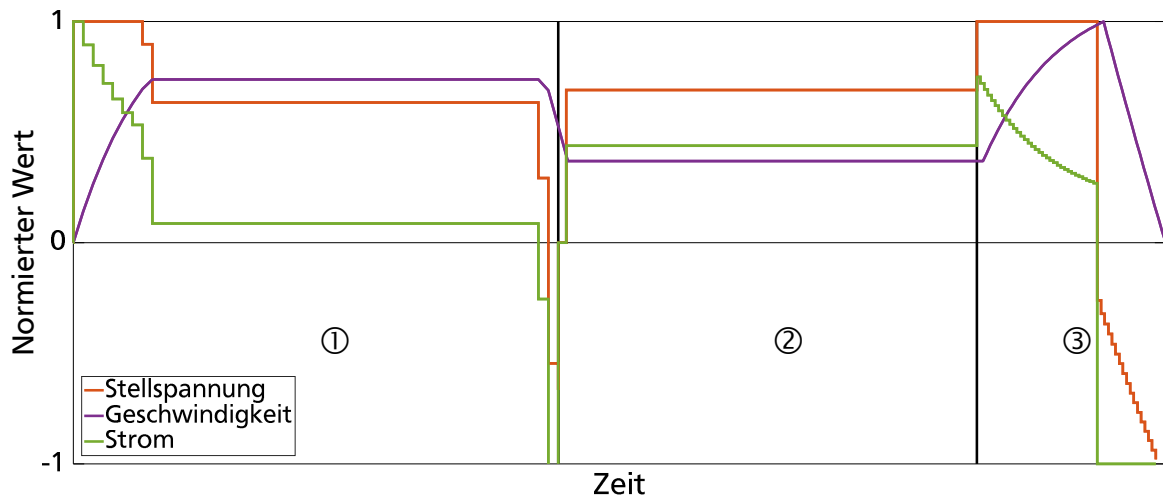


Abbildung 6.1: Werte der Zustandsvariablen für eine dreiphasige Gesamtsystemoptimierung

Ergänzend zu den sich ändernden Systemgleichungen können auch die Werte der Designvariablen phasenabhängig bestimmt werden. Des Weiteren können die Werte der Designvariablen, wie die Zustandsvariablen, für jeden Zeitschritt einzeln bestimmt werden, statt einer über den Schaltvorgang oder die einzelnen Phasen konstanten Formulierung. Dadurch ergibt sich für jeden Zeitschritt eine optimale Designvariable. Konkret kann dies z. B. für den Schaltwalzenwinkel genutzt werden, sodass eine variable Übersetzung erzeugt werden kann, was allerdings auch mit einem hohen Fertigungsaufwand einhergeht. Ein weiteres Einsatzgebiet, für den sich ein veränderlicher Wert der Designvariablen eignet, ist die Untersuchung der Vorkommutierung eines BLDC-Motors. Die Bestimmung eines Vorkommutierungswinkels stellt eine einfache Möglichkeit dar, um durch Feldschwächung die Kennlinie des Motors zu beeinflussen [137]. Auch in [138] wird gezeigt, dass die Feldschwächung die Dynamik von Aktoriksystemen in Getrieben steigern kann. Zur Implementierung in das Optimierungsproblem müssen allerdings die Abhängigkeiten der Motorkonstanten von dem Vorkommutierungswinkel bekannt sein.

6.2 Ableiten einer Designmethode

Der Einsatz von Optimierungsverfahren zur optimalen Bestimmung der Designparameter bereits existierender Systeme ist weit verbreitet. Allerdings eignen sich diese Verfahren auch zur Entwicklung neuer Systeme, da insbesondere bei einer Neuentwicklung die Variantenvielfalt sehr hoch ist [60]. Diese Idee wird beispielsweise auch in [81] verfolgt. Durch Angabe der Anforderungen wird mithilfe einer Morphologischen Kasten und einem Optimierungsverfahren das optimale System generiert. Durch die Implementierung in eine *Toolbox* soll es sehr einfach möglich sein, ein Systemdesign, das den Anforderungen genügt, zu generieren. Die Erstellung der *Toolbox* erfordert aufgrund der vielfältigen Möglichkeiten, zum Beispiel zur Konstruktion der Übersetzung, einen hohen Aufwand in der Erstellung und aktuelle Entwicklungen müssen stetig implementiert werden, um den Lösungsraum vollständig abdecken zu können. Diese Vielfalt von Schaltaktoriksystemen zeigt sich auch im vielfältigen Stand der Forschung. Zudem ist, durch die geschlossene Formulierung in einer *Toolbox*, das Vorgehen für den Entwickler schwer nachzuvollziehen, da lediglich das Endresultat als Ergebnis der *Toolbox* steht. Des Weiteren sind individuelle Einschränkungen, welche sich beispielsweise durch den Bauraum ergeben, formell meist nur schwer zu berücksichtigen. Aufgrund dessen soll es Ziel der Designmethode sein, den Entwickler in den Prozess einzubeziehen und diesen transparent zu gestalten, um auch individuelle Randbedingungen berücksichtigen zu können und das Vorgehen nachvollziehbar zu machen. In dieser Arbeit wird ein vergleichbarer Ansatz zum Vorgehen im V-Modell als Makrozyklus und den ebenfalls in der Norm beschriebenen Problemlösungszyklus als Mikrozyklus [64] verfolgt. Wesentliches Element dabei ist ein schrittweises Vorgehen, welches über Produktzwischenstufen zum fertigen Produkt führt. Allerdings wird eine stärkere Verknüpfung der verschiedenen Domänen und der Einsatz von Optimierungsverfahren zur Verbesserung und Verkürzung des Entwicklungsprozesses angestrebt.

Daher wird eine Designmethode zur zielgerichteten Synthese von mechatronischen Systemen unter Verwendung von Optimierungsverfahren in Anlehnung an das iterative Vorgehen der Arbeit in Abbildung 1.1 vorgeschlagen, welche in Abbildung 6.2 dargestellt ist. Basierend auf den vielfältigen Systemanforderungen an das Gesamtsystem werden zunächst nur die wesentlichsten Anforderungen berücksichtigt, um eine minimale Systemstruktur zu ermitteln. Die Findung einer geeigneten Struktur wird durch die Erfahrung des Entwicklers und Systemanalysen, wie beispielsweise in Abschnitt 3.1 gezeigt, unterstützt. Die Ergebnisse, welche über die Modellbildung und die Lösung des

Optimierungsproblems ermittelt werden, können für das frühzeitige Hinterfragen der Systemanforderungen genutzt werden und dienen zur Verbesserung des Optimierungsmodells. Neben der Pareto-Front, den Designvariablen und dem dynamischen Verhalten stellen die Sensitivitäten ein wichtiges Werkzeug zur Analyse dar. Durch die erweiterte Formulierung des Optimierungsproblems auf Basis der Analyse kann es notwendig sein, weitere Systemanforderungen zu berücksichtigen. Ist eine ausreichende Genauigkeit erreicht, sind eine geeignete Formulierung des Optimierungsproblems und das optimale Systemdesign gefunden. Zur Beurteilung einer ausreichenden Modellgenauigkeit und ob alle wesentlichen Einflussfaktoren berücksichtigt wurden, eignet sich ebenfalls die Betrachtung der Sensitivitäten. Ergänzt werden kann dies im fortgeschrittenen Entwicklungsprozess durch Prototypenaufbauten, um sensitive Parameter zuverlässiger bestimmen zu können.

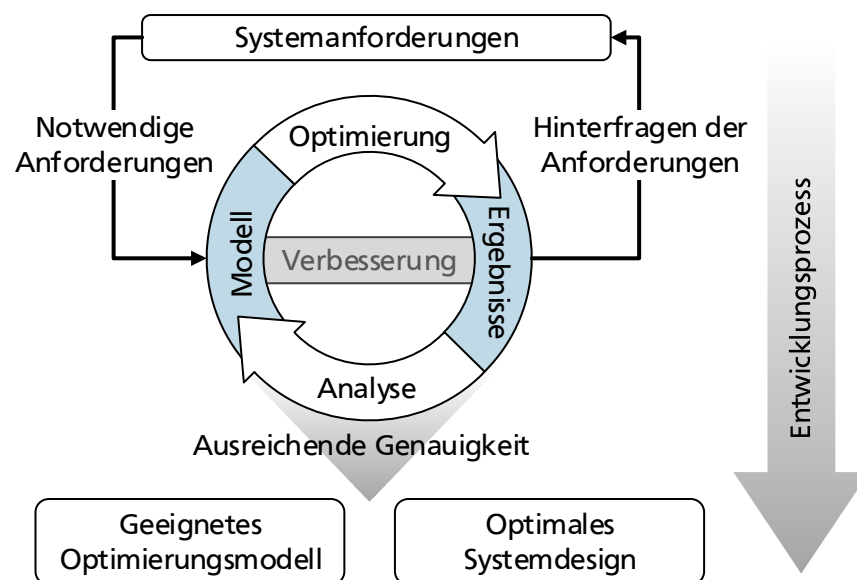


Abbildung 6.2: Designmethode zur zielgerichteten Synthese von mechatronischen Systemen mithilfe der Optimierung

Für das Beispiel der Neuentwicklung einer Schaltaktorik bedeutet dies zunächst die Optimierung einer Minimalkonfiguration des Systems. Für ein Schaltaktoriksystem mit Rotationsmotor ist die angenommene Minimalkonfiguration in Abbildung 6.3 dargestellt.

