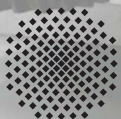
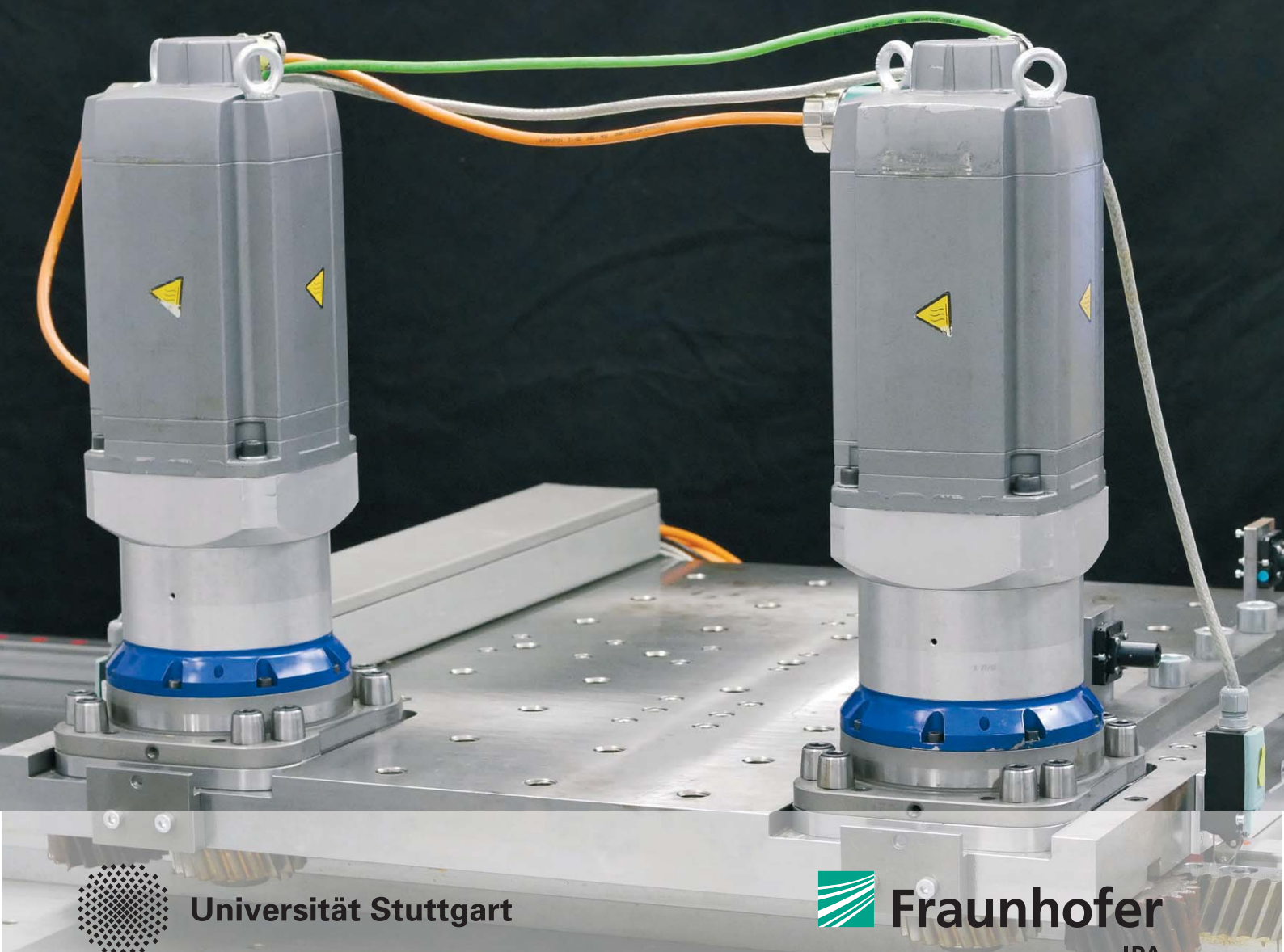


STUTTGARTER BEITRÄGE ZUR PRODUKTIONSFORSCHUNG

TIM ENGELBERTH

Adaptive Verspannung von Zahnstange-Ritzel-Antrieben



Universität Stuttgart



Fraunhofer
IPA

Herausgeber:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Kai Peter Birke

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Marco Huber

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Oliver Riedel

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Kfm. Alexander Sauer

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl

Univ.-Prof. a.D. Dr.-Ing. Prof. E.h. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper

Tim Engelberth

**Adaptive Verspannung von
Zahnstange-Ritzel-Antrieben**

Kontaktadresse:

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart
Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart
Telefon 07 11/9 70-11 01
info@ipa.fraunhofer.de; www.ipa.fraunhofer.de

STUTTGARTER BEITRÄGE ZUR PRODUKTIONSFORSCHUNG

Herausgeber:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl^{1,2}

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Kai Peter Birke^{1,4}

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Marco Huber^{1,2}

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Oliver Riedel³

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Kfm. Alexander Sauer^{1,5}

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Ver³

Univ.-Prof. a. D. Dr.-Ing. Prof. E.h. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper^{1,2}

¹Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart

²Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb (IFF) der Universität Stuttgart

³Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart

⁴Institut für Photovoltaik (IPV) der Universität Stuttgart

⁵Institut für Energieeffizienz in der Produktion (EEP) der Universität Stuttgart

Titelbild: © Tim Engelberth

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über www.dnb.de abrufbar.

ISSN: 2195-2892

ISBN (Print): 978-3-8396-1542-3

D 93

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2019

Druck: Mediendienstleistungen des Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB, Stuttgart
Für den Druck des Buches wurde chlor- und säurefreies Papier verwendet.

© by **FRAUNHOFER VERLAG**, 2020

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB

Postfach 80 04 69, 70504 Stuttgart

Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart

Telefon 07 11 9 70-25 00

Telefax 07 11 9 70-25 08

E-Mail verlag@fraunhofer.de

URL <http://verlag.fraunhofer.de>

Alle Rechte vorbehalten

Dieses Werk ist einschließlich aller seiner Teile urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die über die engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes hinausgeht, ist ohne schriftliche Zustimmung des Verlages unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen sowie die Speicherung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Warenbezeichnungen und Handelsnamen in diesem Buch berechtigt nicht zu der Annahme, dass solche Bezeichnungen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und deshalb von jedermann benutzt werden dürften. Soweit in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z.B. DIN, VDI) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert worden ist, kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen.

Adaptive Verspannung von Zahnstange-Ritzel-Antrieben

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte
Abhandlung

Vorgelegt von
Tim Engelberth, M.Sc.
aus Waldbröl

Hauptberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl

Mitberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher

Tag der mündlichen Prüfung: 10. Juli 2019

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen
und Fertigungseinrichtungen der Universität Stuttgart

„Aber das wird sich in einigen Jahren ändern.
Und dann wird der Zahnstangenantrieb den Platz bekommen, der ihm gebührt.
Nach und nach, Achse für Achse.“

Klaus Bauer (Rw 2004)

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart.

Dem Institutsleiter, Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl, gebührt mein Dank für sein motivierendes Interesse an dieser Arbeit, die wissenschaftliche Unterstützung sowie für die Übernahme des Hauptberichts. Bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher, Inhaber des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen und Mitglied des Direktoriums des Werkzeugmaschinenlabors (WZL) der RWTH Aachen sowie des Fraunhofer-Instituts für Produktionstechnologie (IPT), bedanke ich mich für die Übernahme des Mitberichts.

Frau Dr.-Ing. Stefanie Apprich, Herrn Dr.-Ing. Daniel Coupek und Herrn Dr.-Ing. Karl-Heinz Wurst danke ich für die konstruktiven Anregungen und für die fachliche Durchsicht dieser Arbeit. Frau Renate Karnstein, Herrn Markus Friedrich und Herrn Fabian Schuster danke ich für die Korrektur der Arbeit. Den wissenschaftlichen Mitarbeitenden am ISW, insbesondere Herrn Jens Friedrich und Herrn Michael Neubauer, möchte ich für die stets spannenden und gewinnbringenden Diskussionen und Anregungen danken. Ebenso danke ich den Kollegen der elektrischen und mechanischen Werkstatt für die Unterstützung beim Aufbau des Versuchsstands.

Weiterhin möchte ich mich bei allen Studierenden bedanken, deren studentische Arbeiten ich zum Thema betreuen durfte oder die bei mir als wissenschaftliche Hilfskräfte gearbeitet haben. Die fruchtbaren Diskussionen und spannenden Einfälle haben mich immer wieder neu herausgefordert und meine Arbeit bereichert. In chronologischer Reihenfolge sind hier Herr Andreas Henriksson, Herr Yuming Lin, Herr Patrick Kinder, Herr Florian Faul, Herr Manuel Harscher, Herr Steffen Teicht, Herr Frank Weiß, Herr Steffen Trefz sowie Frau Jingshan Chen zu nennen. Außerdem gilt mein besonderer Dank Herrn Daniel Krawczyk, ohne dessen versierte und gewissenhafte Arbeitsweise diese Dissertation so nicht hätte entstehen können.

Abschließend danke ich von Herzen meiner Ehefrau Lisa. Ohne ihr Verständnis und ihre Bereitschaft, mir den Rücken freizuhalten, hätte ich diese Arbeit nicht schreiben können.

Tim Engelberth

Kurzfassung

Zahnstange-Ritzel-Antriebe werden als Vorschubantriebssysteme in Werkzeugmaschinen eingesetzt. Insbesondere wenn große Verfah Wege und hohe Vorschubkräfte gefordert sind, werden diese gegenüber den ansonsten etablierten Gewindespindel-Mutter-Antrieben und linearen Direktantrieben bevorzugt. Um das Umkehrspiel im Antriebsstrang zu kompensieren und somit die Genauigkeit zu erhöhen, werden elektrisch verspannte Zahnstange-Ritzel-Antriebe genutzt. Der aktuelle Stand der Technik macht keine eindeutigen Angaben über die minimal für die Kompensation des Umkehrspiels benötigte Verspannung. Auch ist nicht geklärt, in welchen Systemzuständen die Verspannung deaktiviert werden kann, ohne die Genauigkeit zu beeinflussen. Dies führt zu einer überhöhten mechanischen Belastung sowie einem überhöhten Energiebedarf und somit zu einem insgesamt ineffizienten Betrieb des Antriebssystems. Ziel dieser Arbeit ist es daher, die Effizienz des Antriebssystems zu maximieren, ohne dessen Genauigkeit zu beeinflussen, indem ein Konzept zur Anpassung der Verspannung während des Betriebs entwickelt wird. Dieses neuartige Konzept wird als adaptive Verspannung bezeichnet.

Zunächst wird der aktuelle Stand der Technik analysiert. Im ersten Teil der Analyse werden die meistgenutzten Antriebssysteme in Werkzeugmaschinen erläutert und miteinander verglichen, um die Relevanz und den Einsatzbereich von Zahnstange-Ritzel-Antrieben zu klären. Insbesondere der Einsatzbereich hat einen bedeutenden Einfluss auf das Einsparpotential der adaptiven Verspannung, da dieser die dynamischen Anforderungen an das Antriebssystem festlegt. Im zweiten Teil der Analyse werden Maßnahmen zur Steigerung der Bewegungsgüte von Antriebssystemen betrachtet. Neben regelungstechnischen Ansätzen sowie der Methode der mechanischen Verspannung wird die Methode der elektrischen Verspannung im Detail betrachtet. Es werden angewandte Verspannungsstrategien analysiert sowie deren Grenzen und Defizite aufgezeigt, die durch das Konzept der adaptiven Verspannung gelöst werden sollen. Außerdem werden bereits verfügbare regelungstechnische Strukturen zur Erzeugung der Verspannung vorgestellt, die für die Umsetzung der adaptiven Verspannung benötigt werden. Insgesamt zeigt die Analyse, dass der Stand der Technik bedeutend weniger technische und wissenschaftliche Literatur zu Zahnstange-Ritzel-Antrieben bereitstellt als es beispielsweise für Gewindespindel-Mutter-Antriebe der Fall ist. Umso mehr wird eine umfangreiche Untersuchung elektrisch verspannter Antriebe für notwendig erachtet, um deren Einfluss auf das Bewegungsverhalten einer Werkzeugmaschinenachse abschätzen und die adaptive Verspannung entwickeln zu können.

Anschließend folgt der Hauptteil der Arbeit, der sich in zwei Themenkomplexe aufteilt. Im Themenkomplex der konstanten Verspannung werden experimentelle Untersuchungen der wichtigsten Systemeigenschaften von Zahnstange-Ritzel-Antrieben an einem Versuchsstand durchgeführt. Außerdem werden die verfügbaren regelungstechnischen Strukturen zur Erzeugung der Verspannung miteinander verglichen. Die industriell etablierte Momentenausgleichsregelung wird innerhalb der Arbeit angewendet, da sich diese für die Erzeugung der Verspannung aufgrund der erzielbaren Genauigkeit am besten eignet. Die experimentellen Untersuchungen werden durch die Modellbildung und die Simulation ergänzt, sodass eine Aussage über den Einfluss der Verspannung auf die statischen und dynamischen Eigenschaften des Antriebssystems getroffen werden kann. Zusätzlich wird eine allgemeingültige Definition eines minimal für die Kompensation des Umkehrspiels notwendigen Verspannungsbetrags auf systemtheoretischer Grundlage formuliert.

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse werden im Themenkomplex der adaptiven Verspannung drei neuartige Strategien zur Anpassung der Verspannung entwickelt und verglichen. Die Strategie des minimal verspannten Systems wird ausgewählt, da diese zu einem effizienten Betrieb des Antriebssystems im Sinne der Zielsetzung dieser Arbeit führt. Weiterhin wird die Momentenausgleichsregelung um die adaptive Verspannung erweitert. Für die erweiterte Struktur wird ein Nachweis der Stabilität erbracht. Anschließend folgt die Validierung des entwickelten Konzepts der adaptiven Verspannung anhand simulativer und experimenteller Untersuchungen. Zunächst wird validiert, dass die Strategie des minimal verspannten Systems zu einer Kompensation des Umkehrspiels führt und somit der Zielsetzung dieser Arbeit entspricht. Danach wird das adaptiv verspannte System mit dem konstant verspannten System verglichen, um den Einfluss der adaptiven Verspannung zu bewerten.

Der Vergleich zeigt, dass die adaptive Verspannung eine Reduzierung der mechanischen Belastung um bis zu 14 % und eine Reduzierung des Energiebedarfs um bis zu 3 % erzielt, ohne die Genauigkeit des Antriebssystems zu reduzieren. Da es sich um eine rein softwareseitige Optimierung handelt, die keine hardwareseitige Anpassung des elektrisch verspannten Antriebssystems erfordert, wird die Hemmschwelle für die industrielle Anwendung als niedrig eingestuft. Das Konzept der adaptiven Verspannung bildet folglich eine ideale Methode zur Effizienzsteigerung elektrisch verspannter Zahnstange-Ritzel-Antriebe.

Abstract

Rack-and-pinion drives are used as feed drive systems in machine tools. They are preferred to the otherwise well-established ball-screw drives and linear direct drives, especially when long travel ranges and high feed forces are required. In order to compensate the backlash of the drive train and thus to increase its accuracy, electrically preloaded rack-and-pinion drives are used. The current state of the art fails to provide conclusive information about the minimum amount of preload required for backlash compensation. Further on, it is not investigated in which system states the preload can be deactivated without affecting the accuracy. This leads to an excessive mechanical strain and to excessive energy requirements and thus to an overall inefficient operation of the drive system. Hence, the aim of this work is to maximize the efficiency of the drive system without affecting its accuracy by developing a concept for adapting the preload during operation. This novel concept is called adaptive preloading.

Initially, the current state of the art is analyzed. In the first part of the analysis, the most frequently used drive systems in machine tools are explained and compared with each other in order to estimate the relevance and the field of application of rack-and-pinion drives. In particular, the field of application has a significant influence on the savings potential of adaptive preloading, as it determines the dynamic requirements of the drive system. In the second part of the analysis, measures to increase the motion quality of drive systems are considered. In addition to control-technical approaches and the method of mechanical preloading, the method of electrical preloading is examined in detail. Applied preloading strategies are analyzed and their limits and deficits, which are to be solved by adaptive preloading, are identified. In addition, currently available control structures for preload generation, which are required for the implementation of adaptive preloading, are introduced. Summarizing, the analysis shows that the state of the art provides significantly less technical and scientific literature on rack-and-pinion drives in comparison to ball-screw drives. This underlines the need to investigate electrically preloaded rack-and-pinion drives in order to estimate their influence on the motion behavior of a machine tool axis and to develop the concept of adaptive preloading.

The analysis of the state of the art is followed by the main part of this thesis, which is subdivided into two thematic areas. In the area of constant preloading, experimental investigations of the key system properties of rack-and-pinion drives are carried out on a test rig. In addition, the

available control structures for preload generation are compared with each other. The industrially established torque balancing controller is applied within this work, as it is best suited for preload generation due to the achievable accuracy. The experimental investigations are supplemented by modelling and simulation leading to a conclusion about the influence of preloading on the static and dynamic properties of the drive system. Additionally, a generally valid definition of a minimum amount of preload necessary for backlash compensation is formulated on a system theoretical basis.

Based on the knowledge gained in the area of constant preloading, three novel preloading strategies are developed in the thematic area of adaptive preloading. The so-called strategy of minimum preloading is chosen as it leads to efficient operation of the drive system in accordance with the objective of this thesis. Furthermore, the previously chosen torque balancing controller is extended by adaptive preloading. For the extended structure a proof of stability is provided. This is followed by the validation of the developed concept of adaptive preloading by means of simulative and experimental investigations. It is validated that the strategy of minimum preloading leads to backlash compensation and thus corresponds to the objective of this thesis. The adaptively preloaded system is then compared to the constantly preloaded system in order to evaluate the influence of adaptive preloading.

The comparison shows that the concept of adaptive preloading achieves a reduction of the mechanical strain of up to 14 % and a reduction of the energy requirements of up to 3 % without reducing the accuracy of the drive system. As the concept of adaptive preloading is solely a software-based optimization that requires no hardware-based adaptation of the electrically preloaded drive system, the entry threshold for industrial implementation is classified as low. Summarizing, the concept of adaptive preloading is an ideal method for increasing the efficiency of electrically preloaded rack-and-pinion drives.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Kurzfassung	IV
Abstract	VI
Abbildungsverzeichnis	XI
Tabellenverzeichnis	XVII
Formelzeichen	XVIII
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Antriebssysteme in Werkzeugmaschinen	3
2.1.1 Relevante Systemeigenschaften und Begriffsdefinitionen	4
2.1.2 Funktionsweise und Vergleich der meistgenutzten Antriebssysteme.....	10
2.1.3 Regelung elektrischer Antriebssysteme	20
2.2 Maßnahmen zur Steigerung der Bewegungsgüte.....	22
2.2.1 Regelungstechnische Ansätze	24
2.2.2 Mechanische Verspannung von Zahnstange-Ritzel-Antrieben.....	26
2.2.3 Elektrische Verspannung von Zahnstange-Ritzel-Antrieben.....	28
2.3 Defizite und Handlungsbedarf	35
3 Modellierung und Regelung des Antriebssystems	39
3.1 Aufbau des Versuchsstands	39
3.2 Modellierung des Antriebssystems	42
3.2.1 Modell des mechanischen Teilsystems	42
3.2.2 Modell des elektrischen Teilsystems	45

3.3	Regelung des Antriebssystems	47
3.3.1	Kaskadenregelung	47
3.3.2	Verspannungsregelung	51
4	Experimentelle Untersuchung der konstanten Verspannung	61
4.1	Gleichlaufverhalten	61
4.2	Reibung.....	65
4.3	Steifigkeit	69
4.3.1	Statisches Übertragungsverhalten.....	69
4.3.2	Dynamisches Übertragungsverhalten	74
4.4	Umkehrspiel	77
4.5	Genauigkeit.....	82
4.5.1	Positioniergenauigkeit	83
4.5.2	Bahngenauigkeit	86
4.6	Effizienz.....	88
4.7	Robustheit gegenüber Störgrößen	89
4.7.1	Störkraftsprünge	90
4.7.2	Prozesskräfte beim Fräsen	91
4.8	Aufbereitung der Erkenntnisse	94
5	Entwicklung der adaptiven Verspannung.....	101
5.1	Strategien zur Anpassung der Verspannung.....	102
5.1.1	Umkehrspielfreies System.....	102
5.1.2	Maximal verspanntes System	104
5.1.3	Minimal verspanntes System.....	106
5.2	Regelungstechnische Umsetzung der adaptiven Verspannung	110
5.3	Nachweis der Stabilität der erweiterten Momentenausgleichsregelung.....	112

6	Experimentelle Validierung der adaptiven Verspannung	115
6.1	Umkehrspiel.....	115
6.2	Genauigkeit.....	118
6.2.1	Positioniergenauigkeit.....	118
6.2.2	Bahngenauigkeit.....	119
6.3	Effizienz.....	124
6.4	Robustheit gegenüber Störgrößen.....	127
6.4.1	Störkraftsprünge.....	128
6.4.2	Prozesskräfte beim Fräsen	131
6.5	Dynamisches Übertragungsverhalten	132
6.6	Diskussion der Ergebnisse	134
6.6.1	Einfluss der adaptiven Verspannung.....	134
6.6.2	Optimierungspotential.....	136
7	Zusammenfassung.....	139
	Literaturverzeichnis.....	141
	Lebenslauf.....	153