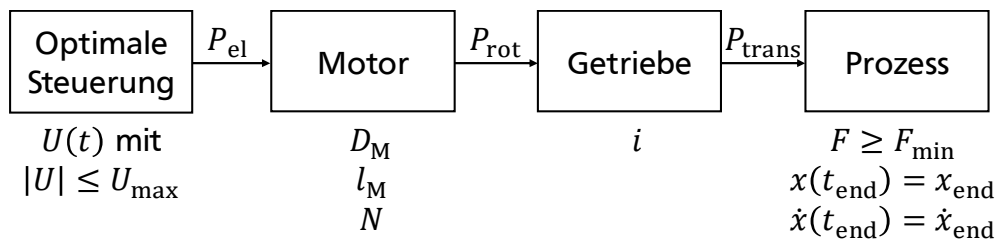


Abbildung 6.3: Minimalkonfiguration einer Schaltaktorik mit Rotationsmotor

Für die Ermittlung der Stellgröße wird eine optimale Steuerung verwendet. Die elektrische Leistung des Steuergeräts wird an den Motor übertragen, der über den in Abschnitt 3.2 beschriebenen Skalierungsansatz modelliert wird. Die vom Motor umgewandelte mechanische Leistung in Form einer Rotation wird von einem zunächst beliebigen Getriebe mit der Übersetzung i in eine translatorische Bewegung umgeformt und an den Prozess weitergeleitet. Der Prozess wird, wie bei der Schaltwalzenaktorik, über eine Kraftanforderung sowie den Endweg und die Endgeschwindigkeit modelliert. Die Ergebnisse der Optimierung der Minimalkonfiguration sind in Abbildung 6.4 dargestellt. Für die Optimierung wird ebenfalls das in Abschnitt 3.2.2 ausgewählte Verfahren verwendet. Da lediglich die Stellspannung als Solltrajektorie für den Warmstart vorgegeben wird, ist es nicht notwendig eine gültige Variante vorab simulativ zu bestimmen. Ergänzend ist anzumerken, dass die Vorgabe einer Referenzstellspannung die Lösungsgeschwindigkeit nur geringfügig verringert. Als Referenz werden die Ergebnisse der Optimierung des Schaltwalzensystem aus Abbildung 4.1 abgebildet, um die Annäherung der Methode an die Ergebnisse aus Abschnitt 4.1 anschaulich darstellen zu können.

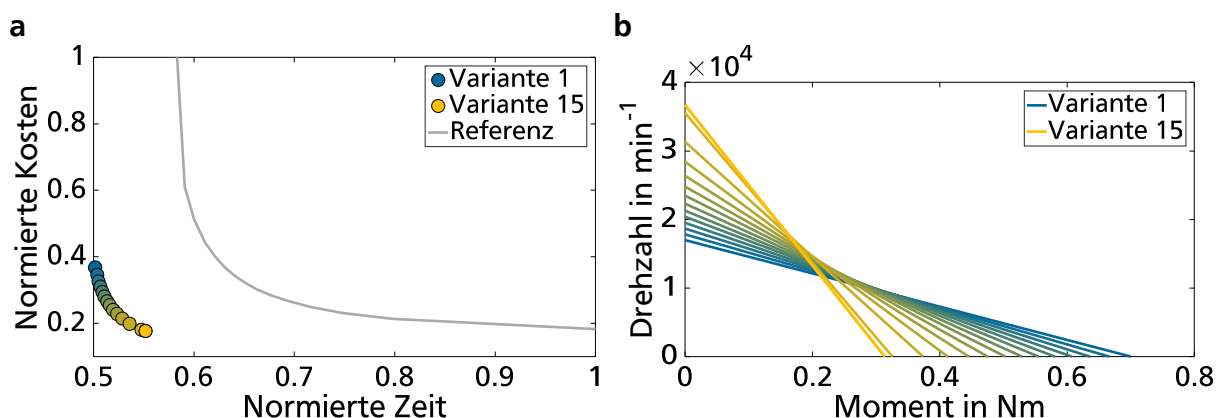


Abbildung 6.4: Pareto-Front (a) und Motorkennlinien (b) für die Optimierung der Minimalkonfiguration

Anhand des Vergleichs mit der Referenz ist zu erkennen, dass noch deutliche Unterschiede zwischen den Ergebnissen vorhanden sind. Zwar kann das Optimierungsproblem nun beliebig erweitert werden, um eine ausreichende Güte zu erhalten. Allerdings kann dies aufgrund der vielen Möglichkeiten mit einem hohen Zeit- und Modellierungsaufwand verbunden sein. Um dies zu vermeiden, können über die Erfahrung des Ingenieurs gezielt einzelne Teilsysteme detailliert werden, wobei auch dabei Aspekte unberücksichtigt bleiben können. Eine geeignete Möglichkeit, um das Optimierungsproblem zielgerichtet zu erweitern, ist nach der Designmethode eine Analyse der Ergebnisse welche im Folgenden in Form einer Sensitivitätsanalyse durchgeführt wird. Die Sensitivitäten können unmittelbar mit dem ausgewählten Optimierungsverfahren bestimmt werden und sind für die Optimierung der Minimalkonfiguration in Abbildung 6.5 dargestellt.

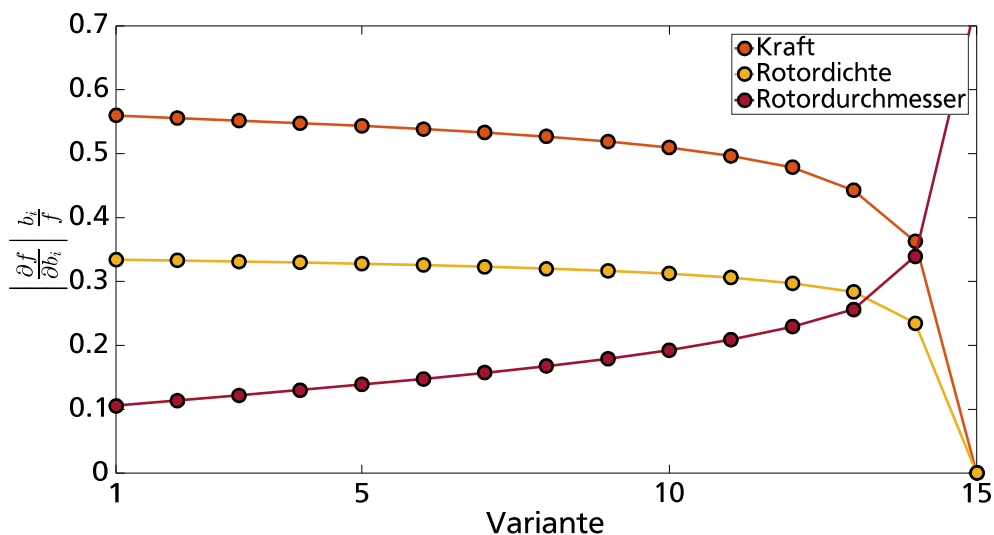


Abbildung 6.5: Normierte Sensitivitäten der verschiedenen Varianten für die Minimalkonfiguration

Bereits mit der sehr vereinfachten Modellierung lässt sich ohne genaue Systemkenntnis erkennen, dass die Kraft einen wesentlichen Einfluss auf das Ergebnis hat. Wird die Formulierung der Krafrandbedingung in Gleichung (3.21) betrachtet, ist die Maximalkraft des Systems abhängig vom Strom, der Übersetzung, der Motorkonstante und den Verlusten. Um die Güte der Ergebnisse zu verbessern, ist es somit sinnvoll diese Abhängigkeiten näher zu untersuchen. Bezüglich des Stroms ist es gegebenenfalls notwendig, wie beim Referenzsystem, eine Beschränkung einzuführen, die sich beispielsweise aus einer *carry over* Strategie ergibt. Diese Strategie wurde auch für die weiteren Untersuchungen zu Grunde gelegt, sodass die gleiche Strombeschränkung wie beim

Referenzsystem eingeführt wird. Allerdings ist es auch möglich die Kosten der Leistungselektronik in Abhängigkeit geeigneter Parameter ergänzend zu berücksichtigen. Ein Beispiel für diese Kosten in Abhängigkeit des Maximalstroms wird in [95] gegeben. In Bezug auf die Übersetzung zwischen Motor und Schaltgabel ergibt sich aus der Optimierung ein hoher Wert im Bereich von $i_{MSG} = 3000 - 10000 \text{ 1/m}$. Konstruktive Umsetzungen, die eine hohe Übersetzung auf geringem Bauraum besitzen, gehen jedoch meist mit hohen Verlusten einher [139]. Um ebenfalls die Ergebnisgüte zu verbessern, sollten zumindest die Verluste anhand des notwendigen Übersetzungsverhältnisses abgeschätzt werden.

Ein weiterer Vorteil der ersten Systemanalyse ist das bessere Systemverständnis. So sind bereits in einem frühen Stadium die wichtigsten Einflussfaktoren auf das System bekannt und es ist möglich diese frühzeitig zu hinterfragen. Beispielsweise, ob durch konstruktive Maßnahmen an den anderen Teilsystemen des Getriebes die Kraftanforderungen an die Schaltaktorik reduziert werden können oder eine Leistungssteigerung der Leistungselektronik lohnenswert ist.

Eine erneute Optimierung des Systems mit einer Strombegrenzung und einem abgeschätzten Verlustkoeffizienten von $\lambda_{\text{ver}} = 0.5$ in Abbildung 6.6 zeigt, dass durch Berücksichtigung der mithilfe der Sensitivitätsanalyse ermittelten Aspekte vergleichbare Ergebnisse zum Referenzsystem erzielt werden können.

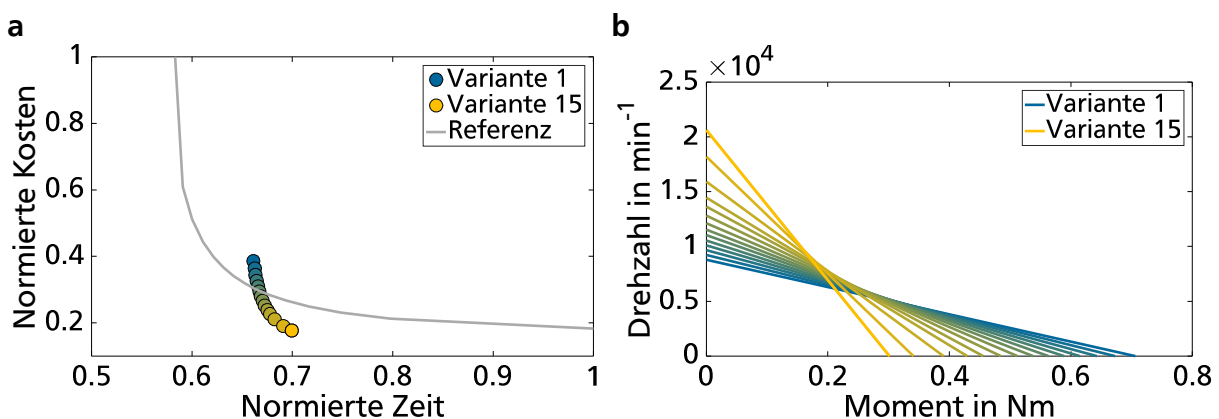


Abbildung 6.6: Pareto-Front (a) und Motorkennlinien (b) für die Minimalkonfiguration mit abgeschätztem Verlustkoeffizient und Strombegrenzung

Um darauf aufbauend ein konkretes Design für die Schaltaktorik zu entwickeln, ist es notwendig ein geeignetes Getriebe zur Umformung der Rotationsbewegung in eine Translationsbewegung mit ausreichender Übersetzung, welche durch die Optimierung bekannt ist, auszuwählen. Die Optimierung stellt somit eine geeignete Unterstützung

im Designprozess dar und ermöglicht eine transparente Darstellung des Entwicklungsprozesses. Dabei kann es durchaus möglich sein, dass bei der weiteren Analyse verschiedene Designvarianten für die Übersetzung in Betracht kommen. Durch die geringe Rechenzeit zur Lösung des Optimierungsproblems ist es einfach möglich verschiedene Varianten zu optimieren und diese anschließend miteinander zu vergleichen. Zur Implementierung der Übersetzung in das Optimierungsproblem müssen die Verluste und die Übersetzung in Abhängigkeit der Designparameter der Übersetzung modelliert werden. Beispielhaft wird im Folgenden, ergänzend zu der Modellierung in Abschnitt 3.2, neben den Verlusten der Schaltwalze auch die Verluste des Zahneingriffs in der Zwischenübersetzung $\lambda_{\text{ver ZE}}$ nach [140] über Gleichung (6.1) modelliert und nicht als konstanter Wert angenommen.

$$\lambda_{\text{ver ZE}} = 1 - 0.18m \cdot \left(\frac{1}{D_{\text{ZR } i}} + \frac{1}{D_{\text{ZR } i+1}} \right). \quad (6.1)$$

Die Verluste sind abhängig von den Durchmessern der ineinandergreifenden Zahnräder $D_{\text{ZR } i}$ und $D_{\text{ZR } i+1}$, wobei entsprechende Bauraumbegrenzungen durch Nebenbedingungen der Designvariablen berücksichtigt werden. Bei der Modellierung der Gesamtverluste müssen die weiteren Verluste nach Gleichung (3.22) berücksichtigt werden, sodass sich die Verluste zu

$$\lambda_{\text{ver}} = \lambda_{\text{ver konst}} \cdot \lambda_{\text{ver ZE}} \cdot \lambda_{\text{ver G SW}} \cdot \lambda_{\text{ver SW}} \quad (6.2)$$

ergeben. Für eine zuverlässige Bestimmung des Koeffizienten $\lambda_{\text{ver konst}}$ ist im weiteren Verlauf des Designprozesses ein rein modellbasiertes Vorgehen nicht mehr praktikabel, sodass Messungen an Prototypen eine sinnvolle Ergänzung darstellen und die Modellgüte verbessern.

Die Pareto-Front in Abbildung 6.7 zeigt, dass die Ergebnisse sehr vergleichbar mit der Modellierung des Referenzsystems sind, auch wenn im Optimierungsmodell des Referenzsystems auf eine detaillierte Verlustmodellierung der Zwischenübersetzung verzichtet wurde.

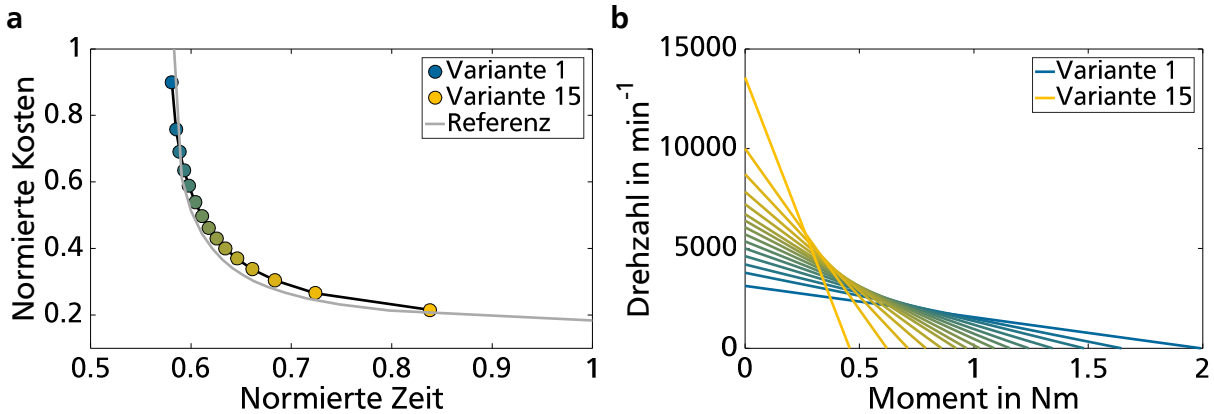


Abbildung 6.7: Pareto-Front (a) und Motorkennlinien (b) für die Optimierung des Referenzsystems mit modellierten Verlusten der Zwischenübersetzung

Auch über die Analyse der Sensitivitäten in Abbildung 6.8 lässt sich zeigen, dass die Eigenschaften der Zwischenübersetzung nur einen geringen Einfluss auf die Zielfunktionen haben. Dies wird gestützt durch das Ergebnis für den Verlustfaktor, der nur zwischen 0.6 und 0.64 schwankt und bei der Referenz ohne Modellierung der Zwischenübersetzung über alle Varianten 0.63 beträgt. Des Weiteren ergeben sich auch für die Designvariablen vergleichbare Werte, was auch an den ermittelten Kennlinien im Vergleich zu Abbildung 4.1 b zu erkennen ist.

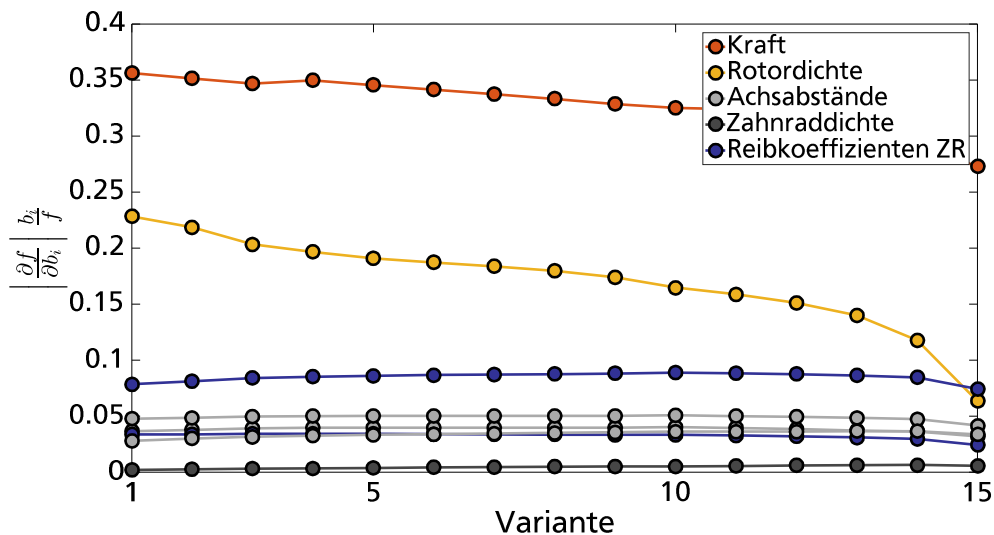


Abbildung 6.8: Sensitivitäten für die Optimierung des Referenzsystems mit modellierten Verlusten der Zwischenübersetzung

Die Analyse der Optimierungsergebnisse helfen somit eine geeignete Detaillierungstiefe des Optimierungsproblems zu finden. Dazu zählen neben der Pareto-Front und dem dynamischen Systemverhalten insbesondere die Sensitivitäten, die eine zielgerichtete

Modellverfeinerung ermöglichen. Teile der Methode inklusive Ergebnisse aus der Gesamtsystemoptimierung sowie Ergebnisse aus der Analyse der Regelungsstrategie wurden ebenfalls in [E2] und [E3] veröffentlicht.

6.3 Einordnung in bestehende Entwicklungsmethoden

Die vorgeschlagene Methode zeigt sinnvolle Ergänzungen zu klassischen Entwicklungsmethoden für mechatronische Systeme auf. Durch die Verwendung einer multidisziplinären Mehrzieloptimierung ist es möglich die Bestimmung der optimalen Designparameter und die Lösung der optimalen Steuerung in einem Optimierungsproblem zu formulieren und somit Wechselwirkungen zwischen den Domänen unmittelbar zu berücksichtigen. Zudem zeigt sich, dass die Verwendung der Optimierung zum zielgerichteten Systementwurf beiträgt und die Entwicklungsarbeit vereinfachen kann. Es werden somit ähnliche Ziele wie in der TOR-Methode [80] verfolgt, um mithilfe der Optimierung den Designprozess technischer Systeme zu verbessern und zu vereinfachen. Zwar ist die TOR-Methode aufgrund der Problemstellung und dem damit verbundenen Fokus auf Globalität und diskrete Optimierung für diese Betrachtung nicht unmittelbar übertragbar, dennoch sind die in der TOR-Methode gezeigten Schritte ein wesentlicher Punkt, um Optimierungsverfahren sinnvoll im Designprozess anwenden zu können und finden sich auch in dem Vorgehen der vorgeschlagenen Designmethode wieder.

Inspiziert durch die Lösung von Optimalsteuerungsproblemen wird in dieser Arbeit zur Optimierung eine kontinuierliche Formulierung der Variablen gewählt. Durch die Verwendung des Verfahrens *Ipopt* können die Sensitivitäten einfach bestimmt werden, welche einen wichtigen Beitrag zum zielgerichteten Systementwurf leisten. Bei der Systementwicklung hat sich auch gezeigt, dass die Verwendung eines iterativen Vorgehens sinnvoll ist, um Designentscheidungen zu erleichtern und nachvollziehbar zu machen. Insbesondere durch Interaktion mit klassischen Methoden zur Bestimmung der Systemstruktur, wie dem Morphologischen Kasten [141], kann eine ganzheitliche, strukturierte Methode entwickelt werden. Durch das iterative Vorgehen erfolgt zudem eine stetige und zielgerichtete Verbesserung der Modellgüte. Die Iterationen unterscheiden sich somit auch von den Iterationen innerhalb des V-Modells [64] oder dem Vorgehen von Roos [81], in denen diese ein wesentliches Element zur Berücksichtigung domänenübergreifender Effekte sind.