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Stribeck-Modell mit positivem (links) und negativem (rechts) Formfaktor δ (nach Ruderman 2012, S. 14)	7
Abbildung 2-2: Strukturelle Darstellung eines Zweimassenschwingers	8
Abbildung 2-3: Schematischer Aufbau eines Gewindespindel-Mutter-Antriebs	11
Abbildung 2-4: Schematischer Aufbau eines linearen Direktantriebs	12
Abbildung 2-5: Schematischer Aufbau eines Zahnstange-Ritzel-Antriebs	14
Abbildung 2-6: Verzahnungsgrößen von Zahnstange und Ritzel	15
Abbildung 2-7: Kaskadenregelung eines elektrischen Antriebs mit Drehzahlvorsteuerung	21
Abbildung 2-8: Varianten mechanisch verspannter Zahnstange-Ritzel-Antriebe	27
Abbildung 2-9: Elektrisch verspannte Zahnstange-Ritzel-Antriebe	28
Abbildung 2-10: Drehmomente der verspannten Antriebe mit konstanter Verspannung	30
Abbildung 2-11: Drehmomente der verspannten Antriebe mit variabler Verspannung	31
Abbildung 2-12: Offsetmomentvorgabe mit zwei Drehzahlreglern	32
Abbildung 2-13: Offsetmomentvorgabe mit einem Drehzahlregler	33
Abbildung 2-14: Momentenausgleichsregelung mit Drehzahlollwertanpassung	34
Abbildung 2-15: Struktureller Aufbau der Arbeit, der sich aus den Defiziten des Stands der Technik und dem resultierenden Handlungsbedarf ergibt	37
Abbildung 3-1: Versuchsstand mit elektrisch verspannten Zahnstange-Ritzel- Antrieben und linearem Direktantrieb (nach Engelberth et al. 2019a, S. 55)	40
Abbildung 3-2: Verschaltung der elektrischen Komponenten des Versuchsstands	41
Abbildung 3-3: Mechanisches Teilmodell des Antriebssystems	43
Abbildung 3-4: Elektrisches Teilmodell des Antriebssystems	46

Abbildung 3-5: Simulativ ermittelte Frequenzgänge des offenen Lageregelkreises bei deaktivierter Drehzahlvorsteuerung für verschiedene Verstärkungsfaktoren.....	50
Abbildung 3-6: Vergleich der simulativ und experimentell ermittelten Frequenzgänge des offenen Lageregelkreises bei deaktivierter Drehzahlvorsteuerung	51
Abbildung 3-7: Simulativ ermittelte Frequenzgänge des offenen Momentenausgleichsregelkreises bei deaktiviertem Lageregler für verschiedene Verstärkungsfaktoren.....	52
Abbildung 3-8: Simulativ und experimentell ermittelte Sprungantworten des geschlossenen Momentenausgleichsregelkreises für verschiedene Verstärkungsfaktoren.....	53
Abbildung 3-9: Simulativ und experimentell ermittelte Frequenzgänge des offenen Momentenausgleichsregelkreises	55
Abbildung 3-10: Trajektorie zur Untersuchung der Bahngenauigkeit.....	56
Abbildung 3-11: Soll- und Istwerte des Verspannungsdrehmoments sowie Differenz der Antriebsdrehmomente für Offsetmomentvorgabe (oben) und Momentenausgleichsregelung (unten).....	57
Abbildung 3-12: Schleppabstände (oben) und integrierte absolute Regelfehler (unten) im Lageregelkreis bei Verspannung anhand der Offsetmomentvorgabe und der Momentenausgleichsregelung	58
Abbildung 4-1: Differenzen der Position des Maschinenschlittens und der Positionen von Antrieb 1 (oben) und Antrieb 2 (unten) bei Bewegung in positive und negative Richtung (Differenz zwischen direktem und indirektem Messsystem)	62
Abbildung 4-2: Detailansicht der Differenzen der Position des Maschinenschlittens und der Positionen von Antrieb 1 bei Bewegung in positive und negative Richtung	63

Abbildung 4-3: Quotienten aus den Geschwindigkeiten des Maschinenschlittens und des Antriebs 1 bei Bewegung in positive (oben) und negative (unten) Richtung	64
Abbildung 4-4: Detailansicht des Quotienten aus den Geschwindigkeiten des Maschinenschlittens und des Antriebs 1 bei Bewegung in negative Richtung	64
Abbildung 4-5: Reibungsdrehmomente der einzelnen Komponenten des Antriebssystems über der Rotationsgeschwindigkeit.....	66
Abbildung 4-6: Reibungsdrehmomente über der Rotationsgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Verspannung.....	68
Abbildung 4-7: Haftreibungsdrehmoment über der Verspannung	69
Abbildung 4-8: Anregende Störkraft sowie resultierende Antriebskräfte (oben) und Positionen (unten) der Antriebe und des Maschinenschlittens	70
Abbildung 4-9: Verformung über der Antriebskraft (Steifigkeitskennlinien).....	71
Abbildung 4-10: Positionsabhängige Steifigkeit je Antriebsstrang in positive (oben) und negative (unten) Belastungsrichtung	72
Abbildung 4-11: Verformung über der Antriebskraft bei Kraftanregung mit Antrieb 2 in Abhängigkeit von der Verspannung.....	73
Abbildung 4-12: Statische Steifigkeiten von Antrieb 2 über der Verspannung	74
Abbildung 4-13: Nachgiebigkeitsfrequenzgänge von Antrieb 1 in Abhängigkeit von der Verspannung	75
Abbildung 4-14: Mechanikfrequenzgänge von Antrieb 1 in Abhängigkeit von der Verspannung	76
Abbildung 4-15: Eigenfrequenzen über der Verspannung	76
Abbildung 4-16: Positionen des Maschinenschlittens und der Antriebe (oben) sowie Positions-differenz von Maschinenschlitten und Antrieb 1 in Abhängigkeit von der Verspannung (unten)	77

Abbildung 4-17: Maximale Positionsdifferenz von Maschinenschlitten und Antrieb 1 über der Verspannung.....	79
Abbildung 4-18: Simulativ ermittelte Positionsdifferenz von Maschinenschlitten und Antrieb 1 in Abhängigkeit von der Verspannung.....	80
Abbildung 4-19: Positionen des Maschinenschlittens und der Antriebe für die Messung der Positioniergenauigkeit	83
Abbildung 4-20: Messung der Positioniergenauigkeit in Abhängigkeit von der Verspannung	84
Abbildung 4-21: Positioniergenauigkeit und maximale Positionsdifferenz über der Verspannung	85
Abbildung 4-22: Schleppabstände (Mitte) und integrierte absolute Regelfehler (unten) bei Fahrt entlang der oben dargestellten Trajektorie in Abhängigkeit von der Verspannung.....	86
Abbildung 4-23: Bahngenauigkeit und integrierter absoluter Regelfehler bei 8 s über der Verspannung	87
Abbildung 4-24: Belastungsintegrale (oben) und von den Motormodulen aufgenommene Energien (unten) in Abhängigkeit von der Verspannung	89
Abbildung 4-25: Schleppabstände bei Störkraftsprung in positive (oben) und negative (unten) Richtung in Abhängigkeit von der Verspannung.....	90
Abbildung 4-26: Maximaler absoluter Schleppabstand bei Störkraftsprung in positive und negative Richtung über der Verspannung.....	91
Abbildung 4-27: Prozesskraftverlauf beim Umfangsfräsen.....	92
Abbildung 4-28: Verspannungsdrehmoment (oben) und Schleppabstand (Mitte) bei 5 % Verspannung sowie integrierte absolute Regelfehler (unten) in Abhängigkeit von der Verspannung	93
Abbildung 4-29: Bahngenauigkeit und integrierter absoluter Regelfehler bei 1,8 s bei Prozesskraftanregung über der Verspannung	94
Abbildung 4-30: Normierte Systemeigenschaften über der Verspannung.....	96

Abbildung 4-31: Sensitivität der betrachteten Systemeigenschaften für eine Änderung der Verspannung um 100 %	98
Abbildung 4-32: Gewichtete Mittelwerte der normierten Systemeigenschaften über der Verspannung	99
Abbildung 5-1: Drehmomente der umkehrspielfrei verspannten Antriebe	103
Abbildung 5-2: Drehmomente der maximal verspannten Antriebe	105
Abbildung 5-3: Drehmomente der minimal verspannten Antriebe	108
Abbildung 5-4: Erweiterte Momentenausgleichsregelung	111
Abbildung 5-5: Kennlinien der Verspannungsstrategien	111
Abbildung 5-6: Struktureller Aufbau des Kompensators	112
Abbildung 5-7: Erweiterte Momentenausgleichsregelung in kaskadierter Darstellung	113
Abbildung 6-1: Gesamtdrehmomente (oben), Positionsdifferenzen von Maschinenschlitten und Antrieb 1 (Mitte) sowie Verspannungsdrehmomente (unten) für die in Tabelle 6-1 angegebenen Parametrisierungen	117
Abbildung 6-2: Messung der Positioniergenauigkeit des konstant und des adaptiv verspannten Systems im Vergleich	118
Abbildung 6-3: Verspannungsdrehmomente bei konstanter und adaptiver Verspannung während der Messung der Positioniergenauigkeit	119
Abbildung 6-4: Experimentell ermittelte Schleppabstände (Mitte) und integrierte absolute Regelfehler (unten) für die oben dargestellte Trajektorie in Abhängigkeit von der Verspannung.....	120
Abbildung 6-5: Differenzen der experimentell ermittelten absoluten Schleppabstände (oben und Mitte) und der integrierten absoluten Regelfehler (unten).....	121
Abbildung 6-6: Simulativ und experimentell ermitteltes Gesamtdrehmoment (oben) und Verspannungsdrehmoment (unten) des adaptiv verspannten Systems	122
Abbildung 6-7: Simulativ ermittelte Positionsdifferenzen für das nicht verspannte, das konstant verspannte und das adaptiv verspannte System.....	123

Abbildung 6-8: Belastungsintegrale (oben links) und von den Motormodulen aufgenommene Energien (unten links) sowie Differenzen der Signale des konstant und des adaptiv verspannten Systems (rechts)	125
Abbildung 6-9: Verspannungsdrehmoment bei adaptiver Verspannung (oben) sowie Differenzen der Belastungsintegrale (Mitte) und der Energien (unten) des konstant und des adaptiv verspannten Systems.....	127
Abbildung 6-10: Verspannungsdrehmomente des konstant und des adaptiv verspannten Systems sowie Schleppabstände bei negativem Störkraftsprung	128
Abbildung 6-11: Verspannungsdrehmomente des konstant verspannten und des adaptiv verspannten Systems sowie Schleppabstände bei positivem Störkraftsprung	129
Abbildung 6-12: Verspannungsdrehmomente bei Prozesskraftanregung für das adaptiv verspannte System	131
Abbildung 6-13: Integrierte absolute Regelfehler für das nicht verspannte, das konstant verspannte und das adaptiv verspannte System bei Prozesskraftanregung.....	132
Abbildung 6-14: Mechanikfrequenzgänge von Antrieb 1 für das nicht verspannte, das konstant verspannte und das adaptiv verspannte System	133
Abbildung 6-15: Sollwerte des Verspannungsdrehmoments bei der Frequenzgangmessung.....	133
Abbildung 6-16: Einfluss der adaptiven Verspannung auf die betrachteten Eigenschaften des Antriebssystems im Vergleich zur konstanten Verspannung	135

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1:	Zusammenfassung der betrachteten Antriebssystemeigenschaften	17
Tabelle 3-1:	Technische Spezifikation der verbauten Komponenten.....	40
Tabelle 3-2:	Parameterwerte der einzelnen Regelkreise	47
Tabelle 4-1:	Betrachtete Systemeigenschaften und deren Normierung	95
Tabelle 6-1:	Parametrisierung der Kennlinie des minimal verspannten Systems für den Nachweis der Funktionsfähigkeit.....	116
Tabelle 6-2:	Experimentell ermittelte Bahngenauigkeit und integrierter absoluter Regelfehler in Abhängigkeit von der Verspannung.....	121

Formelzeichen

lateinische Kleinbuchstaben

a	[m/s ²]	Beschleunigung
a_p	[mm]	Schnitttiefe des Fräasers
b	[-]	Zufallszahl bei Messung der Positioniergenauigkeit
d	[Ns/m]	Dämpfungskonstante
e	[m]	Schleppabstand beziehungsweise Regelfehler im Lageregelkreis
e_{sum}	[ms]	integrierter absoluter Regelfehler
f	[Hz]	Drehfrequenz
$f_{0,M}$	[Hz]	Eigenfrequenz des Mechanikfrequenzgangs
$f_{0,N}$	[Hz]	Eigenfrequenz des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs
f_{PWM}	[Hz]	Pulsweitenmodulationsfrequenz
f_z	[mm]	Vorschub je Zahn
h_i	[m]	Zahnhöhe je Zahn
h_n	[m]	nominelle Zahnhöhe
h_z	[mm]	Winkelabhängige Spannungsdicke
i	[-]	Zählvariable
i_G	[-]	Getriebeübersetzung
$i_{\text{ges},n}$	[m/rad]	nominelles Gesamtübersetzungsverhältnis
i_{ges}	[m/rad]	Gesamtübersetzungsverhältnis
j	[-]	Zählvariable
k	[N/m]	Steifigkeit
k_{dyn}	[N/m]	Dynamische Steifigkeit
k_{stat}	[N/m]	Statische Steifigkeit
m	[kg]	Masse
m_n	[m]	Normalmodul
p	[m]	Abstand der Zielpositionen bei Messung der Positioniergenauigkeit
p_i	[m/rad]	Zahnteilung je Zahn
p_n	[m/rad]	nominelle Zahnteilung
r	[m]	Radius des Ritzels
s	[-]	Laplace-Variable
t	[s]	Zeit

u_k	[-]	allgemeine Eingangsgröße zum diskreten Zeitpunkt k
v	[m/s]	Geschwindigkeit
v_R	[m/s]	Stribeck-Geschwindigkeit
x	[m]	Strecke / Position / Weg
\dot{x}	[m/s]	einmal nach der Zeit abgeleitete Position (=Geschwindigkeit)
\ddot{x}	[m/s ²]	zweimal nach der Zeit abgeleitete Position (=Beschleunigung)
y_k	[-]	allgemeine Ausgangsgröße zum diskreten Zeitpunkt k
z	[-]	Zähnezahl des Ritzels

lateinische Großbuchstaben

A_{dyn}	[m]	Bahngenauigkeit
A_{stat}	[m]	Positioniergenauigkeit
A_V	[-]	von den Drehmomentkennlinien eingeschlossene Fläche
B	[(Nm) ³ rad]	Belastungsintegral
\mathcal{E}	[-]	Systemeigenschaft
E	[Ws]	Energie
E_{nutz}	[Ws]	nutzbare Energie
E_{zu}	[Ws]	aufgewendete beziehungsweise zugeführte Energie
E_{el}	[Ws]	elektrische Energie
F	[N]	Kraft
F_b	[N]	Beschleunigungskraft
F_C	[N]	Coulomb'sche Reibungskraft
F_H	[N]	Haftreibungskraft
F_n	[N]	Normalkraft
F_{nenn}	[N]	Nennkraft des linearen Direktantriebs
$F_{P,S}$	[N]	Prozesskraft pro Schneide beim Umfangsfräsen
F_r	[N]	Radialkraft beim Umfangsfräsen
F_R	[N]	Reibungskraft
F_s	[N]	Schnittkraft beim Umfangsfräsen
$F_{\text{stör}}$	[N]	Störkraft
G	[-]	Übertragungsfunktion
G_M	[-]	Übertragungsfunktion des Mechanikfrequenzgangs
G_N	[-]	Übertragungsfunktion des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs
G_V	[-]	Übertragungsfunktion des Momentenausgleichsreglers

G_ω	[-]	Übertragungsfunktion des Drehzahlreglers
I	[A]	Strom
J	[kgm ²]	Trägheitsmoment
K	[-]	Gewichtungsfaktoren des Momentenausgleichsreglers
K_M	[Nm/A]	Drehmomentkonstante des Antriebs
K_p	[Nms/rad]	Verstärkungsfaktor des Drehzahlregelkreises
K_{pi}	[V/A]	Verstärkungsfaktor des Stromregelkreises
K_{pV}	[rad/(Nms)]	Verstärkungsfaktor des Momentenausgleichsreglers
K_S	[Vs/rad]	Spannungskonstante des Antriebs
K_v	[1/s]	Verstärkungsfaktor des Lageregelkreises
K_{vor}	[-]	Vorsteuerfaktor
L	[H]	elektrische Induktivität
\mathcal{M}	[-]	gewichteter Mittelwert
M	[Nm]	Drehmoment
M_{ges}	[Nm]	Gesamtdrehmoment
$M_{ges,aus}$	[Nm]	Ausschaltdrehmoment der adaptiven Verspannung
M_H	[Nm]	Haftreibungsdrehmoment
M_{nenn}	[Nm]	Nenndrehmoment des Synchronmotors
M_R	[Nm]	Reibungsdrehmoment
M_V	[Nm]	Verspannungsdrehmoment
$M_{V,0}$	[Nm]	Verspannungsdrehmoment bei $M_{ges} = 0$ Nm
P	[W]	Leistung
R	[Ω]	elektrischer Widerstand
\mathcal{S}	[-]	Sensitivität
S	[m]	Umkehrspiel
T_A	[s]	Abtastzeit
$T_{f,\Delta}$	[s]	Filterzeitkonstante Drehmomentdifferenz
$T_{f,\Sigma}$	[s]	Filterzeitkonstante Drehmomentsumme
T_n	[s]	Nachstellzeit des Drehzahlreglers
T_{ni}	[s]	Nachstellzeit des Stromreglers
T_{nV}	[s]	Nachstellzeit des Momentenausgleichsreglers
T_{PWM}	[s]	Periodendauer der Pulsweitenmodulation

U	[V]	Spannung
U_{ind}	[V]	Induzierte Spannung der Motorwicklung
U_Z	[V]	Zwischenkreisspannung

griechische Kleinbuchstaben

α	[rad/s ²]	Winkelbeschleunigung
β	[rad]	Schrägungswinkel des Ritzels
δ	[-]	Stribeck-Formfaktor
η	[-]	Wirkungsgrad
μ	[-]	Reibungskoeffizient
μ_H	[-]	Haftreibungszahl
σ	[Ns/m]	Viskositätskoeffizient
φ	[rad]	Drehwinkel
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit oder vereinfacht Drehzahl
ω_v	[rad/s]	Stellgröße des Momentenausgleichsreglers
ω_{vor}	[rad/s]	vorgesteuerte Winkelgeschwindigkeit

griechische Großbuchstaben

Δh_i	[m]	Rollenmaßabweichung / Rundlaufabweichung
ΔM_V	[Nm]	Regelabweichung des Momentenausgleichsreglers
Δp_{ges}	[m/rad]	Teilungsgesamtabweichung
Δp_i	[m/rad]	Teilungseinzelabweichung
Δx_i	[m]	Positionsdifferenz bei Messung der Positioniergenauigkeit
$\Delta \phi$	[rad]	Winkelversatz zwischen den Fräuserschneiden
ϕ	[rad]	Drehwinkel des Fräasers

häufig verwendete Indizes

1	[-]	Antrieb 1
2	[-]	Antrieb 2
S	[-]	Maschinenschlitten
min	[-]	Minimalwert
max	[-]	Maximalwert
soll	[-]	Sollwert (Istwerte werden nicht im Index markiert)

1 Einleitung

Werkzeugmaschinen zählen zu den bedeutendsten Produktionsmitteln in der metallverarbeitenden Industrie (Brecher et al. 2017a, S. V). Aufgrund der stets wachsenden Qualitäts- und Produktivitätsansprüche werden immer höhere Anforderungen an deren Genauigkeit und Dynamik gestellt. Insbesondere die in Werkzeugmaschinen eingesetzten elektrischen Vorschubantriebssysteme haben einen maßgeblichen Einfluss auf die Genauigkeit und die maximal erzielbare Dynamik (Altintas et al. 2011, S. 779; Neugebauer 2012, S. 340). Gleichzeitig gewinnt die Effizienz der genutzten Werkzeugmaschinen zunehmend an Bedeutung. Die Effizienz der Werkzeugmaschinen betrifft zum einen den Energiebedarf und zum anderen die mechanische Belastung, die mit dem Verschleiß und somit mit der Lebensdauer der Maschine zusammenhängt. Auch hier bieten die eingesetzten Antriebssysteme verschiedene Möglichkeiten zur Verbesserung (Brecher et al. 2013, S. 86).

Für das Jahr 2016 nennt die Literatur, dass mindestens 33 % der erzeugten elektrischen Energie in hoch entwickelten Ländern mittels elektrischer Antriebe in mechanische Energie gewandelt wurde (Probst 2016, S. 1; Koschnick et al. 2017, S. 5). Dies verdeutlicht die Relevanz von Vorschubantrieben und motiviert deren stetige Optimierung, um den wachsenden Qualitäts- und Produktivitätsansprüchen zu genügen, ohne den Energiebedarf und die mechanische Belastung der Antriebssysteme zu steigern und somit deren Effizienz zu reduzieren.