Auch wenn die entwickelte Methode Verbesserungen in der domänenübergreifenden Entwicklung von mechatronischen Systeme aufzeigt, ist es sicherlich schwer aufgrund der Komplexität von mechatronischen Systemen [142] allgemeingültige Methoden zu entwickeln. So sind auch immer noch domänenspezifische Entwicklungsschritte nach dem Systementwurf notwendig, um ein fertiges Produkt zu generieren. Exemplarisch seien hierfür die detaillierte Motorkonstruktion und Festigkeitsuntersuchungen der Bauteile zu nennen, wobei diese zumeist nur einen sehr geringen Einfluss auf das Systemkonzept haben oder aber in der anfänglichen Formulierung des Problems über eine geeignete Abstraktion berücksichtigt werden sollten. Weiterhin erscheint durch die Komplexität der mechatronischen Systeme die Entwicklung einer umfassenden, geschlossenen *Toolbox* wie in [81] als nicht praktikabel. Stattdessen wird eine zielgerichtete Entwicklung des Systems, in dem die Optimierung eine wichtige Unterstützung darstellt, angestrebt. Somit sollte eine Erweiterung des im V-Modell vorgeschlagenen domänenübergreifenden Systemkonzepts zu einem domänenübergreifenden Systementwurf erfolgen, um durch einen ganzheitlichen Ansatz Wechselwirkungen in der Modellbildung und Analyse einfacher berücksichtigen zu können. Des Weiteren ist das Vorgehen dieser Arbeit fokussiert auf mechatronische Systeme mit Rotationsmotor und Übersetzungsgetriebe, sodass eine Übertragbarkeit, z. B. auf magnetisch betätigte Schaltaktoriksysteme, nicht unmittelbar gegeben ist. Allerdings stellen die Systeme aus Rotationsmotor und Getriebe eine breite Masse der mechatronischen Systeme im Automobilbereich oder der Robotik dar.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Für die Entwicklung mechatronischer Systeme existieren verschiedene Methoden, deren Ziel es ist den Entwicklungsprozess zu vereinfachen und zu verbessern. Ein wichtiger Aspekt ist dabei die Verknüpfung der verschiedenen Domänen eines mechatronischen Systems. Die Verwendung von Optimierungsverfahren und deren Eingliederung in die Methode wird jedoch zumeist nur sehr oberflächlich betrachtet. Am Beispiel einer Schaltwalzenaktorik eines DCT wurde in dieser Arbeit untersucht, inwiefern der Entwicklungsprozess von einer ganzheitlichen Formulierung und dem Einsatz von Optimierungsverfahren profitiert. Durch die Abstraktion des Schaltvorgangs wurde eine geeignete Modellierungsstrategie gefunden und ein Modell zur Gesamtsystemoptimierung sowie ein detailliertes Systemmodell zur Untersuchung der Regelungsstrategie aufgebaut.

Für die Gesamtsystemoptimierung wurde auf Basis der Systemgleichungen ein geeignetes Optimierungsverfahren ausgewählt, das eine ganzheitliche Optimierung des Systems ermöglicht. In der Zielfunktion werden neben der Dynamik des Auslegevorgangs auch die Kosten des Systems berücksichtigt. Als Ergebnis der Optimierung kann dadurch eine Pareto-Front erzeugt werden, die die passende Auswahl einer Variante in Bezug auf die Anforderung des Getriebegesamtsystems ermöglicht. Neben den Werten der Design- und Zustandsvariablen werden auch die Sensitivitäten bestimmt, die zu einem besseren Systemverständnis führen und eine zielgerichtete Entwicklung des Systems erleichtern. Darauf aufbauend werden verschiedene Maßnahmen zur weiteren Verbesserung der Zielfunktionswerte betrachtet.

Neben dem Auslegevorgang entfällt je nach Schaltvorgang ein erheblicher Anteil der Schaltzeit auf die Synchronisierung. In dieser Phase wird die Dynamik nicht durch das Design der Schaltaktorik, sondern durch die Regelungsstrategie beeinflusst. Basierend auf dem Stand der Forschung werden die überwiegend für hydraulische Systeme entwickelten Strategien für die Schaltwalzenaktorik angepasst und zunächst simulativ untersucht sowie verglichen. Ergänzend wurde ein modularer und kompakter Schaltaktorikprüfstand aufgebaut, um die Regelungsstrategien experimentell zu untersuchen.

Der Prüfstand bietet zudem die Möglichkeit Messgrößen zu ermitteln, die im Realsystem nur schwer oder nicht zugänglich sind. Durch die Verwendung einer Regelung mit modellbasierter Sollwertvorgabe konnte während des Auslegevorgangs eine, in Bezug auf die optimale Steuerung, vergleichbare Dynamik erreicht werden. Für den Synchronisierungsvorgang eignet sich für sportlich orientierte Schaltungen eine Positionsregelung, da gegenüber einer progressiven Strategie durch die konstante Schaltkraft die Synchronisierungszeit reduziert werden kann. Des Weiteren ist sie robust gegenüber Parameterschwankungen, einfach zu applizieren und weist nur geringe Komforteinbußen gegenüber einer progressiven Strategie auf. Ausstehend ist die Applizierung der Strategien auf ein Prototypenfahrzeug, um diese überprüfen und für den Serieneinsatz weiterentwickeln zu können.

Unter dem Aspekt der Elektrifizierung von Getrieben und der damit verbundenen Möglichkeit auf Reibsynchronisierungen zu verzichten, werden Erweiterungsmöglichkeiten des Modells zur Gesamtsystemoptimierung betrachtet, um Schaltaktoriksysteme für die geänderten Anforderungen dieser Systeme zu entwickeln. Neben der konventionellen linearen Anwendung der Optimierung auf Basis der Schaltwalzenaktorik wird betrachtet, inwiefern sich der Ansatz einer multidisziplinären Mehrzieloptimierung in Kombination mit einer vorgeschlagenen Designmethode zur Einbindung in den Entwicklungsprozess von mechatronischen Systemen eignet. Auf Basis einer Minimalkonfiguration und der Analyse der Optimierungsergebnisse kann durch einen iterativen Ansatz neben einem optimalen Systemdesign auch ein geeignetes Optimierungsmodell ermittelt werden, wobei die Schaltwalzenaktorik als Referenz dient. Diese Methode wird abschließend in aktuelle Entwicklungsmethoden eingeordnet, um Potenzial zur Weiterentwicklung dieser Methoden durch die Verwendung von Optimierung und die ganzheitliche Betrachtung aufzuzeigen.

Das Optimierungsmodell und die darauf aufbauende Methode sollen in Zukunft konkret zur Entwicklung von Schaltaktoriksystemen in elektrifizierten Getrieben eingesetzt werden. Ergänzend sollte die Methode auch auf andere mechatronische Systeme angewendet und weiterentwickelt werden, um zukünftig eine bessere Verknüpfung der verschiedenen Domänen sowie klassischer Designmethoden und Optimierungsverfahren zu erreichen.

Literaturverzeichnis

Allgemeine Veröffentlichungen

- [1] Hermann Rieseler, „Hydraulic change-speed and reversing gear“, US1551055 A, 25-Aug-1925.
- [2] Lawrence S Nash, „Pneumatic control for automobiles“, US1529369 A, 10-März-1925.
- [3] Harald Naunheimer, Bernd Bertsche, und Gisbert Lechner, *Fahrzeuggetriebe*. Berlin Heidelberg: Springer, 2007.
- [4] Rudolf Franke Sen und Jun, „Kraftschlüssiges Zahnraeder-Stufenschaltgetriebe mit Vorwählung und Verfahren zu seiner Schaltung“, DE923402 C, 01-Dez-1955.
- [5] Adolphe Kegresse, „Hydraulic change gear device for automobile vehicles“, US2163202 A, 20-Juni-1939.
- [6] Wolfgang Schreiber, Falko Rudolph, und Volker Becker, „Das neue Doppelkupplungsgetriebe von Volkswagen“, *ATZ - Automob. Z.*, Bd. 105, Nr. 11, S. 1022–1039, Nov. 2003.
- [7] „Dual Clutch Transmission Technology: Need for Better Fuel Efficiency, Driver Engagement, and Lighter Weight Drive Rapid Growth“, *Frost & Sullivan*. [Online]. Verfügbar unter: <https://ww2.frost.com/news/press-releases/dual-clutch-transmission-technology-need-better-fuel-efficiency-driver-engagement-and-lighter-weight-drive-rapid-growth/>. [Zugegriffen: 17-Aug-2017].
- [8] Ernest DeVincent, Uli Christian Blessing, und Lothar Herdle, „Light Front-traversal Dual-Clutch Transmission with High Efficiency“, *ATZ Worldw.*, Bd. 115, Nr. 12, S. 4–9, Dez. 2013.
- [9] Katrin Pudenz, „Kia zeigt neues Doppelkupplungsgetriebe in Genf“, *springerprofessional.de*, 06-März-2015. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.springerprofessional.de/automobil---motoren/kia-zeigt-neues-doppelkupplungsgetriebe-in-genf/6590798>. [Zugegriffen: 06-Sep-2017].
- [10] Jörg Seeger, „Neues Doppelkupplungsgetriebe für Traktoren“, *ATZoffhighway*, Feb. 2012.
- [11] Carl Esselborn, „Analyse und Vergleich unterschiedlicher Systeme für die Aktorik eines Sportwagen-DKG“, Darmstadt, Masterthesis, Mai 2017.
- [12] R Berger, R Fischer, und M Salecker, „Von der Automatisierten Kupplung zum Automatisierten Schaltgetriebe“, in *Konferenzband der Getriebe in Fahrzeugen*, Düsseldorf, 1998.

-
- [13] Uwe Wagner, Peter Bührle, Bruno Müller, Karl-Ludwig Kimmig, und Markus Kneissler, „Trockene Doppelkupplungssysteme“, *ATZ - Automob. Z.*, Bd. 111, Nr. 11, S. 826–833, Nov. 2009.
- [14] Bruno Müller, Götz Rathke, Marco Grethel, und Laszlo Man, *Schaeffler Kolloquiumsbuch 2014 - Getriebeaktuatorik Weniger Komplexität, mehr Funktionalität*. 2014.
- [15] Heiko Imholz, Benjamin Kesel, Tobias Lenz, und Thomas Marx, „Schaltanordnung“, DE102008031815 A1, 31-Dez-2009.
- [16] Daniel Knoblauch, „Schaltkupplungsanordnung für Kraftfahrzeuggetriebe sowie Verfahren zum Ein- bzw. Ausrücken einer Gangstufe“, DE102006004125 A1, 02-Aug-2007.
- [17] Uli Christian Blessing, Thorsten Gatzka, Ulrich Knödel, und Mark Schweiber, „Aktuatoranordnung und Schaltkupplungsanordnung“, DE102006015688 A1, 04-Okt-2007.
- [18] Bernd Somschor, Frank Miehle, Norbert Sommer, Juergen Neuenfeld, und Oliver Buchhold, „Getriebe mit elektromechanischen Getriebesteller“, DE10143325 A1, 20-März-2003.
- [19] Steve Orton, „Getriebeeinrichtung und Betätigungsvorrichtung zum Betätigen eines Getriebes, insbesondere Kraftfahrzeuggetriebes“, DE102005000886 A1, 11-Aug-2005.
- [20] Wolfram Hasewend, „Betätigungseinheit für ein Klauengetriebe und Klauengetriebe mit einer solchen Betätigungseinheit“, DE102007055307 A1, 28-Mai-2009.
- [21] Armin Stubner, Wolfgang Maier, Norbert Martin, und Heiner Fees, „Schaltaktor zum auslenken einer schaltwelle eines getriebes“, EP2726762 A1, 07-Mai-2014.
- [22] Yuzo Ooka, „Shift drum type speed change mechanism for motorcycles“, US4491031 A, 01-Jan-1985.
- [23] Ingo Steinberg, Marc Daniel, und Patrick Glusk, „Powertrain including automatic transmission for the A-segment“, *Auto Tech Rev.*, Okt. 2016.
- [24] Jörg Gindele, Thomas Ramsteiner, Jürgen Fischer, und Bertram Tschamon, „Der neue 2,0-l-Hochleistungs-Vierzylindermotor von Mercedes-AMG“, *MTZ - Mot. Z.*, Bd. 74, Nr. 9, S. 664–671, Sep. 2013.
- [25] Andreas Viehmann, Stephan Rinderknecht, und Ruben König, „Two-drive-transmission with range-extender (DE-REX): potentials in terms of system integration“, in *Proceedings of 10th International CTI Symposium*, Novi, USA, 2016.
- [26] Philipp Gwinner, Karsten Stahl, Steffen Rupp, und Alexander Strube, „Innovative High-speed Powertrain Concept for Highly Efficient Electric Vehicles“, *ATZ Worldw.*, Bd. 119, Nr. 3, S. 66–71, Feb. 2017.
- [27] Thomas Hackl, Thomas Himmelbauer, Tobias Kassel, und Ferit Küçükay, „Einfachkonus-Synchronisierung mit Servoverstärkung“, *ATZoffhighway*, Bd. 4, Nr. 1, S. 52–59, Apr. 2011.

-
- [28] Fumio Harashima, Masayoshi Tomizuka, und Toshio Fukuda, „Mechatronics - ‚What Is It, Why, and How?‘ An editorial“, *Trans. Mechatron.*, Bd. 1, Nr. 1, S. 1–4, März 1996.
- [29] „GETRAG Doppelkupplungsgetriebe“. [Online]. Verfügbar unter: http://www.getrag.com/de/products/powershift/Dual_Clutch_Transmissions.html. [Zugegriffen: 19-Juli-2017].
- [30] Gernot Goppelt, „Erfahrungssprung: neue Doppelkupplungsgetriebe von Getrag“, *heise Autos*. [Online]. Verfügbar unter: <https://heise.de/-1731660>. [Zugegriffen: 20-Juli-2017].
- [31] Getrag Getriebe- und Zahnradfabrik Hermann Hagenmeyer GmbH & Cie Kg, „Schaltwalze mit axialer Federvorspannung“, DE202005019038, 02-Feb-2006.
- [32] Joerg Bart, „Vorrichtung zum Schalten von Fahrzeuggetrieben“, DE19543645 A1, 28-Mai-1997.
- [33] Dominik Herkommer, „Schaltaktor in einem Getriebe mit Energiespeicher“, DE102012209533 A1, 12-Dez-2013.
- [34] Stephan Bungart, Stefan Kapp, und Reinhard Schaarschmidt, „Schaltwalze mit axial zur Schaltwalzenachse beweglicher Einlegenutflanke und Schaltverfahren“, DE10361356 B4, 16-Feb-2006.
- [35] Jochen Kuhstrebe und Thomas Busold, „Schaltvorrichtung zum Schalten eines Getriebes“, DE10128854 A1, 19-Dez-2002.
- [36] Marten Wittdorf, „Schaltvorrichtung für ein Geschwindigkeits-Wechselgetriebe“, DE19509477 A1, 19-Sep-1996.
- [37] Thomas Dowad und Dean Pick, „Sequenzielles Getriebeschaltssystem“, DE102010013962 A1, 25-Nov-2010.
- [38] Norbert Esly und Wolfgang Reik, „Betätigungsvorrichtung“, DE19655083 B4, 23-Dez-2010.
- [39] Eckhard Kirchner, *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben*. Berlin Heidelberg: Springer, 2007.
- [40] Mark Fogelberg, „Transmission synchronizer“, US5269400 A, 14-Dez-1993.
- [41] „Zwischenringe für Mehrkonus-Synchronisationen“. [Online]. Verfügbar unter: http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/api/downloads_13/api06_de_de.pdf. [Zugegriffen: 12-Feb-2016].
- [42] Bernd Heißing und Metin Ersoy, „Ride Comfort and NVH“, in *Chassis Handbook*, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2011, S. 421–448.
- [43] Boris Serebrennikov, „Getriebeaktor und verfahren zum durchführen einer synchronisierung bei einem getriebe“, WO2003081091 A2, 02-Okt-2003.
- [44] Shusen Lin, Siqin Chang, und Bo Li, „Gearshift control system development for direct-drive automated manual transmission based on a novel electromagnetic actuator“, *Mechatronics*, Bd. 24, Nr. 8, S. 1214–1222, Dez. 2014.

-
- [45] Shusen Lin, Siqin Chang, und Bo Li, „Improving the gearshifts events in automated manual transmission by using an electromagnetic actuator“, *J. Mech. Eng. Sci.*, Bd. 229, Nr. 9, S. 1548–1561, Juni 2015.
- [46] Huang Hua, „Model-based calibration of automated transmissions“, Dissertation, TU Berlin, Berlin, 2016.
- [47] Knut Erdmann, „Einflussfaktoren auf die Leistungsfähigkeit von Mehrfachsynchronisierungen“, Dissertation, Leibniz Universität Hannover, Hannover, 2008.
- [48] Gunter Hirt, Pascal Kohtes, und Constanze Franke, *Schaeffler Kolloquiumsbuch 2014 - Ganzheitliche Entwicklung von Synchronisierungssystemen: Kurz, leicht und überzeugend*. 2014.
- [49] Markus Klump, „Method and Device for Determining the Synchronous Force When Shifting a Twin Clutch Transmission of a Motor Vehicle“, WO 2006074621, 20-Juli-2006.
- [50] Patrick Stangier, „Method for Controlling an Automated Shift Operation of a Gearbox“, WO2012175063, 27-Dez-2012.
- [51] Melissa Koenig, Darren Firth, und Mark Buchanan, „Method for controlling the engagement force of the synchronizers of a dual clutch transmission“, US20050029068 A1, 10-Feb-2005.
- [52] Andreas Gustavsson, „Development and Analysis of Synchronization Process Control Algorithms in a Dual Clutch Transmission“, Linköping, Examensarbeit, Feb. 2009.
- [53] J. C. Wheals, A. Turner, K. Ramsay, A. O’Neil, J. Bennett, und Haiping Fang, „Double Clutch Transmission (DCT) using Multiplexed Linear Actuation Technology and Dry Clutches for High Efficiency and Low Cost“, Detroit, MI, 2007.
- [54] Gyeonghwi Min u. a., „Development of a gear fork control algorithm to improve the shift quality of a dual-clutch transmission“, *J. Automob. Eng.*, Bd. 230, Nr. 11, S. 1477–1487, Sep. 2016.
- [55] Uwe Wagner, Reinhard Berger, Matthias Ehrlich, und Manfred Homm, „Elektromotorische Aktorik für Doppelkupplungsgetriebe“, LuK Kolloquiumsbericht, Mai 2016.
- [56] J Kim u. a., „Simulation of the shift force for a manual transmission“, *J. Automob. Eng.*, Bd. 217, Nr. 7, S. 573–581, Juli 2003.
- [57] Vincent Talon, Nicolas Sabatier, und Patrice Montaland, „Renault applies model-based systems engineering to dual-clutch transmission - SAE International“. [Online]. Verfügbar unter: <http://articles.sae.org/13584/>. [Zugegriffen: 30-Juni-2017].
- [58] Guenter Ruehle und Henning Diel, „Vorrichtung zum servomechanischen Schalten eines Stufengetriebes“, DE19840621 C2, 06-Feb-2003.
- [59] Jianjun Hu, Hongliang Ran, Tao Pang, und Yi Zhang, „Parameter design and performance analysis of shift actuator for a two-speed automatic mechanical transmission for pure electric vehicles“, *Adv. Mech. Eng.*, Bd. 8, Nr. 8, Aug. 2016.