Die am häufigsten in Werkzeugmaschinen eingesetzten Antriebssysteme sind Gewindespindel-Mutter-Antriebe, lineare Direktantriebe und Zahnstange-Ritzel-Antriebe. Sind lange Verfahrswege und große Vorschubkräfte gefordert, werden die in dieser Arbeit betrachteten Zahnstange-Ritzel-Antriebe aufgrund ihrer Bauart bevorzugt eingesetzt (Brecher et al. 1997, S. 311; Brecher 2002, S. 49; Gross et al. 2006, S. 109; Weck et al. 2006, S. 94; Uriarte et al. 2013, S. 735; Dubbel et al. 2014, S. T 19; Choi et al. 2015). Um eine hohe Genauigkeit und somit eine ausreichende Qualität zu erzielen, werden elektrisch verspannte Zahnstange-Ritzel-Antriebe eingesetzt. Bei der elektrischen Verspannung werden zwei Antriebsstränge, die jeweils aus Antrieb, Getriebe und Ritzel bestehen, parallelgeschaltet und über ein Drehmoment gegeneinander verspannt. Die elektrische Verspannung führt zu einer Steigerung der Genauigkeit, da diese das Umkehrspiel in den Antriebssträngen kompensiert (Michos 2005, S. 15).

Der aktuelle Stand der Technik macht allerdings keine eindeutigen Angaben zur Wahl des Verspannungsbetrags, der für die Kompensation des Umkehrspiels mindestens benötigt wird. Die

genannten Beträge variieren zwischen 10 % bis 30 % des Nenndrehmoments (Zirn 2008, S. 118) und 25 % bis 50 % des maximalen Drehmoments der Antriebe (Lopez de Lacalle et al. 2009, S. 141). Die theoretischen Hintergründe bleiben ungeklärt, sodass die Verspannung an industriell eingesetzten Werkzeugmaschinen meist anhand von Erfahrungswerten eingestellt wird. Dies führt entweder zu einem ineffizienten (übermäßig verspannten) oder zu einem qualitativ unzureichenden (zu gering verspannten) Systemverhalten. Aus diesem Defizit ergibt sich die erste zentrale Fragestellung dieser Arbeit:

Welcher Betrag einer Verspannung wird mindestens benötigt, um das Umkehrspiel als zentrale Einflussgröße auf die Genauigkeit zu kompensieren?

Weiterhin ermöglicht die elektrische Verspannung eine Veränderung des Verspannungsbetrags während des Betriebs. Diese Erkenntnis ist Stand der Technik und wird bereits industriell eingesetzt (Heidenhain 2013, S. 10). Die Verspannung wird angepasst, um die Dynamik des Antriebssystems zu maximieren. Die Effizienz wird allerdings nicht thematisiert. In Bezug auf die Qualität ist weiterhin nicht bekannt, ob die Verspannung in jedem Systemzustand benötigt wird, um die durch eine konstante Verspannung erzielte Genauigkeit zu erhalten. Aufgrund dieser Defizite ergibt sich die zweite zentrale Fragestellung dieser Arbeit:

In welchen Systemzuständen kann die Verspannung deaktiviert werden, ohne die Genauigkeit, die durch eine konstante Verspannung erzielt wird, zu beeinflussen?

Diese zentralen Fragestellungen sollen im Rahmen der Arbeit beantwortet werden. Ziel dieser Arbeit ist es, die mechanische Belastung und den Energiebedarf von elektrisch verspannten Zahnstange-Ritzel-Antrieben zu minimieren und somit deren Effizienz zu maximieren, ohne deren Genauigkeit und somit deren Qualität zu beeinflussen. Um diese Zielsetzung zu erreichen, soll zunächst ein Verspannungsbetrag, der minimal für die Kompensation des Umkehrspiels benötigt wird, auf Grundlage systemtheoretischer Betrachtungen und experimenteller Untersuchungen allgemeingültig definiert werden. Anschließend soll ein Konzept zur Anpassung der Verspannung während des Betriebs entwickelt werden, das zu einer Minimierung der durchschnittlichen Verspannung des Systems führt, ohne dessen Genauigkeit zu beeinflussen. Dieses neuartige Konzept wird als adaptive Verspannung bezeichnet.

2 Stand der Technik

Der Stand der Technik bildet die fachliche Grundlage für die Definition des in der Einleitung erläuterten Mindestbetrags der Verspannung sowie für die Entwicklung des Konzepts der adaptiven Verspannung von Zahnstange-Ritzel-Antrieben. In Kapitel 2.1 werden zunächst die meistgenutzten Antriebssysteme in Werkzeugmaschinen, zu denen der Zahnstange-Ritzel-Antrieb zählt, betrachtet. Neben den zentralen Systemeigenschaften wird auf die Funktionsweise und die Lageregelung der Systeme eingegangen. Außerdem wird ein Vergleich der Antriebssysteme vorgenommen. Der Vergleich zeigt, dass die Bewegungsgüte elektromechanischer Antriebssysteme im Allgemeinen nicht ausreicht, um den Anforderungen moderner Produktionsanlagen gerecht zu werden. Somit sind Maßnahmen zur Steigerung der Bewegungsgüte dieser Systeme notwendig. Diese werden in Kapitel 2.2 vorgestellt. Neben Maßnahmen, die auf regelungstechnischen Ansätzen beruhen und somit für alle elektromechanischen Antriebssysteme anwendbar sind, wird die Verspannung von Zahnstange-Ritzel-Antrieben thematisiert. Insbesondere die elektrische Verspannung, auf der das Konzept der adaptiven Verspannung aufbaut, wird eingehend betrachtet. In Kapitel 2.3 werden abschließend die bereits in der Einleitung umrissenen Defizite des Stands der Technik zusammengefasst und daraus der für diese Arbeit relevante Handlungsbedarf sowie der strukturelle Aufbau der gesamten Arbeit abgeleitet.

2.1 Antriebssysteme in Werkzeugmaschinen

Die Qualität und die Produktivität von Werkzeugmaschinen werden maßgeblich durch das verwendete Antriebssystem definiert (Altintas et al. 2011, S. 779; Neugebauer 2012, S. 340). Das Antriebssystem setzt sich aus dem elektrischen Antrieb inklusive Antriebsverstärker, dem mechanischen Antriebsstrang sowie der Antriebsregelung zusammen. In dieser Arbeit werden diejenigen Systeme als Antriebssysteme bezeichnet, welche die Vorschubbewegung der angekoppelten Maschinenachse erzeugen und somit einen unmittelbaren Einfluss auf die Werkstückkontur haben. Andere Literatur nutzt die Begriffe Vorschubantriebe beziehungsweise Nebenantriebe, um diese vom Antrieb der Hauptspindel beziehungsweise dem Hauptantrieb und weiteren Hilfsantrieben abzugrenzen (Neugebauer 2012, S. 322; Hirsch 2016, S. 135). Da in dieser Arbeit Systeme betrachtet werden, die aus mehreren Antrieben aufgebaut sind, wird der Begriff Antriebssystem verwendet.

Aufgrund der einfachen Regelbarkeit, der Energieeffizienz und der Kosten werden elektrische Antriebe in Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen gegenüber hydraulischen oder pneumatischen Antrieben bevorzugt eingesetzt (Özdemir 2016, S. 8). Die meistgenutzten Antriebssysteme mit elektrischen Antrieben und mechanischen Antriebssträngen sind Gewindespindel-Mutter-Antriebe und Zahnstange-Ritzel-Antriebe. Weiterhin finden Riemen- beziehungsweise Band-Antriebe und Festkörper-Aktuatoren Anwendung. Zu den rein elektrischen Antriebssystemen zählen die linearen Direktantriebe, die ebenfalls zu den meistgenutzten Antriebssystemen in Werkzeugmaschinen zählen. Die Eigenschaften dieser Antriebssysteme, wie die erreichbaren Vorschubkräfte, die erzielbaren Beschleunigungen, die kinematische Genauigkeit, die statische und dynamische Steifigkeit, die Reibung, der maximale Verfahrweg oder der Wirkungsgrad, unterscheiden sich voneinander. Somit ergeben sich spezifische Vor- und Nachteile der Antriebssysteme, die deren Einsatzbereich definieren (Brecher 2002, S. 6).

In Kapitel 2.1.1 werden zunächst die für diese Arbeit relevanten Systemeigenschaften beschrieben und verwendete Begrifflichkeiten definiert. Anschließend wird in Kapitel 2.1.2 die Funktionsweise der meistgenutzten Antriebssysteme erläutert, ein Vergleich vorgenommen und die resultierenden Einsatzbereiche vorgestellt sowie notwendige Maßnahmen zur Steigerung der Bewegungsgüte der elektromechanischen Antriebssysteme motiviert. In Kapitel 2.1.3 wird abschließend auf die Regelung von Antriebssystemen eingegangen.

2.1.1 Relevante Systemeigenschaften und Begriffsdefinitionen

Die in dieser Arbeit relevanten Systemeigenschaften sind die Genauigkeit, die Reibung, die Steifigkeit und die Effizienz. Die Effizienz bezieht sich zum einen auf den Energiebedarf und zum anderen auf die mechanische Belastung beziehungsweise den Verschleiß und somit auf die Lebensdauer des Antriebssystems. In den folgenden Unterkapiteln werden die genannten Systemeigenschaften erläutert und die in dieser Arbeit verwendeten Begrifflichkeiten definiert.

2.1.1.1 Genauigkeit

In Anlehnung an das Internationale Wörterbuch der Metrologie (VIM) beschreibt der Begriff Genauigkeit den Grad an Übereinstimmung zwischen zwei Werten. Die Literatur geht detailliert auf die Genauigkeit von Werkzeugmaschinen und deren begrenzende Größen ein. Dabei wird zwischen ein- und mehrdimensionalen Größen, welche die einzelne Maschinenachse beziehungsweise deren Kombination betreffen, unterschieden (Liang et al. 2016, S. 95–111).

Die für diese Arbeit relevante Genauigkeit eines Antriebssystems beschreibt den Grad an Übereinstimmung zwischen der geforderten und der tatsächlichen Position. Wird der rein statische Zustand, also der Stillstand der Achse, betrachtet, wird der Begriff Positioniergenauigkeit verwendet. Die Positioniergenauigkeit A_{stat} wird als Differenz des größten und kleinsten Fehlers beim zweiseitigen Anfahren mehrerer Positionen entlang des gesamten Verfahrwegs definiert. Diese Definition basiert auf einem genormten Messverfahren zur Bewertung der Positioniergenauigkeit (DIN ISO 230-2). Die während der Messung anzufahrenden i Zielpositionen

$$x_{\text{soll},i} = (i - 1)p + b \quad (2-1)$$

ergeben sich aus einem über den Messweg gleichmäßig verteilten Abstand p , auch Teilung genannt, und einer Zufallszahl $\{b \in \mathbb{R} | -0,3 \leq b \leq 0,3\}$, um den Einfluss periodischer Fehler des Antriebssystems abzudecken. Wie in der Norm beschrieben, wird bei Verfahrwegen länger als 2000 mm üblicherweise ein Abstand p von 250 mm gewählt. Ist die zu vermessende Achse segmentiert (beispielsweise durch aneinandergereihte Zahnstangen), muss jedes Segment mindestens eine Zielposition enthalten. Die Zielpositionen werden laut Normprüfzyklus in jeder Richtung fünfmal angefahren. Die erste und letzte Zielposition muss überfahren werden, um diese ebenfalls zweiseitig anfahren zu können. Die gemessenen Positionen je Richtung werden abschließend für die Bestimmung der Positioniergenauigkeit herangezogen.

Wird die Genauigkeit bei Bewegungsänderung, also der dynamische Zustand, bewertet, wird von Bahngenauigkeit gesprochen. In Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2861 wird die Bahngenauigkeit A_{dyn} als maximaler Fehler zwischen Soll- und Ist-Position bei Bewegung entlang einer vorgegebenen Bahn mit definierter Geschwindigkeit definiert (VDI-Richtlinie 2861- 2). Ist eine mehrdimensionale Bahn gemeint, ist zwischen Bahnabweichung und Schleppabstand zu unterscheiden (Pritschow 1996). Haben die an der Bewegung beteiligten Achsen denselben Schleppabstand, kann die Bahn exakt eingehalten werden. Für den eindimensionalen Fall gilt dies nicht. Dementsprechend unterscheidet die Literatur beispielsweise zwischen Bahngenauigkeit und Achsgenauigkeit (Lee et al. 2012). In dieser Arbeit bezeichnet die Bahngenauigkeit A_{dyn} den maximalen Schleppabstand e_{max} des einzelnen Antriebssystems bei Bewegung entlang einer Bahn im Zeitraum t_0 bis t_1 . Weiterhin wird der integrierte absolute Regelfehler

$$e_{\text{sum}}(t) = \int_{t_0}^{t_1} \sqrt{e(t)^2} dt \quad (2-2)$$

als Maß für die Einhaltung der vorgegebenen Bahn im Zeitraum t_0 bis t_1 herangezogen.

2.1.1.2 Reibung

Reibung beschreibt den Widerstand zweier relativ zueinander bewegten Flächen, auf die jeweils eine Normalkraft wirkt. Sie entzieht einem System Energie und wandelt diese in Wärme um. Somit hat sie Einfluss auf den Wirkungsgrad eines Antriebssystems. Weiterhin ist sie der Bewegungsrichtung stets entgegengerichtet und hat somit einen dämpfenden Einfluss auf das Systemverhalten (Sommer et al. 2018, S. 6–7). Die Literatur geht im Detail auf den Begriff Reibung, die mathematische Beschreibung der hervorgerufenen Reibungskräfte und die Identifikation von Reibungsparametern ein. Eine gute Übersicht inklusive ausführlichem Formelwerk liefert die Literatur (beispielsweise Ruderman 2012).

Für Antriebssysteme hat sich das statische Reibmodell, auch Stribeck-Modell genannt, durchgesetzt, das in die Bereiche Haftreibung, Gleitreibung und den Übergang von Haft- zu Gleitreibung aufgrund des sogenannten Stick-Slip-Effekts eingeteilt werden kann (Hoffmann 2008, S. 88; Pi et al. 2018). Die hervorgerufene Reibungskraft

$$F_R(v) = \operatorname{sgn}(v) \left(F_C + (F_H - F_C) \exp\left(-\left|\frac{v}{v_R}\right|^\delta\right) \right) + \sigma v \quad (2-3)$$

ist eine Funktion der Geschwindigkeit v des bewegten Systems. Deren Verlauf ist in Abbildung 2-1 dargestellt. Der erste Summand beschreibt die Haftreibung und den Übergang von Haft- zu Gleitreibung. Die Stribeck-Geschwindigkeit v_R begrenzt den Übergang von Haft- zu Gleitreibung. Der Stribeck-Formfaktor δ bestimmt den Exponentialverlauf dieses Übergangs. In Abhängigkeit von den Reibflächen kann er sowohl einen positiven als auch einen negativen Wert annehmen (vergleiche links und rechts in Abbildung 2-1). Das Vorzeichen der Kraft wird mittels Signum-Funktion aus der aktuellen Geschwindigkeit v bestimmt. Der Betrag der Reibungskraft F_R ergibt sich aus der Coulomb'schen Reibungskraft F_C und der Haftreibungskraft F_H , die sich über den Reibungskoeffizienten μ beziehungsweise die Haftreibungszahl μ_H aus der senkrecht zur Bewegung wirkenden Normalkraft F_n berechnen lassen. Zusätzlich wird die Reibungskraft F_R durch den zweiten Summanden beeinflusst, der die Gleitreibung beschreibt. Die Gleitreibung wird anhand des Viskositätskoeffizienten σ beschrieben. Aufgrund des linearen Zusammenhangs zur Geschwindigkeit v wird dieser häufig als viskose Dämpfungskonstante interpretiert (Ruderman 2012, S. 11–15).

Für die Simulation des Reibungsverhaltens wird eine Minimalgeschwindigkeit v_{\min} definiert, um den Übergang von positiver zu negativer Geschwindigkeit abbilden zu können. Liegt der

Betrag von v unterhalb von v_{\min} , wird das Stribeck-Modell nicht verwendet, sondern eine Interpolationskurve zwischen positiver und negativer Haftreibungskraft eingeführt, um eine stetige Kurve zu konstruieren (Hoffmann 2008, S. 89). Dies führt zu einem linearen Reibungsmodell, liefert allerdings zu geringe Reibungskräfte bei geringen Geschwindigkeiten. Um diesem Problem entgegenzuwirken, kann anstelle der Interpolationskurve eine Funktion

$$F_R(F_b) = \min(|F_b|, F_H) \operatorname{sgn}(F_b) \text{ für } v < v_{\min} \quad (2-4)$$

in Abhängigkeit von der Beschleunigungskraft F_b des betrachteten Systems definiert werden. Unter Berücksichtigung des Vorzeichens von F_b wird die Reibungskraft F_R für den Bereich unterhalb der Minimalgeschwindigkeit aus dem Minimum von F_b und der Haftreibungskraft F_H berechnet. Da die Reibung der Beschleunigung entgegenwirkt, wird F_b so lange von F_R kompensiert, bis F_b größer als F_H ist (Engelberth et al. 2016; Pi et al. 2018).

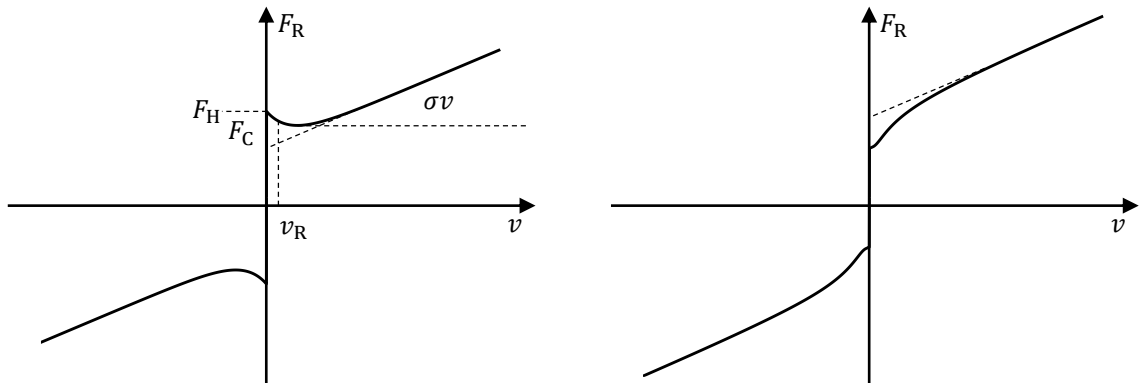


Abbildung 2-1: Stribeck-Modell mit positivem (links) und negativem (rechts) Formfaktor δ (nach Ruderman 2012, S. 14)

2.1.1.3 Mechanische Steifigkeit

Das statische Verhalten eines Antriebssystems wird durch die elastische Verformung, die unter zeitlich konstanter Belastung durch Prozess- und Gewichtskräfte auftritt, charakterisiert. Die mechanische Verformung lässt sich anhand der statischen Steifigkeit

$$k_{\text{stat}} = \frac{dF}{dx} \quad (2-5)$$

beschreiben. Diese wichtigste statische Kenngröße ist ein Maß für den Widerstand gegen Formänderungen und somit eine rein durch die Mechanik des Antriebsstrang charakterisierte Systemeigenschaft. Entsprechend Gleichung (2-5) wird sie als das Verhältnis von Kraftänderung dF und Verformung dx des Bauteils in Kraftangriffsrichtung angegeben. Die statische Steifigkeit k_{stat} ist keine konstante Größe und wird meist als Kennlinie angegeben, da eine Vielzahl

von Kontaktflächen zwischen den Elementen des Antriebsstrangs einen Einfluss auf den Zusammenhang zwischen Kraft und Verformung hat. Der Reziprokwert der statischen Steifigkeit ist die statische Nachgiebigkeit. Die statische Gesamtnachgiebigkeit eines Antriebsstrangs ergibt sich aus der Summe der statischen Einzelnachgiebigkeiten der beteiligten Elemente. Somit ist die statische Gesamtsteifigkeit stets geringer als die statische Steifigkeit des nachgiebigsten Elements (Dubbel et al. 2014, S. T 4).

Das dynamische Verhalten eines Antriebssystems wird durch dessen elastische Verformung, die bei zeitlich veränderlicher Belastung auftritt, charakterisiert. Diese frequenzabhängige Verformung lässt sich in Form der dynamischen Steifigkeit $k_{\text{dyn}}(f)$ beziehungsweise anhand des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs, der experimentell ermittelt werden kann, beschreiben. Für eine Frequenz von 0 Hz entspricht die dynamische Steifigkeit $k_{\text{dyn}}(0 \text{ Hz})$ der statischen Steifigkeit k_{stat} . Die geringste dynamische Steifigkeit $k_{\text{dyn}}(f_{0,N})$ beziehungsweise maximale Nachgiebigkeit wird im Nachgiebigkeitsfrequenzgang durch die Resonanzfrequenz $f_{0,N}$ charakterisiert. Antriebssysteme werden in der Literatur oftmals als Mehrmassenschwinger interpretiert (Nollau 2009, S. 74–81). In den meisten Fällen reicht ein Zweimassenschwinger für die Beschreibung des dynamischen Übertragungsverhaltens entsprechend Abbildung 2-2 aus.

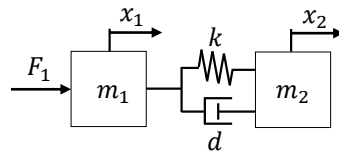


Abbildung 2-2: Strukturelle Darstellung eines Zweimassenschwingers

Für den Zweimassenschwinger mit den Massen m_1 und m_2 , die über ein Feder-Dämpfer-Element mit der Steifigkeit k und der Dämpfung d gekoppelt sind, lässt sich die Übertragungsfunktion

$$G_N(s) = \frac{x_1(s) - x_2(s)}{F_1(s)} = \frac{1}{m_1 s^2 + \left(1 + \frac{m_1}{m_2}\right) ds + \left(1 + \frac{m_1}{m_2}\right) k} \quad (2-6)$$

für den Nachgiebigkeitsfrequenzgang bestimmen, wobei die Kraft F_1 , die das System auslenkt, auf m_1 einwirkt. Die Eigenfrequenz

$$f_{0,N} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right) k} \quad (2-7)$$

von $G_N(s)$ hängt von den beschleunigten Massen m_1 und m_2 sowie von der Steifigkeit k ab.