-
- [60] André Uhle, „Actuation Synthesis for New Hybrid Transmission Application (DHT)“, in *Konferenzband der Steuerung und Regelung von Getrieben*, Bonn, 2017.
- [61] Oscar Sarmiento, „Optimization of Transmission Electrical Oil Pumps Using Model-based System Engineering Techniques“, *CTI Symposium*, 28-Nov-2016. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.transmission-symposium.com/en/optimization-of-transmission-electrical-oil-pumps-using-model-based-system-engineering-techniques/>. [Zugegriffen: 12-Juni-2017].
- [62] Michael Pantke, Reiner Keller, Florian Weigl, „Electromagnetic actuator with ‚sensorless position measurement‘ for gearbox control“, in *Konferenzband der Getriebe in Fahrzeugen*, Friedrichshafen, 2013.
- [63] Rolf Isermann, „Modeling and design methodology for mechatronic systems“, *Trans. Mechatron.*, Bd. 1, Nr. 1, S. 16–28, März 1996.
- [64] Verein Deutscher Ingenieure e.V., „Richtlinie VDI 2206 - Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme.“ Juni-2004.
- [65] Verein Deutscher Ingenieure e.V., „Richtlinie VDI 2221 - Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte“. Mai-1993.
- [66] Barry Boehm, „A spiral model of software development and enhancement“, *Computer*, Bd. 21, Nr. 5, S. 61–72, Mai 1988.
- [67] Adolf P. Brühl und Wolfgang Dröschel, *Das V-Modell: Der Standard für die Softwareentwicklung mit Praxisleitfaden*. München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 1993.
- [68] Giacomo Barbieri, Cesare Fantuzzi, und Roberto Borsari, „A model-based design methodology for the development of mechatronic systems“, *Mechatronics*, Bd. 24, Nr. 7, S. 833–843, Oktober 2014.
- [69] Roland Nattermann und Reiner Anderl, „The W-Model – Using Systems Engineering for Adaptronics“, *Procedia Comput. Sci.*, Bd. 16, S. 937–946, Jan. 2013.
- [70] Chen Zheng, Matthieu Bricogne, Julien Le Duigou, und Benoît Eynard, „Survey on mechatronic engineering: A focus on design methods and product models“, *Adv. Eng. Inform.*, Bd. 28, Nr. 3, S. 241–257, Aug. 2014.
- [71] R. Sudarsan, S. J. Fenves, R. D. Sriram, und F. Wang, „A Product Information Modeling Framework for Product Lifecycle Management“, *Comput Aided Des*, Bd. 37, Nr. 13, S. 1399–1411, Nov. 2005.
- [72] P. Hehenberger, F. Poltschak, K. Zeman, und W. Amrhein, „Hierarchical design models in the mechatronic product development process of synchronous machines“, *Mechatronics*, Bd. 20, Nr. 8, S. 864–875, Dezember 2010.
- [73] H. Anacker, J. Gausemeier, R. Dumitrescu, S. Dziwok, und W. Schäfer, „Solution patterns of software engineering for the system design of advanced mechatronic systems“, in *Mechatronics-REM*, Paris, 2012, S. 101–108.
- [74] Marc Budinger, Aurélien Reysset, Toufic El Halabi, Catalin Vasiliu, und Jean-Charles Maré, „Optimal preliminary design of electromechanical actuators“, *J. Aerosp. Eng.*, Bd. 228, Nr. 9, S. 1598–1616, Juli 2014.

-
- [75] K. Pasch und W. Seering, „On the Drive Systems for High-Performance Machines“, *J. Mech. Transm. Autom. Des.*, Bd. 106, Nr. 1, S. 102–108, März 1984.
- [76] H. J. Van de Straete, J. De Schutter, und R. Belmans, „An efficient procedure for checking performance limits in servo drive selection and optimization“, *Trans. Mechatron.*, Bd. 4, Nr. 4, S. 378–386, Dez. 1999.
- [77] H. Giberti, S. Cinquemani, und G. Legnani, „Effects of transmission mechanical characteristics on the choice of a motor-reducer“, *Mechatronics*, Bd. 20, Nr. 5, S. 604–610, Aug. 2010.
- [78] Fredrik Roos, Hans Johansson, und Jan Wikander, „Optimal selection of motor and gearhead in mechatronic applications“, *Mechatronics*, Bd. 16, Nr. 1, S. 63–72, Feb. 2006.
- [79] Roberto Caracciolo und Dario Richiedei, „Optimal design of ball-screw driven servomechanisms through an integrated mechatronic approach“, *Mechatronics*, Bd. 24, Nr. 7, S. 819–832, Okt. 2014.
- [80] B. Dörig, T. Ederer, P. Hedrich, U. Lorenz, P. F. Pelz, und P. Pöttgen, „Technical Operations Research (TOR) Exemplified by a Hydrostatic Power Transmission System“, *9IFK – Proc. Vol1*, März 2014.
- [81] Fredrik Roos, „Towards a methodology for integrated design of mechatronic servo systems“, Dissertation, KTH Stockholm, Stockholm, 2007.
- [82] Mats Jonasson und Fredrik Roos, „Design and evaluation of an active electromechanical wheel suspension system“, *Mechatronics*, Bd. 18, Nr. 4, S. 218–230, Mai 2008.
- [83] Daniel Malmquist, „A tool for holistic optimization of mechatronic design concepts“, Dissertation, KTH Stockholm, Stockholm, 2015.
- [84] H. K. Fathy, J. A. Reyer, P. Y. Papalambros, und A. G. Ulsov, „On the coupling between the plant and controller optimization problems“, in *Proceedings of the American Control Conference*, 2001, Bd. 3, S. 1864–1869 Bd.3.
- [85] Vikrant Bansal, John D. Perkins, und Efstratios N. Pistikopoulos, „A Case Study in Simultaneous Design and Control Using Rigorous, Mixed-Integer Dynamic Optimization Models“, *Ind. Eng. Chem. Res.*, Bd. 41, Nr. 4, S. 760–778, Feb. 2002.
- [86] James Allison, Tinghao Guo, und Zhi Han, „Co-Design of an Active Suspension Using Simultaneous Dynamic Optimization“, *J. Mech. Des.*, Bd. 136, Nr. 8, Juni 2014.
- [87] James Allison und Daniel R. Herber, „Multidisciplinary Design Optimization of Dynamic Engineering Systems“, in *54th Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2013.
- [88] Thambirajah Ravichandran, David Wang, und Glenn Heppler, „Simultaneous plant-controller design optimization of a two-link planar manipulator“, *Mechatronics*, Bd. 16, Nr. 3, S. 233–242, Apr. 2006.
- [89] Zouhaier Affi, Badreddine EL-Kribi, und Lotfi Romdhane, „Advanced mechatronic design using a multi-objective genetic algorithm optimization of a motor-driven four-bar system“, *Mechatronics*, Bd. 17, Nr. 9, S. 489–500, Nov. 2007.

-
- [90] Julie A. Reyer und Panos Y. Papalambros, „Combined Optimal Design and Control With Application to an Electric DC Motor“, *J. Mech. Des.*, Bd. 124, Nr. 2, S. 183–191, Mai 2002.
- [91] P. Pillay und R. Krishnan, „Modeling of permanent magnet motor drives“, *IEEE Trans. Ind. Electron.*, Bd. 35, Nr. 4, S. 537–541, Nov. 1988.
- [92] D. k Kim, K. w Lee, und B. i Kwon, „Commutation Torque Ripple Reduction in a Position Sensorless Brushless DC Motor Drive“, *IEEE Trans. Power Electron.*, Bd. 21, Nr. 6, S. 1762–1768, Nov. 2006.
- [93] Wolfgang Gerke, *Elektrische Maschinen und Aktoren: Eine anwendungsorientierte Einführung*. Walter de Gruyter, 2012.
- [94] Stephan Rinderknecht, Rainer Nordmann, und Herbert Birkhofer, *Einführung in die Mechatronik für den Maschinenbau*. Shaker-Verlag, 2017.
- [95] Heiko Hembach, „Systematischer Vergleich von BLDC-Motorkonzepten mit Anwendung auf nass laufende Wasserpumpen kleiner Leistung“, Dissertation, UniBW München, München, 2007.
- [96] T. Simpson, J. Poplinski, P. Koch, und J. Allen, „Metamodels for Computer-based Engineering Design: Survey and recommendations“, *Eng. Comput.*, Bd. 17, Nr. 2, S. 129–150, Juli 2001.
- [97] M. Budinger, J. Liscouet, S. Orioux, und J.-C. Maré, „Automated preliminary sizing of electromechanical actuator architectures“, in *Proceedings of the Electrimacs*, Québec, 2008.
- [98] M. Pettersson und J. Ölvander, „Drive Train Optimization for Industrial Robots“, *IEEE Trans. Robot.*, Bd. 25, Nr. 6, S. 1419–1424, Dez. 2009.
- [99] D. Frede, D. Malmquist, und J. Wikander, „Holistic Design Optimization in Mechatronics“, *IFAC Proc. Vol.*, Bd. 46, Nr. 5, S. 655–662, Jan. 2013.
- [100] C. Hwang, P. Li, C. Liu, und C. Chen, „Design and analysis of a brushless DC motor for applications in robotics“, *IET Electr. Power Appl.*, Bd. 6, Nr. 7, S. 385–389, Aug. 2012.
- [101] Marc Budinger, Jonathan Liscouët, Fabien Hospital, und Jean-Charles Maré, „Estimation models for the preliminary design of electromechanical actuators“, *J. Aerosp. Eng.*, Bd. 226, Nr. 3, S. 243–259, März 2012.
- [102] F. Chaaban und A. El-Hajj, „A Cost-Effective Design Approach for Permanent Magnet Brushless Machines“, *Electr. Mach. Power Syst.*, Bd. 28, Nr. 10, S. 893–900, Okt. 2000.
- [103] D. Patterson, C. Brice, R. Dougal, und D. Kovuri, „The ‚goodness‘ of small contemporary permanent magnet electric machines“, in *Electric Machines and Drives Conference*, 2003, Bd. 2, S. 1195–1200.
- [104] L. Pontryagin, *Mathematical Theory of Optimal Processes*. CRC Press, 1987.
- [105] Thomas Bäck und Hans-Paul Schwefel, „An Overview of Evolutionary Algorithms for Parameter Optimization“, *Evol. Comput.*, Bd. 1, Nr. 1, S. 1–23, März 1993.
- [106] J. Betts, *Practical Methods for Optimal Control and Estimation Using Nonlinear Programming*. Society for Industrial and Applied Mathematics, 2010.