Neben dem Nachgiebigkeitsfrequenzgang kann auch der Zusammenhang zwischen den Positionen, der sogenannte Mechanikfrequenzgang, zur Beurteilung der dynamischen Nachgiebigkeit betrachtet werden. Für die Übertragungsfunktion

$$G_M(s) = \frac{x_1(s)}{x_2(s)} = \frac{v_1(s)}{v_2(s)} = \frac{ds + k}{m_2 s^2 + ds + k} \quad (2-8)$$

des Mechanikfrequenzgangs lässt sich die Eigenfrequenz

$$f_{0,M} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m_2}} \quad (2-9)$$

berechnen, die ebenfalls von der Steifigkeit des Systems abhängt. Der Mechanikfrequenzgang erlaubt zwar keine direkte Bestimmung von $k_{\text{dyn}}(f)$, für die Bestimmung des Frequenzgangs wird die fehlerbehaftete Messung der Antriebskraft, die einer gewissen Ungenauigkeit unterliegt, allerdings nicht benötigt.

2.1.1.4 Effizienz

Der Begriff der Effizienz hat je nach Kontext unterschiedliche Bedeutungen. Im Allgemeinen beschreibt er das Erzielen einer Wirkung bei einem angemessenen Verhältnis zwischen den eingesetzten Mitteln und der daraus resultierenden Wirkung (Pehnt 2010, S. 1). Im technischen Sinne ist die Effizienz demnach mit dem Wirkungsgrad η eines Systems verbunden. In Bezug auf den Energiebedarf eines Antriebssystems kann der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{E_{\text{nutz}}}{E_{\text{zu}}} \quad (2-10)$$

als das Verhältnis von nutzbarer Energie E_{nutz} zu aufgewendeter Energie E_{zu} verstanden werden (Müller et al. 2013, S. 2). Je größer η , desto geringer ist der Energiebedarf des Antriebssystems. Die nutzbare elektrische Energie

$$E_{\text{el}}(t) = \int_{t_0}^{t_1} P(t) dt = \int_{t_0}^{t_1} U(t)I(t) dt \quad (2-11)$$

eines einphasigen Wechselstromsystems ergibt sich aus dem Integral der Leistung $P(t)$ über der Zeit t , wobei $P(t)$ dem Produkt der Momentanwerte der Spannung $U(t)$ und des Stroms $I(t)$ entspricht. Für mehrphasige Systeme, zu denen auch Antriebssysteme gehören, können die Energien der einzelnen Phasen summiert werden (Kührke 2011, S. 30–32).

Neben dem Energiebedarf wird in dieser Arbeit die mechanische Belastung des Antriebssystems betrachtet und in den Kontext der Effizienz gesetzt. Die mechanische Belastung beschreibt die Summe der auf ein System einwirkenden Kräfte. Wird ein technisches System als ein System mit einem gewissen Abnutzungsvorrat aufgefasst, so führt die mechanische Belastung des Systems dazu, dass dieser Vorrat aufgebraucht wird. Somit lässt sich die mechanische Belastung in Zusammenhang mit der Lebensdauer eines technischen Systems bringen. Um die mechanische Belastung zu quantifizieren, wird das Belastungsintegral

$$B(t) = \int_{t_0}^{t_1} |F(t)|^3 |v(t)| dt \quad (2-12)$$

herangezogen, das sich aus der Lebensdauer eines technischen Systems herleiten lässt (Munzinger 2009, S. 43–45; Huf 2012, S. 61–66). In Bezug auf Antriebssysteme lässt sich das Belastungsintegral $B(t)$ aus der antreibenden Kraft $F(t)$ und der Geschwindigkeit $v(t)$ des Antriebs berechnen. Somit lässt sich anhand von $B(t)$ die Effizienz der Bewegung des Antriebssystems abschätzen.

Weiterhin lässt sich die Restlebensdauer eines Systems anhand von $B(t)$ quantifizieren. Somit impliziert $B(t)$ den Verschleiß des Systems. Der Verschleiß eines technischen Systems steht in Zusammenhang mit der Reibung. Auch wenn eine gewisse Streubreite beziehungsweise Unsicherheit bei der Quantifizierung des tatsächlichen Verschleißes besteht, kann angenommen werden, dass der Verschleiß eines Systems sinkt, wenn die einwirkende Reibungskraft verringert wird. Da die Reibungskraft auch eine auf das System einwirkende Kraft ist, wird die mechanische Belastung bei einer Reduzierung der Reibungskraft ebenfalls verringert. Somit lässt sich der Verschleiß eines Antriebssystems anhand der Reibungsenergie

$$E_R(t) = \mu F_N(t) x_R(t) = F_R(t) x_R(t), \quad (2-13)$$

die sich aus der Reibungskraft $F_R(t)$ und dem zurückgelegten Weg $x_R(t)$ zusammensetzt, abschätzen (Kuhrke 2011, S. 35; Sauer 2018, S. 26). Neben $B(t)$ kann also auch $E_R(t)$ für die Abschätzung der Effizienz der Bewegung des Antriebssystems genutzt werden.

2.1.2 Funktionsweise und Vergleich der meistgenutzten Antriebssysteme

Aufgrund der zentralen Rolle von Antriebssystemen in der Produktionstechnik werden diese in der Literatur ausführlich behandelt und sind stets Inhalt aktueller Forschungsarbeiten. Als grundlegende Standardwerke zu Werkzeugmaschinen und deren Antriebssystemen sind die

Reihe Werkzeugmaschinen 1 bis 5 von Weck und Brecher, hier insbesondere (Weck et al. 2006) sowie (Neugebauer 2012), (Hirsch 2016) und (Dubbel et al. 2014) zu nennen. In diesen Werken werden Antriebssysteme und deren Varianten detailliert erklärt und diskutiert. Im Folgenden werden die grundlegende Funktion und die relevanten Eigenschaften von Gewindespindel-Mutter-Antrieben, linearen Direktantrieben und Zahnstange-Ritzel-Antrieben, die zu den in Werkzeugmaschinen meistgenutzten Antriebssystemen zählen, vorgestellt. Der Zahnstange-Ritzel-Antrieb wird als zentrales Element dieser Arbeit im Detail betrachtet. Weiterhin wird ein Vergleich vorgenommen, um abschließend die Bedeutung der in dieser Arbeit behandelten Zahnstange-Ritzel-Antriebe abschätzen zu können.

2.1.2.1 Gewindespindel-Mutter-Antrieb

Der in Abbildung 2-3 dargestellte Gewindespindel-Mutter-Antrieb, auch als Kugelumlauftrieb oder Kugelgewindetrieb bezeichnet, ist das am häufigsten eingesetzte Antriebssystem in Werkzeugmaschinen (Neugebauer 2012, S. 351; Dubbel et al. 2014, S. T 17; Hirsch 2016, S. 182). Der Gewindespindel-Mutter-Antrieb besteht aus einer Gewindespindel, die über eine Kupplung an den Antriebsmotor angebunden ist, und einer Mutter, die am Maschinenschlitten montiert ist. Um höhere Vorschubkräfte erzeugen zu können, werden teilweise Getriebe zwischen Spindel und Antriebsmotor eingesetzt. Diese sind allerdings nicht zwingend erforderlich (Weck et al. 2006, S. 82). Innerhalb der Mutter werden Wälzelemente in Form von Kugeln oder Rollen eingesetzt, sodass zwischen Spindel und Mutter ausschließlich Rollreibung entsteht, sobald die Spindel in Rotation versetzt wird, um den Maschinenschlitten zu bewegen. Dies führt zu einem Wirkungsgrad von 95 % bis 98 %, geringem Verschleiß sowie einer deutlichen Reduzierung des Stick-Slip-Effekts (Weck et al. 2006, S. 83; Hirsch 2016, S. 182).

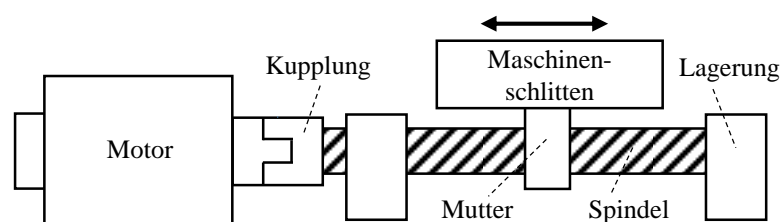


Abbildung 2-3: Schematischer Aufbau eines Gewindespindel-Mutter-Antriebs

Der maximale Verfahrweg wird mit 4 m bis 5 m beziffert (Lopez de Lacalle et al. 2009, S. 139; Hirsch 2016, S. 182). Wird die Spindel zusätzlich mit ausfahrbaren Abstützungen gestützt, können Verfahrswege bis 15 m erreicht werden (Fecht 2012, S. 60). Werden verspannte Doppelmutterssysteme eingesetzt, können hohe Positioniergenauigkeiten im μm -Bereich erzielt werden

(Weck et al. 2006, S. 84; Neugebauer 2012, S. 351; Hirsch 2016, S. 182). Dies steigert allerdings den Verschleiß der mechanischen Komponenten (Michos 2005, S. 16).

In Bezug auf die dynamischen Eigenschaften nennt die Literatur Beschleunigungen bis 30 m/s^2 , Geschwindigkeiten bis 100 m/min , Resonanzfrequenzen des Antriebsstrangs von 30 Hz bis 80 Hz und Vorschubkräfte bis 40 kN . Die Geschwindigkeit wird durch die biegekritische Drehfrequenz und die thermische Belastung der mechanischen Komponenten, die Beschleunigung wird durch das Trägheitsmoment der Spindel begrenzt (Abele et al. 2005, S. 331; Michos 2005, S. 14–15). Die Steifigkeit und somit die Dynamik hängen von der Position des Maschinenschlittens und dem maximalen Verfahrweg ab (Zhang et al. 2018). Für einen schwingungsfreien Betrieb ist daher eine positionsabhängige Regelung zielführend (Brecher et al. 2017b). Bis 4 m Verfahrweg kann mit Gewindespindel-Mutter-Antrieben eine höhere Gesamtsteifigkeit als mit Zahnstange-Ritzel-Antrieben erzielt werden (Brecher 2002, S. 13).

2.1.2.2 Linearer Direktantrieb

Der in Abbildung 2-4 dargestellte lineare Direktantrieb ist das jüngste Antriebssystem in Werkzeugmaschinen. Er besteht aus einem Primärteil, auch Linearmotor genannt, das dem Stator eines rotatorischen Antriebsmotors entspricht, und einem Sekundärteil, das dem Rotor entspricht (Neugebauer 2012, S. 341). Ist der lineare Direktantrieb als Synchronmotor aufgebaut, ist der Sekundärteil in Form von Permanentmagnetplatten ausgebildet, die entlang des gesamten Verfahrwegs montiert sind (Weck et al. 2006, S. 30). Ist er als Asynchronmotor aufgebaut, ist der Sekundärteil in Form von Kurzschlussstäben ausgebildet (Hirsch 2016, S. 172). Aufgrund des für die Magnetisierung des Sekundärteils benötigten zusätzlichen Stroms und der damit einhergehenden Erwärmung des Sekundärteils liegt der Wirkungsgrad von Asynchronmotoren unter dem Wirkungsgrad von Synchronmotoren. Weiterhin ist die Regelung von Asynchronmotoren aufwendiger als die Regelung von Synchronmotoren. Allerdings werden beim Asynchronmotor keine Selten-Erden-Magnete benötigt, sodass dieser bei langen Verfahrwegen Kostenvorteile bietet (Neugebauer 2012, S. 342; Hirsch 2016, S. 172).

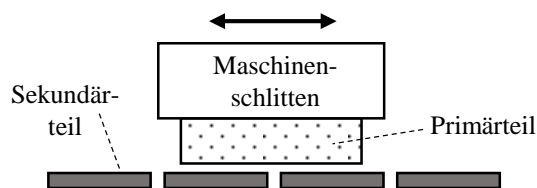


Abbildung 2-4: Schematischer Aufbau eines linearen Direktantriebs

Aufgrund der Anziehungskräfte zwischen eisenbehaftetem Primärteil und magnetischem Sekundärteil, die bis zum Zehnfachen der Dauervorschubkraft betragen können und im Falle von Synchronmotoren auch in ausgeschaltetem Zustand auftreten, müssen die mechanischen Komponenten und Führungselemente entsprechend robust ausgeführt werden (Weck et al. 2006, S. 30–31). Allgemein wird dem linearen Direktantrieb eine sehr hohe Positioniergenauigkeit im Bereich von $0,1 \mu\text{m}$ (Michos 2005, S. 15) zugeschrieben, da keine mechanischen Komponenten zur Kraftübertragung vorhanden sind und das Antriebssystem somit spielfrei ist (Abele et al. 2005; Klement 2009, S. 6; Neugebauer 2012, S. 340). Dementsprechend ist der lineare Direktantrieb verschleißfrei und lässt sich unkompliziert in eine Werkzeugmaschine integrieren, insofern eine Kühlung des Primärteils nicht erforderlich ist (Klement 2009, S. 42–44). Allerdings führen die hohen Anziehungskräfte zu einer erhöhten Belastung der Führungselemente.

In Bezug auf die dynamischen Eigenschaften nennt die Literatur Beschleunigungen bis 20 m/s^2 , Geschwindigkeiten bis 120 m/min und Vorschubkräfte bis 20 kN (Dubbel et al. 2014, S. T 9; Özdemir 2016, S. 6). Je nach Einsatzbereich werden auch Geschwindigkeiten bis 300 m/s und Beschleunigungen bis 450 m/s^2 genannt (Hirsch 2016, S. 171; Özdemir 2016, S. 6). Allgemein wird dem linearen Direktantrieb eine sehr hohe Steifigkeit zugeschrieben (Weck et al. 2006, S. 30). Begründet wird dies damit, dass keine nachgiebigen mechanischen Komponenten zur Kraftübertragung eingesetzt werden. Aus diesem Grund wirken sich die Elastizitäten im Linearmaßstab und zwischen dem Maschinenbett und Fundament stärker aus, sodass bei deren Auswahl und Montage große Sorgfalt notwendig ist (Klement 2009, S. 35).

2.1.2.3 Zahnstange-Ritzel-Antrieb

Der in dieser Arbeit betrachtete und in Abbildung 2-5 dargestellte Zahnstange-Ritzel-Antrieb, auch Zahnstangentrieb oder Ritzel-Zahnstange-Antrieb genannt, besteht aus einem Ritzel, das auf einer Zahnstange läuft und von einem Motor über ein angeflanshtes Getriebe angetrieben wird. In den meisten Fällen befindet sich das Ritzel samt Antrieb und Getriebe auf dem Maschinenschlitten und die Zahnstange ist starr am Maschinenbett montiert. Eine umgekehrte Anordnung ist ebenfalls möglich. Die Verzahnung von Zahnstange und Ritzel ist meist als schrägverzahnte Evolventenverzahnung ausgeführt, um das Gleichlaufverhalten des Antriebssystems zu verbessern, den Verschleiß zu minimieren und das Umkehrspiel zu reduzieren (Kiel 2007, S. 235). Der sogenannte Gleichlauf des Antriebssystems beschreibt allgemein die Gleichför-

migkeit der Vorschubbewegung und somit den Zusammenhang zwischen Rotation der Motorwelle und Translation des Maschinenschlittens. Das Gleichlaufverhalten hängt von fertigungsbedingten Abweichungen der Komponenten ab, auf die im weiteren Verlauf dieses Kapitels eingegangen wird. Gleiches gilt für das Umkehrspiel, das in Kapitel 2.2 thematisiert wird. Die eingesetzten Getriebe dienen der Drehzahl- und Drehmomentübersetzung. Um das Lastträgheitsmoment gering zu halten, werden meist mehrstufige Planetengetriebe mit möglichst kleinen Zahnradurchmessern oder Getriebe mit Zykloidenverzahnung eingesetzt (Gross et al. 2006, S. 109). Details zu den eingesetzten Getrieben, die auch als Vorschubgetriebe bezeichnet werden, liefert die Literatur (Dubbel et al. 2014, S. T 19 - T 21; Klocke et al. 2016).

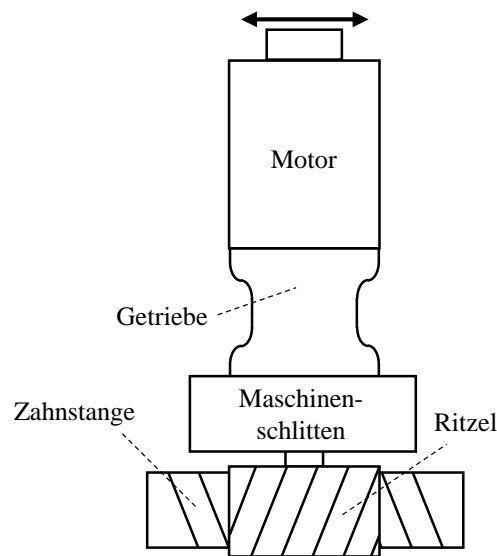


Abbildung 2-5: Schematischer Aufbau eines Zahnstange-Ritzel-Antriebs

Das nominelle Gesamtübersetzungsverhältnis $i_{\text{ges,n}}$ zwischen linearer und rotatorischer Bewegung ergibt sich aus der Getriebeübersetzung i_G und dem Teilkreisradius r des Ritzels. Anhand dieser Größen kann die lineare Position

$$x = \frac{r}{i_G} \varphi = i_{\text{ges,n}} \varphi \quad (2-14)$$

aus dem Winkel φ des Motors im Bogenmaß und die Vorschubkraft

$$F = \frac{i_G}{r} M = \frac{1}{i_{\text{ges,n}}} M \quad (2-15)$$

aus dem Drehmoment M des Motors unter Vernachlässigung des Wirkungsgrades berechnet werden. Bei Schrägverzahnung wird der Teilkreisradius

$$r = \frac{m_n}{\cos(\beta)} z \quad (2-16)$$

anhand des Normalmoduls m_n der Verzahnung von Zahnstange und Ritzel, dem Schrägungswinkel β und der Zähnezahl z des Ritzels berechnet. Die genannten Berechnungsvorschriften ergeben sich aus dem Verzahnungsgesetz für Stirnradgetriebe, das in der Literatur ausführlich beschrieben ist (Sauer 2018, S. 357-547). Neuere Entwicklungen setzen auf rotatorische Direktantriebe ohne Getriebe, um die Genauigkeit des Antriebssystems zu steigern (Hack 2015). Aufgrund von fertigungsbedingten Toleranzen ergeben sich Abweichungen der geometrischen Größen von Zahnstange und Ritzel. Details zu Verzahnungstoleranzen und den daraus entstehenden Abweichungen liefert die Literatur (Niemann et al. 2003, S. 72–78; Sauer 2018, S. 483–491). Die für diese Arbeit relevanten Verzahnungsgrößen, anhand derer sich die Abweichungen charakterisieren lassen, sind in Abbildung 2-6 dargestellt. Diese sind hier auf die Zahnstange bezogen, lassen sich allerdings genauso auf das Ritzel beziehen.

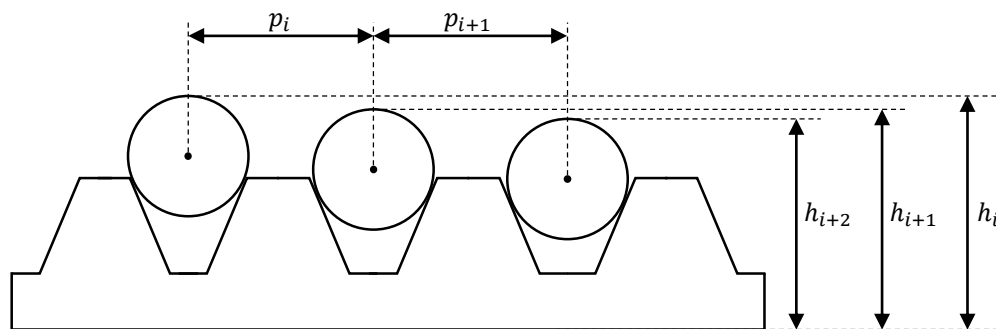


Abbildung 2-6: Verzahnungsgrößen von Zahnstange und Ritzel

Die Teilung p_i beschreibt den tatsächlichen Abstand beziehungsweise das Bogenmaß zweier benachbarter Zähne. Vergleicht man diese mit der nominellen Teilung

$$p_n = \frac{m_n}{\cos(\beta)} \pi, \quad (2-17)$$

ergibt sich die so bezeichnete Teilungseinzelabweichung

$$\Delta p_i = p_n - p_i. \quad (2-18)$$

Die Teilungsgesamtabweichung

$$\Delta p_{\text{ges}} = \sum_{i=1}^z \Delta p_i \quad (2-19)$$

ergibt sich durch Summation der Teilungseinzelabweichungen Δp_i aller z Zähne.

Die Höhe h_i hängt direkt mit der Höhe des Zahns in Bezug auf die Unterseite der Zahnstange beziehungsweise den Mittelpunkt des Ritzels zusammen. Sie lässt sich anhand der in Abbildung 2-6 dargestellten Rollen bestimmen und wird deshalb auch als Rollenmaß bezeichnet. Durch Vergleich mit dem nominellen Rollenmaß h_n , für dessen Definition auf die Literatur verwiesen wird (Sauer 2018, S. 390), ergibt sich die Rollenmaßabweichung beziehungsweise Rundlaufabweichung Δh_i . Die genannten Abweichungen treten bei allen im Kraftfluss befindlichen Verzahnungen auf und bestimmen in ihrer Summe das Gleichlaufverhalten und somit die Bewegungsgüte des Antriebssystems.

In Bezug auf die dynamischen Eigenschaften nennt die Literatur Beschleunigungen bis 10 m/s^2 (Michos 2005, S. 15; Fecht 2012) und Vorschubkräfte bis 50 kN (Michos 2005, S. 15). Die fortlaufende Entwicklung von Zahnstange-Ritzel-Antrieben ist an folgenden Zahlen zu erkennen. Wurden 2005 und 2006 noch Geschwindigkeiten bis 100 m/min (Michos 2005, S. 15) und ein Wirkungsgrad von etwa 90% (Gross 2006, S. 247) genannt, werden in aktuellerer Literatur bereits Geschwindigkeiten von 120 m/min (Lopez de Lacalle et al. 2009, S. 139; Fecht 2012) bis 200 m/min (Oppermann 2014) und Wirkungsgrade von 95% (Fecht 2012, S. 61) bis 97% (Zwettler 2010) erwähnt.

Allgemein wird dem Zahnstange-Ritzel-Antrieb aufgrund des Umkehrspiels eine im Vergleich zu den anderen Antriebssystemen geringere Genauigkeit beigemessen. Durch Verspannung können Positioniergenauigkeiten bis $10 \mu\text{m}$ erreicht werden (Michos 2005, S. 15). Aufgrund des kompakten Aufbaus schreibt die Literatur dem Zahnstange-Ritzel-Antrieb eine hohe Steifigkeit zu, die unabhängig von der Verfahrlänge ist und sich nicht proportional zur aktuellen Position verändert, wie es beim Gewindespindel-Mutter-Antrieb der Fall ist. Die Steifigkeit setzt sich aus der Torsions- und Biegesteifigkeit der Ritzel- und Getriebewellen, der Radialsteifigkeit der Wellenlager sowie der Biegesteifigkeit der Getriebe-, Ritzel- und Zahnstangenzähne zusammen. Weitere Details zur Zusammensetzung liefert die Literatur (Gross et al. 2006, S. 110–121). Aufgrund der Evolventenverzahnung und dem daraus resultierenden theoretischen Linienkontakt zwischen Zahnstange und Ritzel zeigt die Steifigkeit ein nichtlineares progressives Verhalten (Beck 2015, S. 34). Erst wenn eine Kontaktkraft auftritt, die zu einer ausreichenden Abplattung der Zähne von Zahnstange und Ritzel entsprechend der Hertz'schen Theorie führt, erreicht die Steifigkeit ihren Maximalwert. Zudem schwankt die Steifigkeit

$$k(t) = k_m + \Delta k \cos(\omega_z t) \quad (2-20)$$

in Abhängigkeit von der Kontaktstelle zwischen den Zähnen mit der Amplitude Δk um eine mittlere Steifigkeit k_m . Diese zahneingriffsabhängige Schwankung wird zwar durch die Schrägverzahnung reduziert, kann allerdings nicht vollständig kompensiert werden und führt somit zu geschwindigkeitsabhängigen Schwingungen, die von der Zahneingriffsfrequenz ω_z abhängen (Hoffmann 2008, S. 85-88, 107-108; Klocke et al. 2016, S. 625). Die Literatur spricht in diesem Zusammenhang von der sogenannten Parametererregung. Weiterhin wird der Begriff der Weganregung thematisiert, der den Einfluss der oben erläuterten Abweichungen der Verzahnungsgeometrie aufgrund von fertigungsbedingten Toleranzen beschreibt. Wird von einer periodisch auftretenden Abweichung Δx_w ausgegangen, so führt auch diese zu einer geschwindigkeitsabhängigen Schwingung in Abhängigkeit von der Zahnteilung p_i .

2.1.2.4 Vergleich der betrachteten Antriebssysteme

In Tabelle 2-1 sind die genannten Eigenschaften der betrachteten Antriebssysteme aufgelistet. Bei den genannten Kennzahlen handelt es sich um die in der Literatur genannten Maximalwerte. In wissenschaftlicher Literatur wird häufig auf ältere Literatur verwiesen. So kommt es vor, dass Kennzahlen über einen Zeitraum von 20 Jahren stetig übernommen werden. Aus diesem Grund werden veröffentlichte Experteninterviews und Firmenveröffentlichungen ebenfalls berücksichtigt. Nichtsdestotrotz besteht zwischen dem Stand der Literatur und dem Stand der Technik eine Diskrepanz, da aktuellste Entwicklungen und deren Kennzahlen von den Herstellern oft nicht öffentlich zugänglich gemacht werden. Weiterhin sind bereits in der Literatur verfügbare Gegenüberstellungen der betrachteten Antriebssysteme (Winkler 2001; Michos 2005, S. 15–16; Weigel 2005, S. 9–11; Rebafka 2008) in den Vergleich mit eingeflossen.

Tabelle 2-1: Zusammenfassung der betrachteten Antriebssystemeigenschaften

	Linearer Direkt- antrieb	Gewindespindel- Mutter-Antrieb	Zahnstange-Ritzel- Antrieb
Verfahrweg	unbegrenzt	5 m	unbegrenzt
Vorschubkraft	20 kN	40 kN	50 kN
Steifigkeit	hoch	moderat	hoch
Umkehrspiel	nicht vorhanden	klein	groß
Gleichlaufverhalten	ideal	gut	moderat
Verschleiß	gering	hoch	hoch
Wirkungsgrad	moderat	98 %	97 %
Anschaffungskosten	hoch	moderat	gering

Die Literatur beschreibt, dass sich Zahnstange-Ritzel-Antriebe aufgrund ihrer positionsunabhängigen dynamischen Eigenschaften insbesondere für große Werkzeugmaschinen mit langen Verfahrwegen und großen Kräften eignen (Brecher et al. 1997, S. 311; Brecher 2002, S. 49; Gross et al. 2006, S. 109; Weck et al. 2006, S. 94; Uriarte et al. 2013, S. 735; Dubbel et al. 2014, S. T 19; Choi et al. 2015). Die Steifigkeit des Gewindespindel-Mutter-Antriebs ist abhängig vom maximalen Verfahrweg und der aktuellen Position (Zhang et al. 2018). Für Verfahrwegen bis 4 m ist deren Steifigkeit ausreichend (Brecher et al. 2004). Bei zunehmendem Verfahrweg muss der Spindeldurchmesser allerdings größer dimensioniert werden. Dadurch nimmt das Trägheitsmoment der Spindel zu und die Antriebsdynamik ab. Dies führt dazu, dass das Gesamtträgheitsmoment des Zahnstange-Ritzel-Antriebs ab einem Verfahrweg von 4 m bis 5 m geringer als das Gesamtträgheitsmoment des Gewindespindel-Mutter-Antriebs ist (Gross et al. 2006, S. 109). Zudem kann die Steifigkeit von Zahnstange-Ritzel-Antrieben durch eine Parallelschaltung mehrerer Antriebsstränge vervielfacht werden. Dies wird von Experten als besonderer Vorteil gegenüber Gewindespindel-Mutter-Antrieben eingeschätzt (Fecht 2012). Vergleichbares gilt für den linearen Direktantrieb. Allerdings kann dieser aufgrund der fehlenden mechanischen Übersetzung nicht so hohe Kräfte übertragen wie der Zahnstange-Ritzel-Antrieb. So sind diese nicht in großen Werkzeugmaschinen, die schwere Bauteile bewegen und in denen große Zerspankräfte auftreten, einsetzbar. Werden geringere Massen bewegt beziehungsweise geringere Zerspankräfte erzeugt, bietet der Linearantrieb aufgrund seiner herausragenden Dynamikeigenschaften allerdings Performanzvorteile gegenüber Zahnstange-Ritzel-Antrieben und Gewindespindel-Mutter-Antrieben (Brecher 2002, S. 53; Abele et al. 2005).

In Bezug auf die Bewegungsgüte zeigt Tabelle 2-1, dass der lineare Direktantrieb dem Gewindespindel-Mutter-Antrieb und dem Zahnstange-Ritzel-Antrieb überlegen ist, da keine mechanischen Komponenten vorhanden sind, die Umkehrspiel oder ein nicht ideales Gleichlaufverhalten aufweisen sowie verschleifen könnten. Insbesondere das Gleichlaufverhalten von Getrieben, hier auch Rundlaufverhalten genannt, führt zu einer Reduzierung der Bewegungsgüte (Eppler 2003). Die Überlegenheit von linearen Direktantrieben kann allerdings nur ausgeschöpft werden, wenn die Montage der Sekundärteile präzise erfolgt, sodass keine Momentenrippel während des Betriebs auftreten. Dementsprechend ist die Montage des linearen Direktantriebs aufwendiger als die der anderen Antriebssysteme. Gegenüber dem Gewindespindel-Mutter-Antrieb schneidet der Zahnstange-Ritzel-Antrieb in Bezug auf die Bewegungsgüte

schlechter ab, da dem Zahnstange-Ritzel-Antrieb ein größeres Umkehrspiel und ein schlechteres Gleichlaufverhalten zugeschrieben wird (Fecht 2012, S. 61). Dies liegt in den für die Funktion notwendigen Fertigungstoleranzen begründet, die höher ausfallen als bei Gewindespindel-Mutter-Antrieben.

Der in Tabelle 2-1 aufgeführte Verschleiß ist aus (Michos 2005) übernommen. Der lineare Direktantrieb selbst verfügt über keine mechanischen Komponenten, die verschleifen könnten. Somit ist er den anderen Antriebssystemen hier überlegen. Allerdings führen die hohen Anziehungskräfte von linearen Direktantrieben zu einer erhöhten mechanischen Belastung der Führungselemente im Vergleich zu den anderen Antriebssystemen.

In Bezug auf die Kosten schneiden Zahnstange-Ritzel-Antriebe im Vergleich zum linearen Direktantrieb und Gewindespindel-Mutter-Antrieb am besten ab. Die Anschaffungskosten sind von der Verfahrlänge abhängig. In der Literatur wird ein Kostenvergleich vorgenommen, bei dem der Zahnstange-Ritzel-Antrieb bereits ab einer Verfahrlänge von 2,3 m günstiger angeschafft werden kann als der Gewindespindel-Mutter-Antrieb (Fecht 2012, S. 61). Lineare Direktantriebe schneiden aufgrund der benötigten Permanentmagnete noch schlechter ab. Dies galt bereits vor 17 Jahren (Brecher 2002) und ist immer noch aktuell (Hack 2015). Zudem müssen lineare Direktantriebe aufgrund der eingesetzten Permanentmagnete aufwendiger vor Spänen geschützt werden. Die Betriebskosten von linearen Direktantrieben sind aufgrund des geringen Wirkungsgrades ebenfalls höher einzustufen. Der Vergleich der Wirkungsgrade von Zahnstange-Ritzel-Antrieb und Gewindespindel-Mutter-Antrieb zeigt, dass keine signifikanten Unterschiede der Betriebskosten zu erwarten sind.

In Tabelle 2-1 wird bewusst auf einen Vergleich der in der Literatur genannten Genauigkeitsangaben verzichtet. Insbesondere die oft genannte Positioniergenauigkeit hängt bei direkter Lageregelung hauptsächlich vom linearen Messsystem ab und ist kein Qualitätsmerkmal des Antriebssystems. Anderes gilt für die Bahngenauigkeit. Diese wird von der Steifigkeit, dem Reibungsverhalten, dem Umkehrspiel und dem nichtidealen Zusammenhang von Translation und Rotation aufgrund der Toleranzen der mechanischen Komponenten des Antriebssystems beeinflusst. Die Bahngenauigkeit ist allerdings von der abgefahrenen Trajektorie abhängig und somit können keine vergleichbaren Kennzahlen angegeben werden. Auf einen Vergleich der in den

Kapiteln 2.1.2.1 bis 2.1.2.3 genannten Beschleunigungen und Geschwindigkeiten wird ebenfalls verzichtet, da die genannten Werte nicht aus denselben Jahren stammen und für spezifische Antriebskonfigurationen und Anwendungsgebiete gelten, die nicht immer vergleichbar sind.

Abschließend wird festgehalten, dass jedes der verglichenen Antriebssysteme spezifische Vor- und Nachteile hat. Der lineare Direktantrieb scheint die meisten Vorteile zu bieten. Lediglich die Anschaffungs- und Betriebskosten in Verbindung mit den erreichbaren Vorschubkräften sowie der erhöhte Aufwand bei der Montage sprechen gegen dessen Einsatz. Trotz der Vorteile dieses seit mehreren Jahrzehnten eingesetzten Antriebssystems, sind immer noch Vorbehalte in der konservativen Branche vorhanden (Koch 2018). Somit ist der Gewindespindel-Mutter-Antrieb laut der Literatur nach wie vor das am häufigsten eingesetzte Antriebssystem in Werkzeugmaschinen. Aufgrund dessen positionsabhängigen Eigenschaften wird dieser vor allem in großen Maschinen mit langen Verfahrwegen und hohen Vorschubkräften allerdings auch weiterhin von Zahnstange-Ritzel-Antrieben abgelöst. Sowohl bei Gewindespindel-Mutter-Antrieben als auch bei Zahnstange-Ritzel-Antrieben ist es allerdings notwendig, die Bewegungsgüte durch konstruktive und regelungstechnische Maßnahmen zu steigern, um den Anforderungen moderner Produktionsanlagen zu entsprechen. Auf diese Maßnahmen wird in Kapitel 2.2 eingegangen. Vorher wird allerdings die Regelung elektrischer Antriebssysteme in Kapitel 2.1.3 erläutert, da diese die Grundlage für die Maßnahmen zur Steigerung der Bewegungsgüte bildet.

2.1.3 Regelung elektrischer Antriebssysteme

Werden hohe Anforderungen an das Übertragungsverhalten des Antriebssystems gestellt, hat sich die in Abbildung 2-7 dargestellte Kaskadenregelung als probates Mittel in der Werkzeugmaschinenbranche durchgesetzt. Hierbei werden einzelne Zustandsgrößen erfasst und in separaten Regelkreisen zurückgeführt. Diese Regelkreise sind der Strom- beziehungsweise Drehmomentregelkreis, der Drehzahlregelkreis und der Lageregelkreis mit Vorsteuerung. Das Drehmoment wird als proportional zum Strom angenommen. Der Zusammenhang wird über die Motorkonstante K_M hergestellt. Die durch den Regler erzeugte Stellgröße dient jeweils dem unterlagerten Regelkreis als Führungsgröße (Frey 2013, S. 15; Probst 2016, S. 124). Die Sollposition x_{soll} und die Sollgeschwindigkeit \dot{x}_{soll} werden vom Führungsgrößengenerator der überlagerten Steuerung erzeugt. Sie sind im Allgemeinen ruckbegrenzt, um eine Anregung der Maschinenstruktur zu vermeiden, und auf die dynamischen Grenzwerte (wie M_{max} beziehungsweise I_{max}) des Antriebssystem abgestimmt (Erkorkmaz et al. 2001).

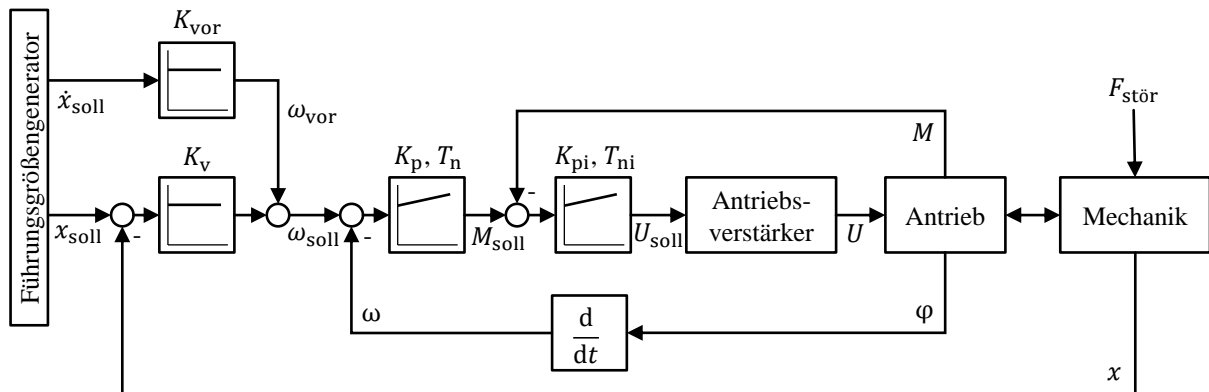


Abbildung 2-7: Kaskadenregelung eines elektrischen Antriebs mit Drehzahlvorsteuerung

Der Drehmoment- und der Drehzahlregler sind jeweils als Proportional-Integral-Regler (PI-Regler) mit den Verstärkungsfaktoren K_p und K_{pi} und den Nachstellzeiten T_n und T_{ni} ausgeführt, da in diesen Regelkreisen eine hohe Dynamik gefordert und ein Überschwingen der Regelgrößen zulässig ist. Der I-Anteil verhindert außerdem eine bleibende Regelabweichung. Der Lageregelkreis ist als P-Regler mit dem Verstärkungsfaktor K_v ausgeführt. Es wird auf einen I-Anteil verzichtet, um ein schwingendes Verhalten der Regelgröße zu vermeiden und somit eine hohe Konturtreue des gefertigten Bauteils zu erzielen. Eine bleibende Regelabweichung tritt nicht auf, da ein integrierender Anteil in der Regelstrecke vorhanden ist. Zusätzlich wird die Drehzahl ω_{vor} der Stellgröße des Lagereglers hinzuaddiert. Diese entspricht der Sollgeschwindigkeit \dot{x}_{soll} , die vom Führungsgrößengenerator erzeugt wird. Der Verstärkungsfaktor K_{vor} dient dazu, die lineare Geschwindigkeit in eine Drehzahl umzurechnen. Die Drehzahlvorsteuerung reduziert den Schleppabstand des Lagereglers, sodass dieser lediglich die Störeinflüsse, die in der rückgeführten Position x enthalten sind, ausregeln muss, damit die geforderte Sollposition x_{soll} tatsächlich eingehalten werden kann.

In den meisten Fällen wird die Position des Maschinenschlittens direkt geregelt, da die gemessene Position x des Maschinenschlittens von Reibung, Umkehrspiel, Verformung und geometrischen Abweichungen der mechanischen Komponenten des Antriebsstrangs beeinflusst ist. Somit sind diese Störeinflüsse Teil der Regelstrecke und lassen sich kompensieren, um die Genauigkeit des Systems zu steigern. Um Kosten, die durch das lineare Wegmesssystem entstehen, einzusparen, kann auch die vom Motorencoder gemessene Position φ für die Lageregelung genutzt werden. In diesem Fall wird von indirekter Lageregelung gesprochen. Da die Störeinflüsse bei indirekter Lageregelung nicht Teil der Regelstrecke sind, lassen sich diese allerdings nicht so effektiv kompensieren (Weck et al. 2006, S. 191; Conrad 2015, S. 236).

Bei der Auslegung der Regler wird von innen nach außen vorgegangen. Die Bandbreite der inneren Regelkreise muss immer größer sein als die Bandbreite der äußeren Regelkreise. Dies lässt sich durch eine entsprechende Parametrisierung der Regler in Verbindung mit verschiedenen Abtastzeiten der diskret ausgeführten Kaskaden erzielen. Weiterhin wird zwischen Führungs- und Störübertragungsverhalten bei der Reglerauslegung unterschieden. Das Führungsübertragungsverhalten beschreibt das Vermögen des Reglers, der geforderten Führungsgröße zu folgen. Das Störübertragungsverhalten beschreibt das Vermögen des Reglers, Störeinflüsse zu unterdrücken. Die Störeinflüsse lassen sich in interne und externe Größen aufteilen. Interne Störeinflüsse ergeben sich beispielsweise aufgrund der geometrischen Abweichungen der Antriebskomponenten. Externe Größen wirken von außen auf die Regelstrecke. So erzeugt der Prozess beispielsweise Störkräfte $F_{\text{stör}}$, die durch den Regler kompensiert werden müssen.

Eine gute Übersicht zur Reglerauslegung liefert die Literatur (beispielsweise Zirn et al. 2006, S. 265–301; Probst 2016, S. 124–142). Neben den in Abbildung 2-7 dargestellten Komponenten wird auf Sollwertfilter, die der Glättung gemessener Signale der überlagerten Regelkreise dienen, und auf Abtast- und Quantisierungsglieder, die eine Digitalisierung der gemessenen Signale ermöglichen, eingegangen. Grundlagen zur digitalen Regelung, die notwendige Diskretisierung der Regelgesetze und die Abtastzeit, die bei der Ausführung der Regelung einen entscheidenden Einfluss hat, werden ebenfalls thematisiert (Lunze 2006, S. 399–524).

2.2 Maßnahmen zur Steigerung der Bewegungsgüte

Bei elektromechanischen Antriebssystemen, zu denen der Gewindespindel-Mutter-Antrieb und der Zahnstange-Ritzel-Antrieb zählen, ist es entsprechend des vorgenommenen Vergleichs notwendig, die Bewegungsgüte durch konstruktive und regelungstechnische Maßnahmen zu steigern, um den Anforderungen moderner Produktionsanlagen gerecht zu werden. Insbesondere das Umkehrspiel, auch als Lose bezeichnet, hat einen zentralen Einfluss auf die Bewegungsgüte des Antriebssystems. Aufgrund von Fertigungstoleranzen lässt sich das Umkehrspiel nicht vollständig vermeiden. Bei Verzahnungen ist es für einen verklemmungsfreien Wälzvorgang sogar notwendig. Daher wird dessen Kompensation in der Literatur umfangreich betrachtet.