-
- [107] Lorenz Biegler, „An overview of simultaneous strategies for dynamic optimization“, *Chem. Eng. Process.*, Bd. 46, Nr. 11, S. 1043–1053, Nov. 2007.
- [108] „COIN-OR: Computational Infrastructure for Operations Research | Open-source Software for the Operations Research Community“. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.coin-or.org/>. [Zugegriffen: 17-Mai-2017].
- [109] Pierre Bonami u. a., „An algorithmic framework for convex mixed integer nonlinear programs“, *Discrete Optim.*, Bd. 5, Nr. 2, S. 186–204, Mai 2008.
- [110] Pietro Belotti, Jon Lee, Leo Liberti, François Margot, und Andreas Wächter, „Branching and bounds tightening techniques for non-convex MINLP“, *Optim. Methods Softw.*, Bd. 24, Nr. 4–5, S. 597–634, Okt. 2009.
- [111] Andreas Wächter und Lorenz T. Biegler, „On the implementation of an interior-point filter line-search algorithm for large-scale nonlinear programming“, *Math. Program.*, Bd. 106, Nr. 1, S. 25–57, Apr. 2005.
- [112] B. Christiansen, H. Maurer, und O. Zirn, „Optimal control of a voice-coil-motor with Coulombic friction“, in *Proceedings of 47th IEEE Conference on Decision and Control*, 2008, S. 1557–1562.
- [113] W. Van Loock, S. Bellens, G. Pipeleers, J. De Schutter, und J. Swevers, „Time-optimal parking and flying: Solving path following problems efficiently“, in *Proceedings of International Conference on Mechatronics (ICM)*, 2013, S. 841–846.
- [114] Thomas Moulard, Benjamin Chrétien, und Eiichi Yoshida, „Software Tools for Nonlinear Optimization“, *J. Robot. Soc. Jpn.*, Bd. 32, Nr. 6, S. 536–541, 2014.
- [115] Gijs van der Veen, Matthijs Langelaar, und Fred van Keulen, „Integrated topology and controller optimization of motion systems in the frequency domain“, *Struct. Multidiscip. Optim.*, Bd. 51, Nr. 3, S. 673–685, März 2015.
- [116] „HSL. A collection of Fortran codes for large scale scientific computation.“ [Online]. Verfügbar unter: <http://www.hsl.rl.ac.uk/>. [Zugegriffen: 07-Sep-2017].
- [117] William Hart, Carl Laird, Jean-Paul Watson, und David Woodruff, *Pyomo – Optimization Modeling in Python*, Bd. 67. Boston, MA: Springer US, 2012.
- [118] R. Marler und J. Arora, „Survey of multi-objective optimization methods for engineering“, *Struct. Multidiscip. Optim.*, Bd. 26, Nr. 6, S. 369–395, März 2004.
- [119] Michael Reichenbach, „Neue SimulationX-Version 3.7 hilft bei Modellierung von Getrieben und Batterien“, *springerprofessional.de*, 18-Nov-2015. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.springerprofessional.de/automobil---motoren/neue-simulationx-version-3-7-hilft-bei-modellierung-von-getriebe/7069582>. [Zugegriffen: 30-Juni-2017].
- [120] „Simscape Driveline - MATLAB & Simulink“. [Online]. Verfügbar unter: <https://de.mathworks.com/products/simdrive.html>. [Zugegriffen: 28-Sep-2017].
- [121] Markus Kirchner, „Echtzeitfähiges Mehrkörpersimulationsmodell einer PKW-Synchronisierung“, Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2012.

-
- [122] Christopher Kent, „Gear Shift Quality Improvement In Manual Transmissions Using Dynamic Modelling“, in *Proceedings of FISITA World Automotive Congress*, Seoul, Korea, 2000.
- [123] K. Hunt und F. Crossley, „Coefficient of Restitution Interpreted as Damping in Vibroimpact“, *J. Appl. Mech.*, Bd. 42, Nr. 2, S. 440–445, Juni 1975.
- [124] Daniel König, „Aktive Schwingungsminderung und elektrische Synchronisierung für mehrgängige Hybridantriebe mit Klauenkupplungen“, Dissertation, TU Darmstadt, Darmstadt, 2015.
- [125] Ana Pastor Bedmar, „Synchronization processes and synchronizer mechanisms in manual transmissions - Modelling and simulation of synchronization processes“, Göteborg, Schweden, Masterthesis, 2013.
- [126] Stéphane Foulard, „Online and real-time load monitoring for remaining service life prediction of automotive transmissions - Damage level estimation of transmission components based on a torque acquisition“, Dissertation, TU Darmstadt, Ecole Centrale de Lyon, Darmstadt, 2015.
- [127] Hans Pacejka, *Tire and Vehicle Dynamics 3rd Edition*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012.
- [128] Mohamed Daowd, Noshin Omar, Bavo Verbrugge, Peter Bossche, und Joeri Mierlo, „Battery Models Parameter Estimation based on MATLAB/Simulink®“, in *Proceedings of the EVS-25*, Shenzhen, China, 2010.
- [129] Takashi Iwata, Kyosuke Mori, Taketoki Maruyama, Shinobu Nakamura, Yusuke Yoshida, und Toshihiko Yamanaka, „Development of the Synchronizer-Less System for HV-AMT“, in *Proceedings of the SAE World Congress and Exhibition*, 2016.
- [130] Markus Otto, „Untersuchung von Schaltvorgängen an einem elektro-mechanischen Schaltaktorikprüfstand“, TU Darmstadt, Darmstadt, Masterthesis, 2017.
- [131] Thorsten Stepper, „Untersuchung von Regelstrategien zur Ansteuerung von elektrischen Schaltaktuatoren unter besonderer Berücksichtigung der diskreten Abtastzeit und der Messsystemauflösung“, BA Stuttgart, Stuttgart, Diplomarbeit, 2002.
- [132] Reinhard Berger, Martin Vornehm, und Stefan Winkelmann, „Method for the recognition of the synchronization position and the end of the synchronization operation of an automated shifttable transmission“, US7246535 B2, 24-Juli-2007.
- [133] Jochen Koch, „Modellbildung und Simulation eines Automatikgetriebes zur Optimierung des dynamischen Schaltungsablaufs“, Dissertation, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2001.
- [134] Verein Deutscher Ingenieure e.V., „Richtlinie VDI 2057 - Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen“. Aug-2017.
- [135] Min Young Kim und Chung-Oh Lee, „An experimental study on the optimization of controller gains for an electro-hydraulic servo system using evolution strategies“, *Control Eng. Pract.*, Bd. 14, Nr. 2, S. 137–147, Feb. 2006.
- [136] Michael Orloff, *Grundlagen der klassischen TRIZ*. Springer, Berlin, Heidelberg, 2006.

-
-
- [137] H. Gruebler, S. Leitner, A. Muetze, und G. Schoener, „Improved switching strategy for a single-phase brushless direct current motor and its impact: On motor efficiency“, in *Proceedings of IEMDC*, Miami, FL, 2017.
- [138] Andreas Schulze, „The ‚Smart Actuator Platform‘ as a modular system for energy efficient and dynamic actuators and pumps“, in *Proceedings of the CTI*, Berlin, 2016.
- [139] D. Muhs, H. Wittel, D. Jannasch, und J. Voßiek, *Roloff/Matek Maschinenelemente - Normung, Berechnung, Gestaltung*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2007.
- [140] José I. Pedrero, Miguel Pleguezuelos, und Marta Muñoz, „Simplified Calculation Method for the Efficiency of Involute Spur Gears“, in *Proceedings of the IDETC/CIE*, San Diego, CA, 2009, S. 131–138.
- [141] Jörg Feldhusen und Karl-Heinrich Grote, *Pahl/Beitz Konstruktionslehre*. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2013.
- [142] David Bradley, „Mechatronics – More questions than answers“, *Mechatronics*, Bd. 20, Nr. 8, S. 827–841, Dez. 2010.

Eigene Veröffentlichungen

- [E1] A. Reul, L. Schwerdt, und S. Rinderknecht, „Fast Multidisciplinary Design Optimization in the Development of Mechatronic Systems“, in *Proceedings of the IMECE*, Phoenix, AZ, 2016.
- [E2] A. Reul, R. König, und S. Rinderknecht, „Overall optimization of electrodynamic shifting systems“, in *Konferenzband der VDI Steuerung und Regelung von Getrieben*, Bonn, 2017.
- [E3] A. Reul, R. König, und S. Rinderknecht, „Overall optimization of electrodynamic shifting systems“, *Forsch. Im Ingenieurwesen*, Bd. 81, Nr. 4, S. 437–446, Dez. 2017.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Schematische Darstellung des Vorgehens in der Arbeit	3
Abbildung 2.1: a Schaltwalzenaktorik eines acht Gang Serien-DCT inklusive Radsatz [29]; b Detaillierte Darstellung einer Schaltwalzenaktorik mit einer Schaltgabel	8
Abbildung 2.2: Explosionsansicht einer Einkonus-Synchronisierung nach dem Borg-Warner Prinzip [41]	10
Abbildung 2.3: Ausgewählte Phasen des Schaltvorgangs mit Darstellung des Kupplungskörpers ①, des Synchronrings ② und der Schiebemuffe ③	11
Abbildung 2.4: Verschiedene Synchronisierungsstrategien im Vergleich. Dargestellte Messgrößen sind der Schaltgabelweg s_{SG} , die Schaltgabelkraft F_{SG} , die Axialkraft am Schaltrad F_{MS} , der Reibungskoeffizient μ , der Wirkungsgrad η und die Drehzahl n . Ergänzend sind die mittleren Werte für den Reibungskoeffizient und den Wirkungsgrad angegeben. [47].....	14
Abbildung 3.1: Geschwindigkeits-Lastkraft Diagramm über die Zeit für den gesamten Schaltvorgang mit beispielhafter Systemkennlinie sowie Bezeichnung der einzelnen Phasen und deren Auslegungskriterium	24
Abbildung 3.2: Mechanisches Ersatzschaltbild der Schaltwalzenaktorik für die Gesamtsystemoptimierung	27
Abbildung 3.3: Ersatzschaltbild des Gleichstrommotors [94]	30
Abbildung 3.4: Ersatzschaltbild der elastischen Schaltwalzenaktorik mit Schiebemuffe für das detaillierte Systemmodell.....	42
Abbildung 3.5: Seitenansicht einer Synchronisierungseinheit mit Kupplungskörper ①, Synchronring ②, Schiebemuffe ③, Synchronkörper ④ und Schaltrad ⑤	44
Abbildung 3.6: Ersatzschaltbild für das Kontaktmodell der Zahndächer von Schiebemuffe und Kupplungskörper	46
Abbildung 3.7: Ersatzschaltbild des Fahrzeugantriebsstrangs mit Verbrennungskraftmaschine (VKM), Zweimassenschwungrad (ZMS), Kupplungen (K_1, K_2), Seitenwellen (SeitW), Fahrzeug, Bremse und Fahrer	50
Abbildung 3.8: Vergleich von Simulation (durchgezogene Linie) und Fahrzeugmessung (gepunktete Linie) für einen Schaltvorgang im Fahrzeug mit	