Wird das Umkehrspiel durchlaufen, sind die zwei zur Kraftübertragung kombinierten Elemente kurzzeitig nicht in Kontakt. In diesem Zustand kann somit keine Kraft übertragen werden (Rie-

fenstahl 2010, S. 30). Demnach unterscheidet es sich von der in der Literatur ebenfalls erwähnten Reibungsumkehrspanne. Diese tritt aufgrund der Haftreibung bei Bewegungsumkehr in Zusammenhang mit der begrenzten Steifigkeit des Systems auf, führt aber nicht zwingend dazu, dass die zur Kraftübertragung kombinierten Elemente nicht mehr in Kontakt sind. Systemtheoretisch betrachtet, verursacht das Umkehrspiel ein nichtlineares Übertragungsverhalten und hat somit nicht nur einen begrenzenden Einfluss auf die Genauigkeit des Antriebssystems, sondern auch auf dessen dynamisches Verhalten.

Die Maßnahmen zur Kompensation des Umkehrspiels und somit zur Steigerung der Bewegungsgüte von Antriebssystemen lassen sich drei Kategorien zuordnen:

1. Reduzierung der Fertigungstoleranzen
2. Kompensation durch regelungstechnische Ansätze
3. Kompensation durch Verspannung

Die Reduzierung der einzuhaltenden Fertigungstoleranzen geht mit einer Qualitätssteigerung der Fertigungseinrichtungen der Antriebskomponenten einher. Durch geringere Fertigungstoleranzen kann das Umkehrspiel lediglich reduziert, allerdings nicht kompensiert werden. Es ist sogar notwendig, um ein Klemmen der gepaarten Elemente zu verhindern und Fressen, Zerstörung sowie extreme Lagerbelastungen zu vermeiden (Niemann et al. 2003, S. 37). Aufgrund der bereits sehr hohen Fertigungsqualität werden durch eine Reduzierung der Fertigungstoleranzen keine nennenswerten Verbesserungen erwartet. Aus diesem Grund wird die Reduzierung von Fertigungstoleranzen in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

Regelungstechnische Ansätze zur Kompensation des Umkehrspiels basieren meist auf Modellen des mechanischen Teilsystems. Somit sind diese so lange vom Antriebssystem unabhängig, bis dessen spezifisches Modell der Mechanik für die Umsetzung des jeweiligen Ansatzes genutzt wird. In Kapitel 2.2.1 werden einige regelungstechnische Ansätze zusammengefasst und unabhängig vom Antriebssystem vorgestellt.

Maßnahmen zur Kompensation des Umkehrspiels durch Verspannung sind bei Werkzeugmaschinen weit verbreitet. Vor allem große Maschinen mit mehreren parallelen Achsen, die beispielsweise aufgrund der Gantry-Bauweise benötigt werden, sind häufig mit verspannten Antriebssystemen ausgestattet, da die Verspannung zu einer Steigerung der Genauigkeit führt. Somit wird die Verspannung als Methode zur Umkehrspielkompensation in der Literatur umfassend betrachtet und ist Inhalt einschlägiger Standardliteratur (Weck et al. 2006; Klement 2008;

Lopez de Lacalle et al. 2009; Neugebauer 2012; Conrad 2015). Da es sich hier um konstruktive Veränderungen handelt, können diese Maßnahmen nur antriebssystemspezifisch betrachtet werden. Bei Gewindespindel-Mutter-Antrieben wird das Umkehrspiel, das hauptsächlich zwischen Spindel und Mutter auftritt, kompensiert, indem Kugeln mit Übermaß verwendet werden oder eine mechanisch verspannte Doppelmutter eingesetzt wird. Da Gewindespindel-Mutter-Antriebe nicht im Fokus dieser Arbeit stehen, wird für weitere Details auf die Literatur verwiesen (Weck et al. 2006, S. 84–85; Verl et al. 2014). Bei Zahnstange-Ritzel-Antrieben tritt das Umkehrspiel aufgrund funktionsbedingter Fertigungstoleranzen sowie der Lagerung der Komponenten des Antriebsstrangs auf. Dieses Umkehrspiel lässt sich durch mechanische oder elektrische Verspannung kompensieren. Methoden der mechanischen Verspannung werden in Kapitel 2.2.2 vorgestellt. Auf die elektrische Verspannung wird in Kapitel 2.2.3 eingegangen.

Neben dem Umkehrspiel wird die Bewegungsgüte durch die geometrischen Abweichungen der im Kraftfluss befindlichen Elemente des Antriebsstrangs begrenzt. Für Zahnstange-Ritzel-Antriebe wird hierzu auf die in Kapitel 2.1.2.3 beschriebenen geometrischen Zusammenhänge verwiesen. Der Einfluss dieser Abweichungen auf die Bewegungsgüte hängt entsprechend Kapitel 2.1.3 von der Art der Lageregelung (direkt/indirekt) ab, kann allerdings nur durch zusätzliche regelungstechnische Maßnahmen nahezu vollständig kompensiert werden. In diesem Zusammenhang ist beispielsweise die Kompensation des Spindelsteigungsfehlers von Gewindespindel-Mutter-Antrieben zu nennen, die in modernen Steuerungssystemen etabliert ist. Für Zahnstange-Ritzel-Antriebe sind vergleichbare Kompensationsmaßnahmen denkbar, die Literatur nennt allerdings keine auf Zahnstange-Ritzel-Antriebe zugeschnittenen Maßnahmen. Lediglich in (Engelberth et al. 2018) wird die Funktionsfähigkeit einer solchen Maßnahme gezeigt.

2.2.1 Regelungstechnische Ansätze

Regelungstechnische Ansätze zur Kompensation des Umkehrspiels haben das Ziel, die Performanz und somit die Bewegungsgüte des Antriebssystems trotz Umkehrspiels zu erhalten. Somit ist es nötig, das Umkehrspiel frühzeitig zu detektieren und dessen nichtlinearen Einfluss mittels geeigneten Konzepts zu kompensieren. Im Folgenden wird eine Auswahl relevanter Ansätze erläutert. Da diese im Rahmen der Arbeit nur der Vollständigkeit halber genannt und nicht weiter thematisiert werden, besteht kein Anspruch auf Ganzheitlichkeit. Für weitere Details wird auf (Shahin 2004) verwiesen.

In (Jukic et al. 2001) wird ein modellbasiertes Kompensationsverfahren vorgestellt, das auf einem Zustandsregler basiert, der um einen Kompensationsterm erweitert wird. Durch die Kompensation kann die durch das Umkehrspiel hervorgerufene Schwingung deutlich verringert werden. Überschwingen und stationäre Positionierfehler können mit diesem Verfahren nicht vollständig eliminiert werden. Weiterhin ist dieses Verfahren sehr empfindlich gegenüber Messrauschen.

In (Jukic et al. 2003) wird weiterhin eine sogenannte variable Lageregelstruktur vorgestellt. Diese Struktur entscheidet durch die Erfassung von Motor- und Tischposition, ob sich das System im Umkehrspiel-Modus befindet. Während des Umkehrspiel-Modus wird die Motorposition für die Lageregelung zurückgeführt. Im Kontakt-Modus wird dagegen die Position des Maschinenschlittens zurückgeführt. Im Vergleich zur modellbasierten Kompensation reduziert diese Struktur die relative Überschwingungsamplitude und stationäre Abweichung. Die entwickelte Methode erweist sich nur dann als geeignet, wenn das Sollwert-Inkrement größer als das Zehnfache des Umkehrspiels ist.

In (Suraneni et al. 2005) wird ein Regler für einen Ein-Massen-Schwinger mit Umkehrspiel und Haftreibung präsentiert. Der Regler basiert auf einem dynamischen Fuzzy-Logik-Konzept. Die Simulationsergebnisse zeigen eine Verbesserung des Folgeverhaltens bei vorgegebener Sinusschwingung. Als problematisch für den Einsatz des Verfahrens in Produktionsanlagen werden dessen Dynamik und die getroffenen Vereinfachungen betrachtet.

In (Márton et al. 2009) wird ein mechanisches System mit zwei Massen untersucht. Dabei werden vier Bewegungsgleichungen jeweils für den Umkehrspiel-Modus und den Kontakt-Modus bei Geschwindigkeiten kleiner beziehungsweise größer der Stribeck-Geschwindigkeit aufgestellt. Die Regelstrecke wird als hybrides System mit einem möglichen Wechsel des Systemverhaltens zwischen den vier Modi modelliert. Auf dieser Grundlage wird ein linear-quadratischer Regler entwickelt. Die für Produktionsmaschinen wichtigen Eigenschaften wie Überschwingverhalten und Ausregelzeit werden nicht betrachtet.

Ähnlich zu (Márton et al. 2009) wird in (Rostalski et al. 2007) ein hybrides Mehr-Massen-Modell für eine mit Umkehrspiel behaftete Strecke vorgestellt. Für dieses Modell werden ein linear-quadratischer Regler, ein linearer und ein hybrider modellprädiktiver Regler entworfen.

Es wird gezeigt, dass die Reglerperformanz mit zunehmender Nutzung von Systeminformationen gesteigert werden kann. Allerdings geht dieser Vorteil mit einer Erhöhung der Empfindlichkeit gegenüber Modellungenauigkeiten einher.

Ein ähnlicher Ansatz wird auch in (Thomsen et al. 2008) verfolgt. Hier wird ein PI-Zustandsregler genutzt, um die durch Umkehrspiel hervorgerufenen Schwingungen zu dämpfen. Im Vergleich zur konventionellen Regelung kann der Einfluss des Umkehrspiels reduziert werden.

In (Karim et al. 2018) wird ein Verfahren zur Kompensation von Reibung und Umkehrspiel bei durch zusätzliche Messung der Beschleunigung des Maschinenschlittens beschrieben. Aus der Differenz zwischen geforderter und gemessener Beschleunigung des Maschinenschlittens wird ein Zusatzdrehmoment anhand des invertierten Streckenmodells berechnet, das dem Sollwert des Drehzahlreglers hinzuaddiert wird. Das Verfahren erzielt eine Steigerung der Systemdynamik und reduziert die Regelabweichung im Drehzahlregelkreis bei Sprunganregung.

Es kann zusammengefasst werden, dass die vorgestellten Ansätze zur regelungstechnischen Kompensation des Umkehrspiels mitunter sehr komplex sind, exakte Modelle des geregelten Systems voraussetzen und die Messung der Position des Maschinenschlittens oder weiterer Größen erfordern. Außerdem sind einige der Ansätze empfindlich gegenüber Parameterschwankungen. Aus diesen Gründen sind diese im Bereich der Lageregelung von Werkzeugmaschinenachsen nicht weit verbreitet. Im praktischen Umfeld wird stattdessen beispielsweise eine geschwindigkeitsabhängige Kompensation des Umkehrspiels bevorzugt. Wechselt das Vorzeichen der Geschwindigkeit, so wird ein konstanter Betrag mit der Ist-Position des Maschinenschlittens addiert beziehungsweise subtrahiert (Siemens 2018, S. 468). Auch wenn nicht gewährleistet ist, dass das Umkehrspiel zum richtigen Zeitpunkt und dem richtigen Betrag kompensiert wird, kann auf diese Weise eine Steigerung der statischen Positioniergenauigkeit erzielt werden.

2.2.2 Mechanische Verspannung von Zahnstange-Ritzel-Antrieben

Neben den erläuterten regelungstechnischen Ansätzen ermöglicht außerdem die mechanische Verspannung eine Steigerung der Bewegungsgüte. Abbildung 2-8 zeigt die zwei in der Literatur am häufigsten genannten und praktisch etablierten Varianten mechanisch verspannter Zahnstange-Ritzel-Antriebe. Auf der linken Seite ist ein mechanisch verspanntes System mit geteiltem Ritzel und einem Antrieb dargestellt. Diese Variante ① ermöglicht die Kompensation des

Umkehrspiels, indem der untere Teil des Ritzels durch eine Feder gegenüber dem oberen Teil des Ritzels in axiale Richtung verschoben wird. Durch die Verschiebung liegen die Zahnflanken des schrägverzahnten Ritzels an gegenüberliegenden Flanken der Zahnstange an (Weck et al. 2006, S. 94–95; Altintas et al. 2011). Aufgrund der Feder ist die Steifigkeit des Systems richtungsabhängig. Zudem wird lediglich das Umkehrspiel zwischen Ritzel und Zahnstange beseitigt. Dies ist ausreichend, wenn kein Getriebe zur Kraft- und Drehzahlwandlung beispielsweise durch den Einsatz von rotatorischen Direktantrieben notwendig ist (Hack 2015).

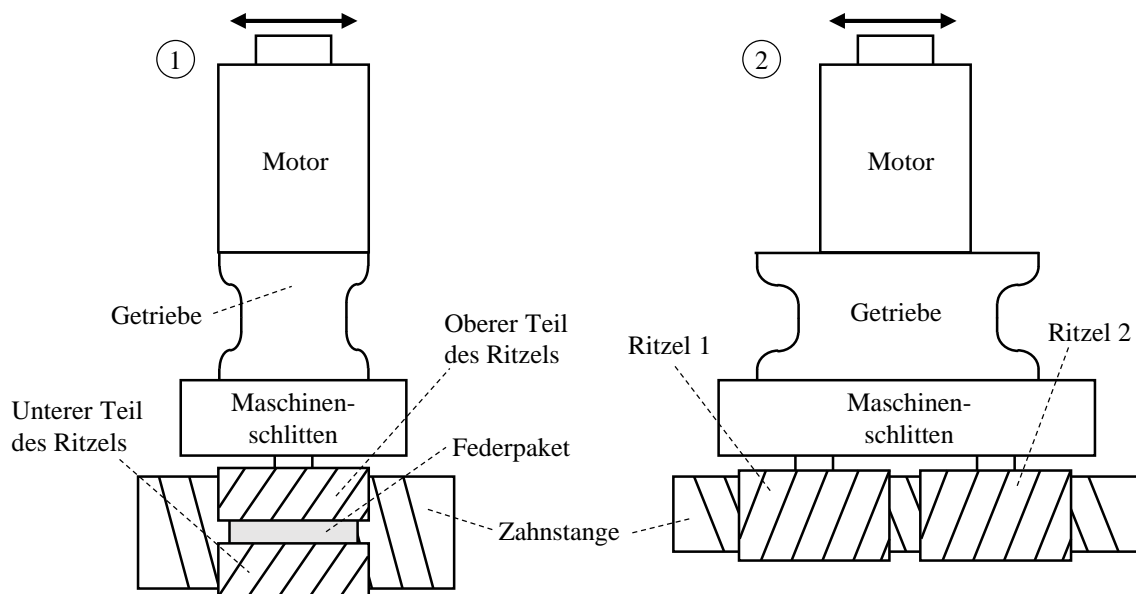


Abbildung 2-8: Varianten mechanisch verspannter Zahnstange-Ritzel-Antriebe

Wird ein Getriebe zur Kraft- und Drehzahlwandlung benötigt, so werden mechanisch verspannte Getriebe, an deren Abtrieben jeweils ein Ritzel montiert ist, eingesetzt. Bei dieser Variante ② werden die einzelnen Getriebezweige durch eine Feder gegeneinander verspannt, so dass die Zahnflanken der Ritzel an gegenüberliegende Flanken der Zahnstange angepresst werden (Gross et al. 2006, S. 121–122; Klement 2008, S. 24–26; Lopez de Lacalle et al. 2009, S. 139–141; Uriarte et al. 2013; Conrad 2015, S. 228). Auf diese Weise wird sowohl das Umkehrspiel zwischen Zahnstange und Ritzel als auch das Getriebeispiel kompensiert.

Beide Varianten verfügen lediglich über einen Antrieb. Sie bieten nicht die Möglichkeit, die Verspannung während des Betriebs zu verändern, da die konstante Verspannung durch Federelemente erzeugt wird. Somit wird nicht weiter auf die Funktionsweise und die Eigenschaften der mechanisch verspannten Systeme eingegangen, da sie nicht für die Umsetzung des in dieser Arbeit vorgestellten Konzepts der adaptiven Verspannung geeignet sind.

2.2.3 Elektrische Verspannung von Zahnstange-Ritzel-Antrieben

Neben der erläuterten mechanischen Verspannung ermöglicht auch die elektrische Verspannung eine Steigerung der Bewegungsgüte von Zahnstange-Ritzel-Antrieben. Abbildung 2-9 zeigt den Aufbau elektrisch verspannter Zahnstange-Ritzel-Antriebe. Es handelt sich um eine Kombination aus zwei Antriebssträngen, die über den Maschinenschlitten mechanisch gekoppelt sind (Neugebauer 2012, S. 370–372). Die Verspannung der Antriebsstränge wird über eine Differenz der Antriebsdrehmomente erzeugt und kompensiert sowohl das Umkehrspiel zwischen der Zahnstange und den Ritzeln als auch das Spiel beider Getriebe. Streng genommen handelt es sich nicht um eine elektrische Verspannung, sondern um eine elektromotorisch erzeugte, also motorische Verspannung. Da der Begriff der elektrischen Verspannung allerdings in der Literatur verbreitet ist, wird dieser auch in der vorliegenden Arbeit genutzt.

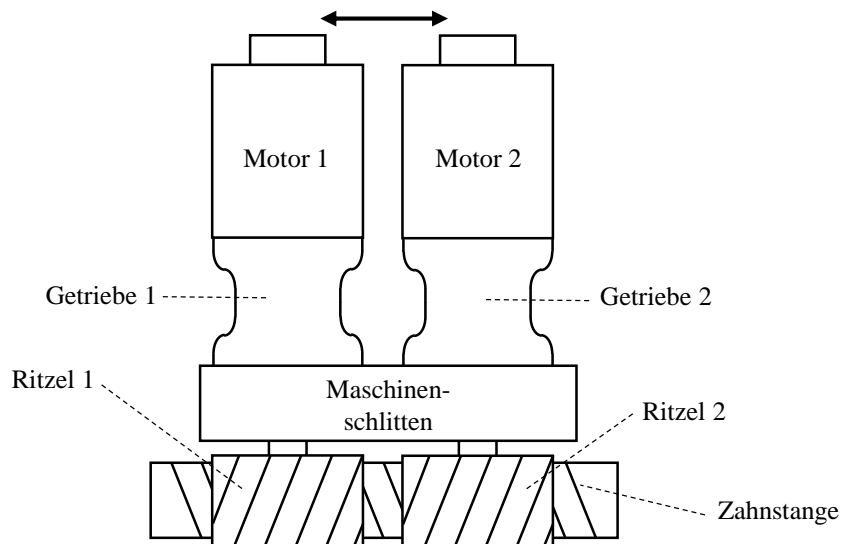


Abbildung 2-9: Elektrisch verspannte Zahnstange-Ritzel-Antriebe

Als einzige der vorgestellten Ansätze erlaubt die elektrische Verspannung eine Anpassung des Verspannungsbetrags während des Betriebs, da die Verspannung von zwei Motoren erzeugt wird (Arndt 1999, S. 36, 59). Die Konzepte zur Anpassung der Verspannung werden in dieser Arbeit als Verspannungsstrategien bezeichnet. Die in der Literatur genannten und industriell angewandten Verspannungsstrategien werden in Kapitel 2.2.3.1 erläutert. Für die Erzeugung der Verspannung durch Kopplung der Antriebe ist eine Anpassung der regelungstechnischen Struktur des Antriebssystems notwendig. Die im Stand der Technik genannten regelungstechnischen Strukturen zur Erzeugung der Verspannung werden in Kapitel 2.2.3.2 vorgestellt.

2.2.3.1 Angewandte Verspannungsstrategien

Die geläufigste Verspannungsstrategie ist die Strategie des konstant verspannten Systems. Abbildung 2-10 zeigt die entsprechenden Drehmomente M_1 und M_2 der einzelnen Antriebe in Abhängigkeit vom Gesamtdrehmoment

$$M_{\text{ges}} = M_1 + M_2. \quad (2-21)$$

Die Verspannung wird zu gleichen Teilen von beiden Antrieben erzeugt. Somit gilt für die Drehmomente der einzelnen Antriebe

$$M_1 = \frac{1}{2} M_{\text{ges}} + M_V \quad (2-22)$$

und

$$M_2 = \frac{1}{2} M_{\text{ges}} - M_V. \quad (2-23)$$

Aufgrund des konstanten Verspannungsdrehmoments M_V ergeben sich parallele Verläufe der Antriebsdrehmomente. Das Diagramm ist in drei Bereiche unterteilt. In den Bereichen ① und ③ sind die Antriebsdrehmomente gleichgerichtet. In Bereich ② sind diese entgegengerichtet. Somit wechselt jeweils das Vorzeichen des Drehmoments eines Antriebs beim Übergang zwischen den Bereichen. Statisch betrachtet (bei Stillstand des Maschinenschlittens) geht dieser Vorzeichenwechsel mit dem Durchlaufen des Umkehrspiels des jeweiligen Antriebs einher (Weck et al. 2006, S. 94–96). Dies zeigt, dass die Verspannung das Auftreten des Umkehrspiels nicht verhindert. Vielmehr wird verhindert, dass das Umkehrspiel in beiden Antriebssträngen gleichzeitig auftritt. Damit bleibt das System stets steuerbar, weil zu jedem Zeitpunkt mindestens ein Antrieb Kraft auf das System übertragen kann. Entsprechend Abbildung 2-10 ergibt sich ein durch die Verspannung reduziertes maximal erreichbares Gesamtdrehmoment

$$M_{\text{ges,max}} = M_{1,\text{max}} + M_{2,\text{max}} - 2M_V. \quad (2-24)$$

Um das maximale Gesamtdrehmoment zu erreichen und damit die maximale Dynamik des Antriebssystems zu steigern, verfügen moderne Steuerungssysteme über eine Funktion zur Anpassung der Verspannung in Abhängigkeit vom geforderten Gesamtdrehmoment (Heidenhain 2013, S. 10). Die entsprechenden Drehmomentverläufe sind in Abbildung 2-11 dargestellt. Für $M_{\text{ges}} = 0 \text{ Nm}$ ist das Verspannungsdrehmoment maximal ($M_V = M_{V,0}$). Das Verspannungsdrehmoment wird mit zunehmendem Gesamtdrehmoment reduziert und beträgt 0 Nm, sobald

Abbildung 2-12 zeigt die sogenannte Offsetmomentvorgabe mit zwei Drehzahlreglern (Arndt 1999, S. 58). Diese Struktur besteht aus zwei getrennten Kaskaden mit Drehzahl- und Drehmomentreglern entsprechend Kapitel 2.1.3. Die Solldrehzahl ω_{soll} wird von einem überlagerten Lageregler vorgegeben. Das Verspannungsdrehmoment $M_{V,\text{soll}}$ wird den Solldrehmomenten $M_{1,\text{soll}}$ und $M_{2,\text{soll}}$ der Antriebe jeweils mit umgekehrten Vorzeichen hinzuaddiert. Diese Struktur ist nur bedingt zur Erzeugung des geforderten Verspannungsdrehmoments geeignet, da die parallelgeschalteten Drehzahlregler einer Bewegung entgegenwirken, insofern diese nicht anhand der Stellgröße ω_{soll} vorgegeben ist. Da die Erzeugung der Verspannung zwangsläufig mit einer Rotation der Antriebe einhergeht, wird ein entsprechendes Drehmoment zur Kompensation dieser Bewegung durch die Drehzahlregler erzeugt. Somit hängt die erzeugte Verspannung von der Dynamik der einzelnen Regelkreise ab und entspricht nicht dem geforderten Wert.

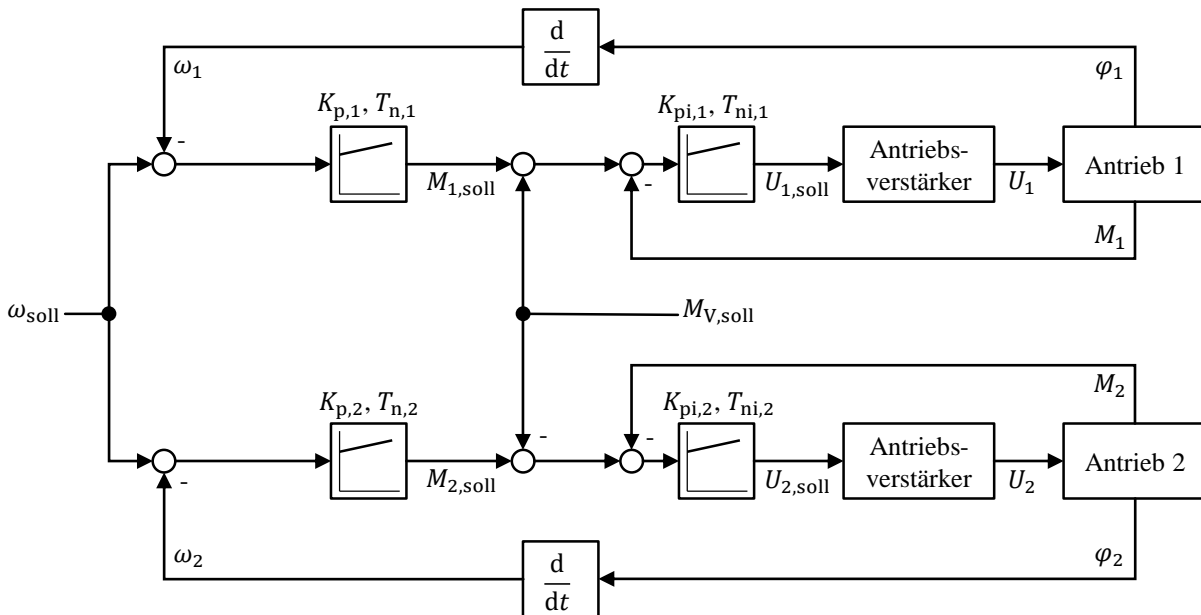


Abbildung 2-12: Offsetmomentvorgabe mit zwei Drehzahlreglern

Aufgrund dieser Erkenntnis wird eine Anpassung der Struktur vorgenommen, indem der zweite Drehzahlregler entfernt wird. Die Anpassung wird in (Engelberth et al. 2015) erstmals vorgestellt und angewendet. Die angepasste Struktur ist in Abbildung 2-13 dargestellt. Das Solldrehmoment M_{soll} wird hier durch den Drehzahlregler von Antrieb 1 erzeugt und für die Drehmomentregelung beider Antriebe verwendet. Die Vorgabe der Verspannung bleibt unverändert. Diese Anpassung ermöglicht eine funktionale Einstellung des geforderten Verspannungsdrehmoments $M_{V,\text{soll}}$, da die Drehzahl von Antrieb 2 nicht zurückgeführt wird und sich dieser Antrieb somit ungehindert bewegt, bis die Verspannung erreicht ist.

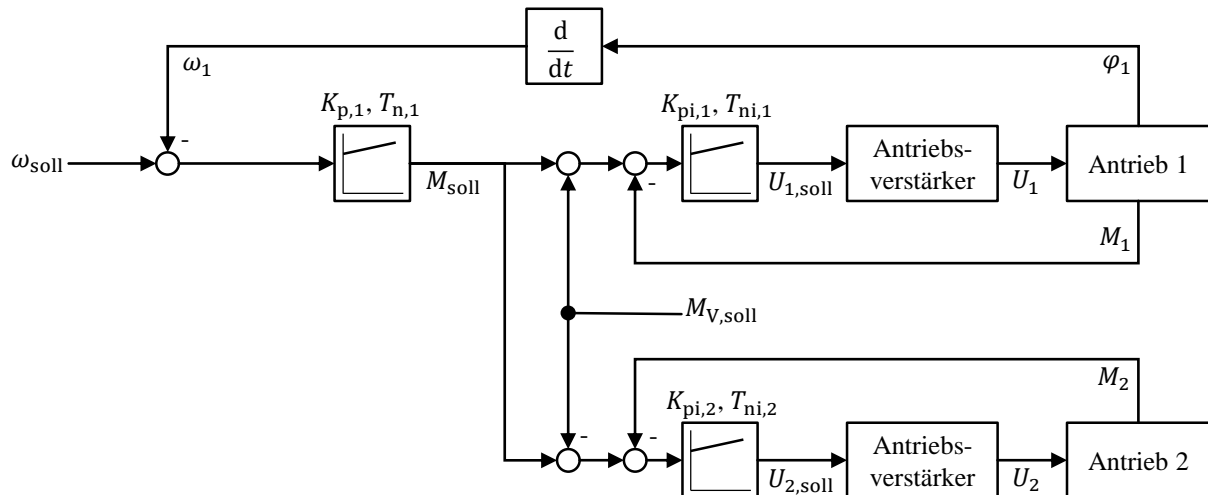


Abbildung 2-13: Offsetmomentvorgabe mit einem Drehzahlregler

Neben der Offsetmomentvorgabe nennt die Literatur die Momentenausgleichsregelung. Die Momentenausgleichsregelung und deren Varianten sind sowohl in der wissenschaftlichen Literatur als auch im technischen Umfeld etabliert (Gross et al. 2006, S. 123; Zirn 2008, S. 114; Neugebauer 2012, S. 371; Siemens 2012, S. 493–524; Heidenhain 2016, S. 789–798; Franco et al. 2017). Die verbreitetste Variante ist in Abbildung 2-14 dargestellt. Wie bei der Offsetmomentvorgabe mit zwei Drehzahlreglern werden auch hier zwei getrennte Kaskaden für die Regelung der Antriebe verwendet. Der Istwert der geregelten Verspannung

$$M_V = K_1 M_{1,\text{soll}} - K_2 M_{2,\text{soll}} \quad (2-25)$$

ergibt sich aus der Differenz der gewichteten Soll Drehmomente $M_{1,\text{soll}}$ und $M_{2,\text{soll}}$, die von den jeweiligen Drehzahlreglern der Antriebe erzeugt werden. Die Gewichtungsfaktoren K_1 und K_2 werden im Allgemeinen auf 0,5 eingestellt, können allerdings angepasst werden, falls unterschiedliche mechanische oder elektrische Komponenten im Antriebsstrang verbaut sind. Es wird nicht die Differenz der gewichteten Istwerte der Drehmomente M_1 und M_2 geregelt, da die Istwerte der einzelnen Antriebe den Sollwerten zeitlich nacheilen und somit die schlechtere Alternative in Bezug auf die Regeldynamik darstellen. Die Verspannungsregelung erfolgt anhand eines P- oder PI-Reglers, der eine Offsetgeschwindigkeit ω_V erzeugt. Diese Offsetgeschwindigkeit ω_V wird jeweils mit der Solldrehzahl ω_{soll} unter Berücksichtigung des Vorzeichens verrechnet, um eine Beschleunigung beziehungsweise Verzögerung der Antriebe, die zu einer Verspannung führt, zu erzielen. Wird lediglich ein P-Regler verwendet, wird vorgeschlagen, den kritischen Verstärkungsfaktor $K_{pV,\text{krit}}$ durch schrittweises Erhöhen bis zur Stabilitätsgrenze zu bestimmen und für die Regelung um 50 % zu reduzieren (Heidenhain 2016, S. 794).

Alternativ wird in (Zirn 2008, S. 118–119) vorgeschlagen, den Verstärkungsfaktor

$$K_{pV} = \frac{1}{K_p} \quad (2-26)$$

anhand des Verstärkungsfaktors K_p der Drehzahlregler auszulegen, insofern diese die gleichen Beträge haben. Dies wird anhand der P-Anteile des Momentenausgleichsreglers und der Drehzahlregler begründet, die einen direkten Durchgriff von $M_{V,soll}$ auf M_V verursachen. Somit ergibt sich durch eine Wahl von K_{pV} entsprechend Gleichung (2-26) ein statisches Übersetzungsverhältnis zwischen Soll- und Istwert von 1. In Abweichung zur technischen Dokumentation der Antriebskomponenten wird in (Zirn 2008, S. 118–119) weiterhin erwähnt, dass ein I-Anteil notwendig sei, um eine bleibende Regelabweichung zu kompensieren.

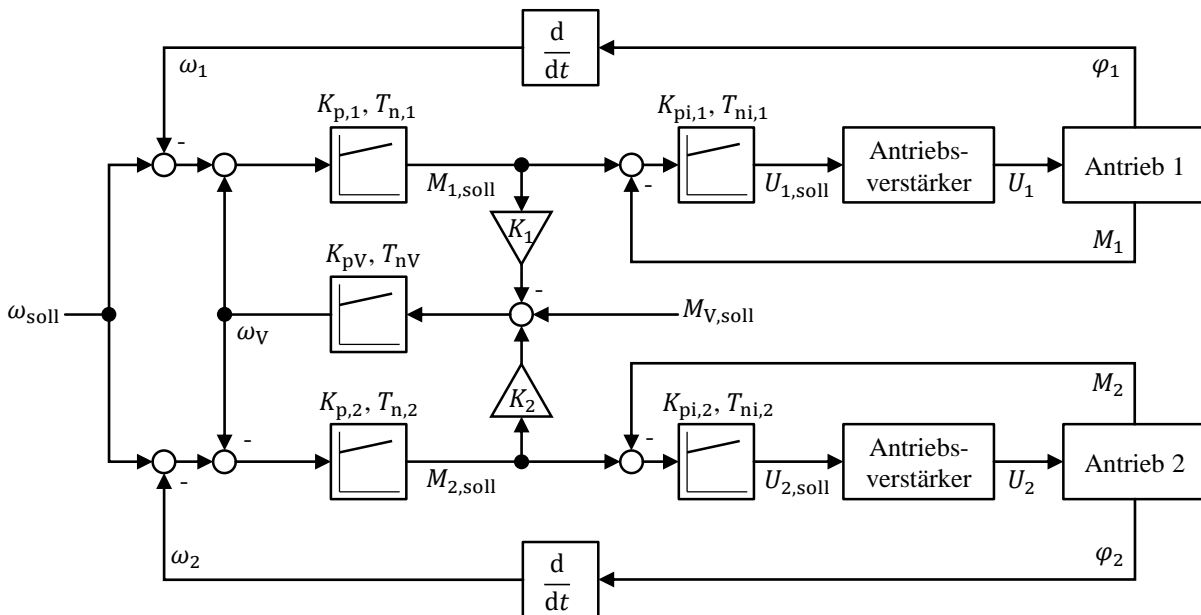


Abbildung 2-14: Momentenausgleichsregelung mit Drehzahlsollwertanpassung

Eine weitere Variante der Momentenausgleichsregelung ist die Erzeugung eines Positionsoffsets anstelle eines Geschwindigkeitsoffsets als Stellgröße des Verspannungsreglers. Diese Variante wird beispielsweise in Gantry-Verbänden eingesetzt, um Strukturverspannung zu minimieren (Eckl 2015, S. 114–134). Außerdem lässt sich die Momentenausgleichsregelung auf mehr als zwei Antriebe ausweiten. Details können der Literatur entnommen werden (Hoffmann 2008, S. 106). Aufgrund der Dominanz der in Abbildung 2-14 dargestellten Variante der Momentenausgleichsregelung zur Erzeugung der elektrischen Verspannung werden die anderen Varianten nicht näher erläutert und in dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

2.3 Defizite und Handlungsbedarf

In den vorangegangenen Kapiteln wurde der Zahnstange-Ritzel-Antrieb mit den ansonsten in Werkzeugmaschinen etablierten Gewindespindel-Mutter-Antrieben und linearen Direktantrieben verglichen. Der Vergleich zeigt, dass Zahnstange-Ritzel-Antriebe insbesondere in großen Werkzeugmaschinen mit langen Verfahrenswegen und hohen Vorschubkräften Anwendung finden. Aufgrund der Bauart wird dem einzelnen Zahnstange-Ritzel-Antrieb allerdings eine geringere Bewegungsgüte zugeschrieben als den anderen etablierten Antriebssystemen.

Um den Anforderungen moderner Produktionsanlagen gerecht zu werden, nennt die Literatur diverse Maßnahmen zur Steigerung der Bewegungsgüte elektromechanischer Antriebssysteme. Insbesondere das Umkehrspiel als zentrale Einflussgröße wird betrachtet. Die Bewegungsgüte lässt sich durch eine Reduzierung der Fertigungstoleranzen, regelungstechnische Ansätze oder eine Verspannung des Antriebssystems verbessern. Aufgrund der bereits sehr hohen Fertigungsqualität und der funktionsbedingten Notwendigkeit eines minimalen Umkehrspiels werden durch eine Reduzierung der Fertigungstoleranzen keine nennenswerten Verbesserungen bei Zahnstange-Ritzel-Antrieben erwartet. Regelungstechnische Ansätze zur Steigerung der Bewegungsgüte – insbesondere zur Detektion und Kompensation des Umkehrspiels – werden in der Literatur zwar breit diskutiert, sind aufgrund ihrer Komplexität und Fehleranfälligkeit im industriellen Umfeld aber nicht weit verbreitet. Demnach werden Zahnstange-Ritzel-Antriebe stattdessen meist parallelgeschaltet und verspannt betrieben, wenn die Bewegungsgüte des einzelnen Zahnstange-Ritzel-Antriebs nicht ausreicht. Die Verspannung kann mechanisch oder elektrisch erzeugt werden. Die mechanische Verspannung wird über eine Feder erzeugt und ist somit nicht während des Betriebs anpassbar. Außerdem werden spezielle Getriebe oder Ritzel für die mechanische Verspannung benötigt. Aus diesem Grund wird die mechanische Verspannung zunehmend durch die elektrische Verspannung zweier parallel angeordneter Antriebe abgelöst. Die elektrische Verspannung bietet den Vorteil der Anpassbarkeit des Verspannungsbetrags während des Betriebs und kann außerdem mit Standardkomponenten umgesetzt werden.

Obwohl die elektrische Verspannung bereits seit vielen Jahren eingesetzt wird, macht der aktuelle Stand der Technik keine eindeutigen Angaben zur Bestimmung des Verspannungsbetrags. Die genannten Beträge variieren und die theoretischen Hintergründe zu deren Bestimmung bleiben ungeklärt. Dies führt dazu, dass die Verspannung an industriell eingesetzten Werkzeugmaschinen entweder zu einem ineffizienten (übermäßig verspannten) oder zu einem

qualitativ unzureichenden (zu gering verspannten) Systemverhalten führt. Weiterhin wird im aktuellen Stand der Technik die Anpassbarkeit der elektrischen Verspannung zwar erwähnt und bereits mit dem Ziel der Dynamikmaximierung industriell eingesetzt. Inwiefern es sich allerdings um eine effiziente Anpassung der Verspannung in Bezug auf das gesamte Systemverhalten handelt, wird nicht geklärt. Somit lassen sich zwei zentrale Defizite aus dem Stand der Technik in Bezug auf elektrisch verspannte Zahnstange-Ritzel-Antriebe zusammenfassen, auf denen die in der Einleitung aufgeworfenen zentralen Fragestellungen dieser Arbeit beruhen.

Das erste Defizit betrifft die Wahl des Verspannungsbetrags. Es wird nicht geklärt, wie hoch die Verspannung gewählt werden muss, um eine genauigkeitssteigernde Kompensation des Umkehrspiels zu erzielen. Generell fehlt es an Informationen über den Einfluss der Verspannung auf das System und dessen statische und dynamische Eigenschaften. Diesem Defizit soll innerhalb des in Abbildung 2-15 dargestellten Themenkomplexes der konstanten Verspannung begegnet werden, indem umfangreiche experimentelle Untersuchungen am System durchgeführt werden sollen. Diese werden als notwendig erachtet, da der aktuelle Stand der Technik bedeutend weniger technische und wissenschaftliche Literatur zu Zahnstange-Ritzel-Antrieben und somit zu den Eigenschaften dieser Systeme bereitstellt als es beispielsweise für Gewindespindel-Mutter-Antriebe der Fall ist. Die Untersuchungen sollen durch die Modellbildung und die Simulation ergänzt werden, um eine allgemeingültige Aussage über den Einfluss des Verspannungsbetrags auf die in Abbildung 2-15 aufgelisteten statischen und dynamischen Eigenschaften des Antriebssystems treffen zu können. Außerdem sollen die gewonnenen Erkenntnisse für eine allgemeingültige Definition des minimal notwendigen Verspannungsbetrags genutzt werden. Es soll also die erste zentrale Fragestellung dieser Arbeit beantwortet werden. Entsprechend Abbildung 2-15 stellt der Themenkomplex der konstanten Verspannung die erste Hälfte des Hauptteils dieser Arbeit dar und wird in den Kapiteln 3 und 4 abgehandelt.

Das zweite Defizit betrifft die Anpassbarkeit der elektrischen Verspannung während des Betriebs. Die Literatur nennt zwar die Möglichkeit, die Anpassbarkeit zu nutzen, um einen gezielten Einfluss auf die Systemeigenschaften zu nehmen, der durch die konstante Verspannung nicht möglich ist. Eine ausgereifte Methodik mit entsprechendem theoretischem Hintergrund fehlt allerdings. Diesem Defizit soll innerhalb des in Abbildung 2-15 dargestellten Themenkomplexes der adaptiven Verspannung begegnet werden, indem die Erkenntnisse aus der Analyse des konstant verspannten Systems für die Entwicklung mehrerer Strategien zur Anpassung

der Verspannung während des Betriebs genutzt werden sollen. Ziel dieser Verspannungsstrategien soll es sein, einige der Eigenschaften des konstant verspannten Systems in Abhängigkeit von dessen Anwendungsfall zu verbessern. Eine der entwickelten Strategien soll zu einer minimalen Verspannung des Systems führen und somit die zweite zentrale Fragestellung dieser Arbeit beantworten. Diese Strategie soll am realen System implementiert und experimentell validiert werden. Für die Validierung der Strategie des minimal verspannten Systems sollen einige der bereits im ersten Themenkomplex untersuchten Systemeigenschaften erneut betrachtet werden. Es soll ein Vergleich zwischen konstant und adaptiv verspanntem System vorgenommen werden, sodass bewertet werden kann, ob die mechanische Belastung und der Energiebedarf durch die Anpassung der Verspannung minimiert werden, ohne die Genauigkeit zu beeinflussen. Der Themenkomplex der adaptiven Verspannung, der die zweite Hälfte des Hauptteils dieser Arbeit darstellt, wird in den Kapiteln 5 und 6 abgehandelt.