charakteristischen Phasen (③ Vorsynchronisierung und ④) und weiteren Merkmalen (①, ②, ⑤ und ⑥).....	53
Abbildung 4.1: Pareto-Front (a) und Motorkennlinien (b) für die Optimierung der Schaltwalzenaktorik.....	58
Abbildung 4.2: Werte der Zustandsvariablen von Stellspannung und Strom (a) sowie Geschwindigkeit und Weg (b) für die Variante 8	60
Abbildung 4.3: Normierte Sensitivitäten der verschiedenen Varianten für ausgewählte Parameter und Nebenbedingungen.....	61
Abbildung 4.4: Pareto-Front (a) und Leistungskennlinien (b) für die Optimierung ohne Strombegrenzung	62
Abbildung 4.5: Pareto-Front (a) und Werte der Zustandsvariablen von Geschwindigkeit und Weg der Variante 8 (b) für die Optimierung mit Seltenerdsmagneten und Strombegrenzung.....	63
Abbildung 4.6: Pareto-Front (a) und Motorkennlinien (b) für die Verwendung von Seltenerdsmagneten und Aufhebung der Strombegrenzung	63
Abbildung 5.1: CAD-Ansicht (a) und Prinzipskizze (b) des Prüfstands und Bezeichnung der wesentlichen Elemente.....	67
Abbildung 5.2: Vergleich von Prüfstandssimulation (durchgezogene Linie) und Prüfstandsmessung (gepunktete Linie) für einen Schaltvorgang aus der Neutralstellung am Prüfstand.....	71
Abbildung 5.3: Vergleich von Fahrzeugsimulation (durchgezogene Linie) und Prüfstandsmessung (gepunktete Linie) mit modellbasierter Sollwertvorgabe für das Anfahren der Vorsynchronisierung.....	75
Abbildung 5.4: Simulationsverläufe des Synchronisierungsvorgangs mit rampenförmiger Stellspannung (a), konstanter Stellspannung (b), Positionsregelung (c) und Stellspannungsimpuls mit anschließender rampenförmiger Stellspannung (d)	77
Abbildung 5.5: Vergleich von Prüfstandsmessung mit modellbasierter Sollwertvorgabe zum Anfahren der Vorsynchronisierung und Positionsregelung während der Synchronisierung (durchgezogene Linie) sowie Prüfstandsmessung mit Referenzstrategie (gepunktete Linie).....	82
Abbildung 5.6: Vergleich von Fahrzeugsimulation mit modellbasierter Sollwertvorgabe und Positionsregelung während der Synchronisierung (durchgezogene Linie) sowie Fahrzeugsimulation mit Referenzstrategie (gepunktete Linie).....	83

Abbildung 6.1: Werte der Zustandsvariablen für eine dreiphasige Gesamtsystemoptimierung	87
Abbildung 6.2: Designmethode zur zielgerichteten Synthese von mechatronischen Systemen mithilfe von Optimierung	89
Abbildung 6.3: Minimalkonfiguration einer Schaltaktorik mit Rotationsmotor	90
Abbildung 6.4: Pareto-Front (a) und Motorkennlinien (b) für die Optimierung der Minimalkonfiguration	90
Abbildung 6.5: Normierte Sensitivitäten der verschiedenen Varianten für die Minimalkonfiguration	91
Abbildung 6.6: Pareto-Front (a) und Motorkennlinien (b) für die Minimalkonfiguration mit abgeschätztem Verlustkoeffizient und Strombegrenzung..	92
Abbildung 6.7: Pareto-Front (a) und Motorkennlinien (b) für die Optimierung des Referenzsystems mit modellierten Verlusten der Zwischenübersetzung	94
Abbildung 6.8: Sensitivitäten für die Optimierung des Referenzsystems mit modellierten Verlusten der Zwischenübersetzung	94

Anhang

A - Verluste am Axiallager der Schaltwalze

Verlustmoment am Axiallager: $M_{\text{ver SW}} = \frac{\mu_{\text{AL SW}} \cdot D_{\text{AL SW}}}{2} \cdot F_A$

Abtriebsmoment an der Schaltwalze: $M_{\text{Abtrieb SW}} = F_A \cdot \frac{D_{\text{SW}}}{2} \cdot \tan(\alpha_{\text{SW}} + \rho)$

Verlustkoeffizient:

$$\begin{aligned}\lambda_{\text{ver SW}} &= \frac{M_{\text{Abtrieb SW}}}{M_{\text{Antrieb SW}}} = \frac{M_{\text{Abtrieb SW}}}{M_{\text{Abtrieb SW}} + M_{\text{ver SW}}} = \frac{1}{1 + \frac{M_{\text{ver SW}}}{M_{\text{Abtrieb SW}}}} \\ &= \frac{1}{1 + \frac{D_{\text{AL SW}} \cdot \mu_{\text{AL SW}}}{D_{\text{SW}} \cdot \tan(\alpha_{\text{SW}} + \rho)}}\end{aligned}$$

B - Optimierungsproblem der Gesamtsystemoptimierung

min

$$w_t \cdot t_{AV} + w_K \cdot K$$

s.t.

$$\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i+1} + t_{AV} \cdot \Delta\tau \left(\frac{k}{\Theta_{\text{red M}} \cdot R} U_{i,i+1} - \frac{R \cdot \lambda_{\text{reib}} + k^2}{2 \cdot \Theta_{\text{red M}} \cdot R} (\dot{\varphi}_i + \dot{\varphi}_{i+1}) \right) = 0$$

$$\dot{\varphi}_0 = 0$$

$$\dot{\varphi}_{\text{end}} - i_{\text{MSG}} \cdot v_{\text{SG}} \leq 0$$

$$\varphi_i - \varphi_{i+1} + t_{AV} \cdot \frac{\Delta\tau}{2} \cdot (\dot{\varphi}_i + \dot{\varphi}_{i+1}) = 0$$

$$\varphi_0 = 0$$

$$\varphi_{\text{end}} - i_{\text{MSG}} \cdot \Delta x_{\text{SG}} = 0$$

$$\Delta x_{\text{SG}} \cdot i_{\text{SW SG}} - \Delta\varphi_{\text{SW}} \leq 0$$

$$F_{\text{min}} - \lambda_{\text{ver}} \cdot i_{\text{MSG}} \cdot k \cdot I_{\text{max}} \leq 0$$

$$\lambda_{\text{ver}} - \lambda_{\text{ver konst}} \cdot \frac{\tan(\alpha_{\text{SW}})}{\tan(\alpha_{\text{SW}} + \rho)} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\mu_{\text{AL SW}}}{D_{\text{SW}} \cdot \tan(\alpha_{\text{SW}} + \rho)}} = 0$$

$$I_{i,i+1} - \frac{k \cdot U_{i,i+1}}{R} - \frac{k}{2 \cdot R} (\dot{\varphi}_i + \dot{\varphi}_{i+1}) = 0$$

$$\Theta_{\text{red M}} - \Theta_{\text{M}} + \frac{\Theta_{\text{DR1}}}{i_{\text{DR1}}^2} + \frac{\Theta_{\text{DR2}}}{i_{\text{DR2}}^2 \cdot i_{\text{DR1}}^2} + \frac{\Theta_{\text{SW}}}{i_{\text{MSW}}^2} = 0$$

$$i_{\text{DRj}} - \frac{i_{\text{MSW}} \cdot i_{\text{DRj ref}}}{i_{\text{MSW ref}}} = 0$$

$$i_{\text{SW SG}} - \frac{2}{\tan(\alpha_{\text{SW}}) \cdot D_{\text{SW}}} = 0$$

$$i_{\text{MSG}} - i_{\text{SW SG}} \cdot i_{\text{MSW}} = 0$$

$$\Theta_{\text{SW}} - \lambda_{\text{SW}} \cdot D_{\text{SW}}^4 = 0$$

$$K - K_{\text{konst}} + \lambda_K \cdot l_{\text{M}} \cdot D_{\text{M}}^2 = 0$$

$$\Theta_{\text{M}} - \Theta_{\text{M konst}} + \lambda_J \cdot l_{\text{M}} \cdot D_{\text{M}}^4 = 0$$

$$k - \lambda_k \cdot N \cdot l_{\text{M}} \cdot D_{\text{M}} = 0$$

$$R - R_{\text{konst}} + \lambda_{\text{PR}} \cdot \frac{N^2 \cdot l_{\text{M}}}{D_{\text{M}}^2} + \lambda_{\text{WK}} \cdot \frac{N^2}{D_{\text{M}}} = 0$$

$$D_{\text{M min}} \leq D_{\text{M}} \leq D_{\text{M max}}$$

$$l_{\text{M min}} \leq l_{\text{M}} \leq l_{\text{M max}}$$

$$D_{\text{SW min}} \leq D_{\text{SW}} \leq D_{\text{SW max}}$$

$$\alpha_{\text{SW min}} \leq \alpha_{\text{SW}} \leq \alpha_{\text{SW max}}$$

$$U_{\text{min}} \leq U_{i,i+1} \leq U_{\text{max}}$$

$$I_{\text{min}} \leq I_{i,i+1} \leq I_{\text{max}}$$

Die Variablen $\phi_i, \varphi_i, U_{i,i+1}$ sowie $I_{i,i+1}$ sind Zustandsvariablen, die Variablen $N, l_{\text{M}}, D_{\text{M}}, \alpha_{\text{SW}}, D_{\text{SW}}$ sowie $i_{\text{M SW}}$ sind Designvariablen und die weiteren Variablen $k, R, \Theta_{\text{red M}}, i_{\text{M SG}}, i_{\text{SW SG}}, \lambda_{\text{ver}}, \Theta_{\text{M}}, i_{\text{DRj}}$ sowie Θ_{SW} sind Hilfsvariablen des Optimierungsproblems. Die Hilfsvariablen dienen einer einfacheren Formulierung des Problems.