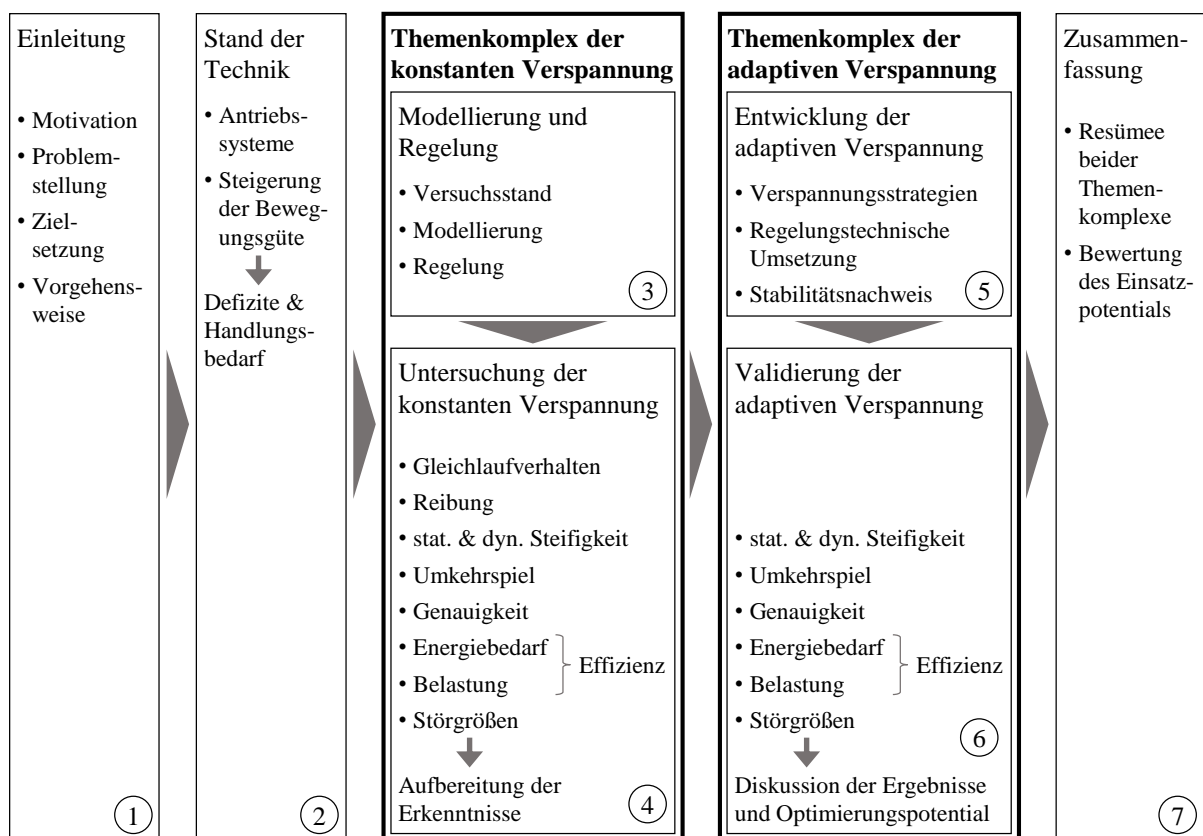


Abbildung 2-15: Struktureller Aufbau der Arbeit, der sich aus den Defiziten des Stands der Technik und dem resultierenden Handlungsbedarf ergibt

3 Modellierung und Regelung des Antriebssystems

Für die Definition des minimal notwendigen Verspannungsbetrags sowie für die Entwicklung der adaptiven Verspannung sollen experimentelle Untersuchungen an elektrisch verspannten Zahnstange-Ritzel-Antrieben durchgeführt werden. Dies ist notwendig, da die Literatur nur unzureichende Informationen über den Einfluss der Verspannung auf das Verhalten und die Eigenschaften von Zahnstange-Ritzel-Antrieben liefert. Für die Untersuchungen wird ein Versuchsstand benötigt. Der Aufbau des Versuchsstands wird in Kapitel 3.1 beschrieben. Da nicht alle relevanten Zustandsgrößen für die Validierung des Konzepts messtechnisch erfasst werden können und die systemtheoretischen Zusammenhänge des Antriebssystems für die Herleitung des Konzepts benötigt werden, wird das Antriebssystem außerdem modelliert. Das Modell wird in Kapitel 3.2 beschrieben. Weiterhin ist eine performante Regelung des Antriebssystems für eine experimentelle Untersuchung der elektrisch verspannten Zahnstange-Ritzel-Antriebe notwendig. Die Auslegung der einzelnen Regelkreise wird in Kapitel 3.3 erläutert.

3.1 Aufbau des Versuchsstands

Der für die Untersuchungen verwendete Versuchsstand mit elektrisch verspannten Zahnstange-Ritzel-Antrieben ist in Abbildung 3-1 dargestellt. Der Maschinenschlitten ④ wird mit insgesamt sechs Führungswagen geführt, die sich auf zwei 4 m langen Führungsschienen ⑤ bewegen. Zwei der Führungswagen sind mit einem linearen Messsystem zur direkten Bestimmung der Schlittenposition x_a beziehungsweise x_b ausgerüstet. Aufgrund der Abmessungen des Maschinenschlittens und der Endanschläge ⑦ ergibt sich eine Verfahrnlänge von etwa 2,7 m. Die Vorschubbewegung wird von den elektrisch verspannten Zahnstange-Ritzel-Antrieben ① und ② erzeugt. Diese bestehen aus einem Synchronmotor, der mit einem rotatorischen Messsystem zur Bestimmung des Motorwinkels φ_1 beziehungsweise φ_2 ausgerüstet ist, und einem zweistufigen Planetengetriebe inklusive Ritzel. Aus den Motorwinkeln können die auf die Bewegung des Maschinenschlittens bezogenen Positionen x_1 beziehungsweise x_2 anhand von Gleichung (2-14) berechnet werden, um diese mit den direkt gemessenen Positionen x_a und x_b vergleichen zu können. Die Ritzel laufen auf einer Zahnstange ③, die aus vier Segmenten mit einer Länge von jeweils 1 m besteht. Zur Erzeugung von Störkräften ist zusätzlich ein linearer Direktantrieb ⑥ verbaut. Der Maschinenschlitten inklusive aller am Schlitten montierten Komponenten hat eine Masse von 420 kg.

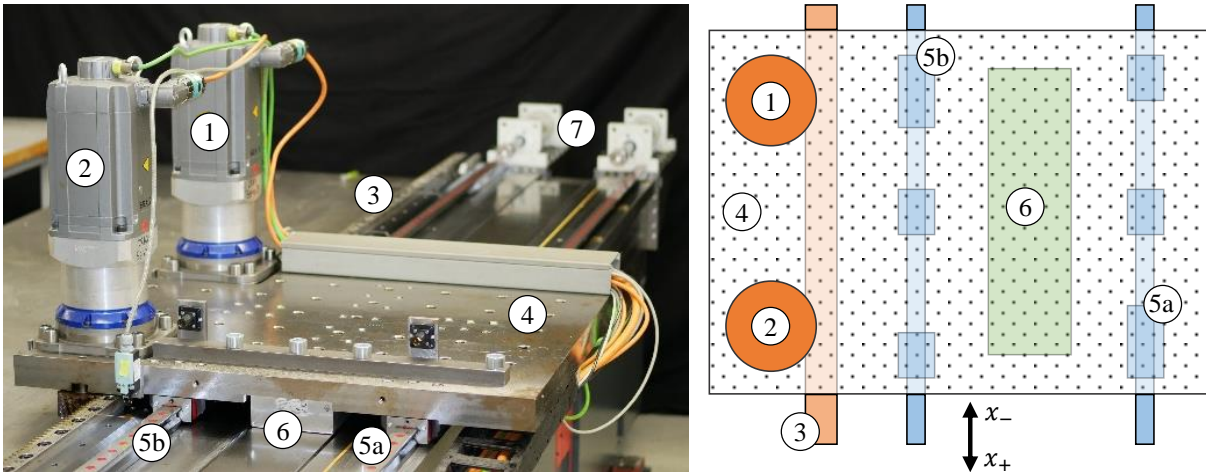


Abbildung 3-1: Versuchsstand mit elektrisch verspannten Zahnstange-Ritzel-Antrieben und linearem Direktantrieb (nach Engelberth et al. 2019a, S. 55)

Die technischen Spezifikationen der Komponenten des Antriebsstrangs sind in Tabelle 3-1 zusammengefasst. Das Trägheitsmoment des Planetengetriebes beinhaltet die Trägheit des Ritzels. Die Steifigkeit wird experimentell ermittelt und gilt für den einzelnen Antriebsstrang bestehend aus Motor, Getriebe, Ritzel, Zahnstange und Lagerung. Weitere Details liefert die Literatur (Engelberth et al. 2015; Engelberth 2016; Engelberth et al. 2018).

Tabelle 3-1: Technische Spezifikation der verbauten Komponenten

Synchronmotor IFT7086 (Siemens)	Linearer Direktantrieb 1FN3300 (Siemens)
$J = 63,6 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$	$m = 30,4 \text{ kg}$
$n_{\max} = 8000 \text{ 1/min}$	$v_{\max} = 109 \text{ m/min}$
$M_{\max} = 137,5 \text{ Nm}$	$F_{\max} = 5870 \text{ N}$
$M_{\text{nenn}} = 12,5 \text{ Nm}$	$F_{\text{nenn}} = 3460 \text{ N}$
$R = 0,11 \text{ Ohm}$	$R = 0,6 \text{ Ohm}$
$L = 2 \text{ mH}$	$L = 14,7 \text{ mH}$
$K_M = 1,25 \text{ Nm/A}$	$K_M = 124 \text{ N/A}$
$K_S = 0,08 \text{ V/min}^{-1}$	$K_S = 41,4 \text{ Vs/m}$
Planetengetriebe RP040S (Wittenstein)	Ritzel RMT400 (Wittenstein)
$i_G = 16$	$r = 42,44 \text{ mm}$
$J = 11,493 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$	$m_n = 4$
$m = 30,9 \text{ kg}$	$z = 20$
$k = 84,5 \text{ N/}\mu\text{m}$	$\beta = 19,5283^\circ$

Die Verschaltung der elektrischen Komponenten ist in Abbildung 3-2 dargestellt. Die Antriebe werden jeweils von einem Motormodul gespeist. Die beiden Synchronmotoren verfügen über Messsysteme mit DRIVE-CLiQ Schnittstelle der Firma Siemens, über die alle Messsignale inklusive Motorwinkel kommuniziert werden. Somit lässt sich das Messsystem direkt an ein Mo-

tormodul anschließen. Der lineare Direktantrieb ist nicht mit einem eigenen Positionsmesssystem ausgerüstet. Aus diesem Grund wird ein Sensormodul benötigt, an dem eines der beiden linearen Messsysteme sowie die Sensoren des linearen Direktantriebs angeschlossen sind. Das Sensormodul ist via DRIVE-CLiQ an das entsprechende Motormodul angeschlossen. Ein weiteres Sensormodul ist mit dem anderen linearen Messsystem verbunden. Dieses ist keinem Motormodul zugeordnet und ist somit direkt an die Control Unit angeschlossen. Die Motormodule fungieren als Wechselrichter mit einer Pulsweitenmodulationsfrequenz von 4 kHz. Sie werden aus dem Gleichspannungszwischenkreis mit 600 V versorgt, der wiederum vom Leistungsteil, das als Gleichrichter fungiert und einen Maximalstrom von 56 A bereitstellt, gespeist wird.

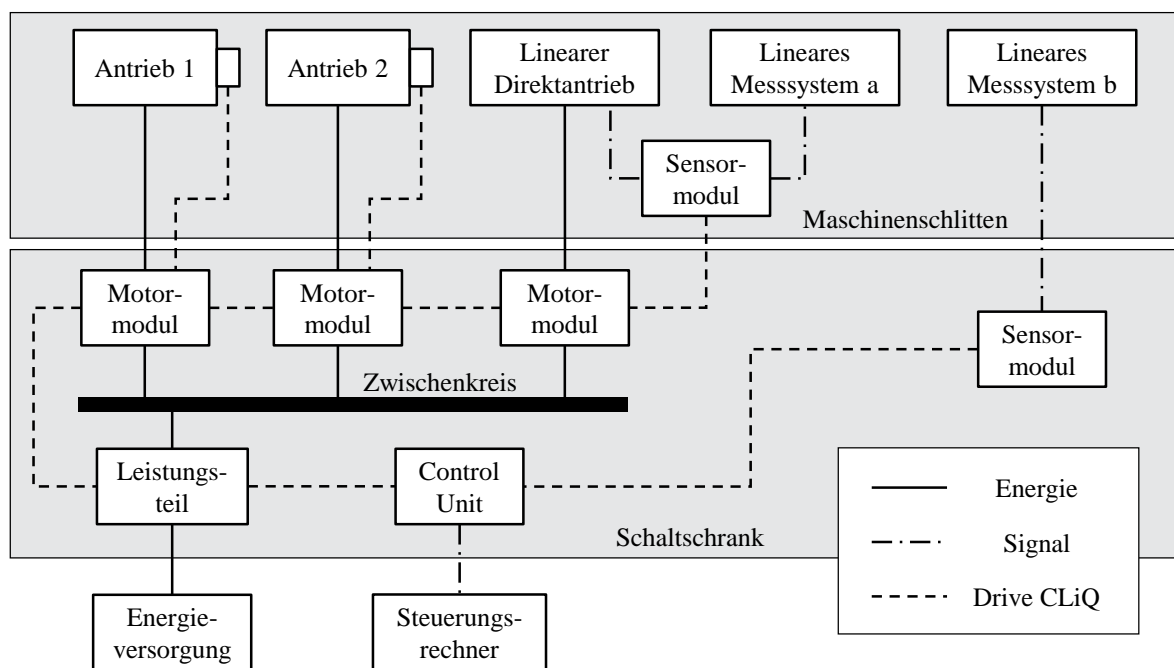


Abbildung 3-2: Verschaltung der elektrischen Komponenten des Versuchsstands

Alle Komponenten werden von der Control Unit gesteuert. Die Control Unit empfängt die Sollwerte, Verfahrbefehle und Freigaben des übergeordneten Steuerrechners, wertet die Sensordaten der angeschlossenen Messsysteme aus und regelt die angeschlossenen Motoren. Die Konfiguration der angeschlossenen Komponenten, die hier als Antriebsobjekte bezeichnet werden, erfolgt mit der Inbetriebnahmesoftware STARTER der Firma Siemens. Jedes Antriebsobjekt verfügt über eine eigene Parameterliste. Außerdem wird jedem Antriebsobjekt ein Teil der Rechenleistung der Control Unit zur Verfügung gestellt, sodass diese performant geregelt werden können. Werden Funktionalitäten oder Regelungsstrukturen benötigt, die über die Stan-

dardfunktionen der Control Unit hinausgehen, können so bezeichnete Drive Control Charts verwendet werden. Innerhalb dieser Charts lassen sich Funktionsbausteine beliebig kombinieren und mit Antriebsparametern verschalten. Die erstellten Charts werden den einzelnen Antriebsobjekten zugeordnet und taktsynchron gerechnet. Weiterhin bietet die Inbetriebnahmesoftware STARTER eine Funktion zur Aufzeichnung aller Parameter der einzelnen Antriebsobjekte.

3.2 Modellierung des Antriebssystems

Das Antriebssystem besteht aus einem mechanischen und einem elektrischen Teilsystem inklusive digitaler Regelungstechnik. Für die Simulation des gesamten Systemverhaltens aus den in der Einleitung von Kapitel 3 genannten Gründen ist die Modellierung beider Teilsysteme notwendig. Das Modell des mechanischen Teilsystems wird in Kapitel 3.2.1, das Modell des elektrischen Teilsystems wird in Kapitel 3.2.2 beschrieben.

3.2.1 Modell des mechanischen Teilsystems

Die mechanischen Übertragungsglieder des Systems lassen sich als Mehrmassenschwinger mit Feder-Dämpfer-Kopplung und Reibung modellieren (Nollau 2009, S. 74–81). In der Literatur wird das Modell eines Zweimassenschwingers entsprechend Abbildung 2-2 für einen Gewindespindel-Mutter-Antrieb hergeleitet. Dieses Modell eignet sich ebenfalls für Zahnstange-Ritzel-Antriebe (Zirn et al. 2006, S. 84–93). Da in dieser Arbeit elektrisch verspannte Systeme mit zwei Antriebssträngen betrachtet werden, wird das Modell um eine weitere Masse ergänzt. Das resultierende Modell eines Dreimassenschwingers ist in Abbildung 3-3 dargestellt.

Die Drehmomente M_1 und M_2 der Antriebe 1 und 2 bilden zusammen mit der Störkraft $F_{\text{stör}}$ die Eingänge des mechanischen Teilmodells. Das Übersetzungsverhältnis zwischen Translation und Rotation wird anhand der Gleichungen (2-14) und (2-15) berechnet. Aufgrund von Fertigungstoleranzen und Montageungenauigkeiten ist der Zusammenhang positionabhängig. Anhand von Messungen wird das positionabhängige Gesamtübersetzungsverhältnis $i_{\text{ges},i}(\varphi_i)$ bestimmt und im Modell hinterlegt. Details zur Messung werden in Kapitel 4.1 erläutert.

Entsprechend der Freiheitsgrade können drei Kräfte- beziehungsweise Momentenbilanzen zur Berechnung der Beschleunigung der einzelnen Massen beziehungsweise Trägheitsmomente anhand des zweiten Newtonschen Gesetzes aufgestellt werden. Für die Rotation ergibt sich

$$J_i \alpha_i = M_i - M_{R,i} - M_{K,i} \quad (3-1)$$

mit $\{i \in \mathbb{N} | 1 \leq i \leq 2\}$ für Antriebsstrang 1 beziehungsweise 2. Für die Translation ergibt sich

$$m_S a_S = F_{\text{stör}} + F_{K,1} + F_{K,2} - F_{R,S}. \quad (3-2)$$

Durch Umformen nach der Beschleunigung α_i beziehungsweise a_S und zweifache Integration lassen sich die Winkel φ_1 und φ_2 der Antriebe 1 und 2 sowie die Position x_S des Maschinenschlittens berechnen. Die Beschleunigung des Gesamtsystems wird durch die Antriebsdrehmomente M_1 und M_2 sowie die Störkraft $F_{\text{stör}}$ hervorgerufen und durch die Reibungsdrehmomente $M_{R,1}$ und $M_{R,2}$ sowie die Reibungskraft $F_{R,S}$ reduziert. Die Trägheitsmomente J_1 und J_2 umfassen die rotatorisch bewegten Massen des jeweiligen Antriebsstrangs bestehend aus der Motorwelle, dem Getriebe und dem Ritzel. Die Masse m_S umfasst die linear bewegten Massen bestehend aus dem Maschinenschlitten, den Führungswagen, den Massen der Antriebsstränge und aller weiteren am Maschinenschlitten montierten Komponenten.

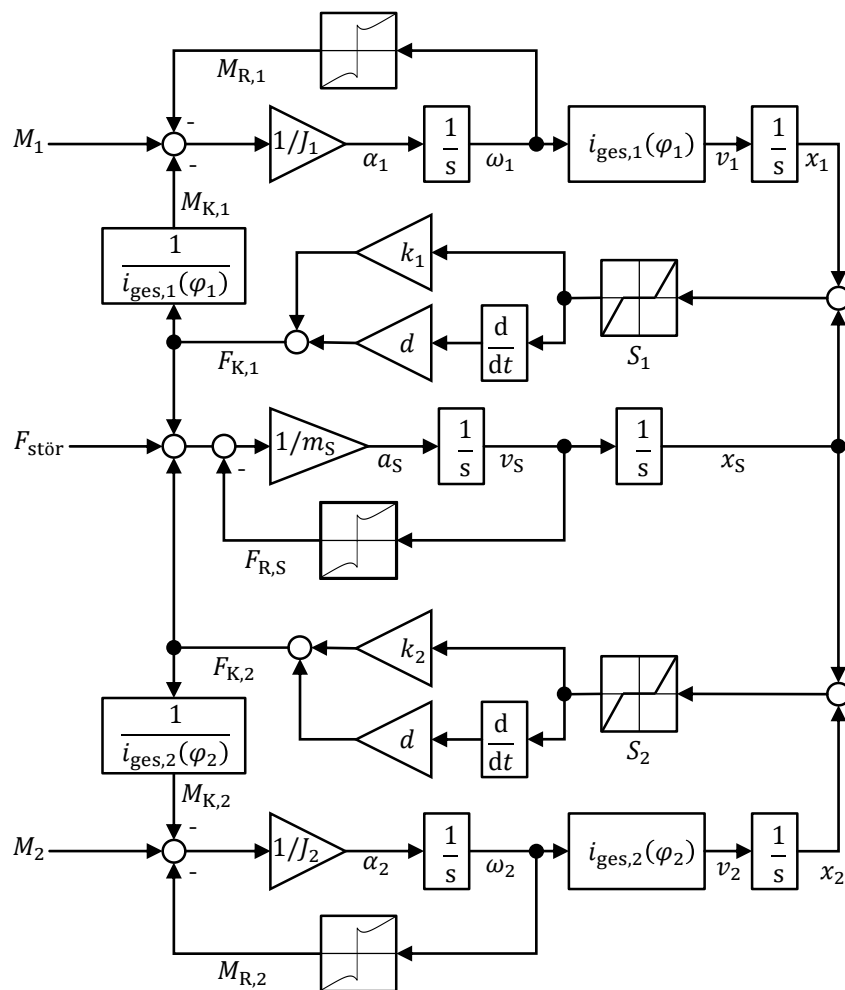


Abbildung 3-3: Mechanisches Teilmodell des Antriebssystems

Die Kopplung der Bewegung erfolgt über Feder-Dämpfer-Elemente, die eine Koppelkraft

$$F_{K,i} = k_i(\Delta x_i)(x_i - x_S) + d(\dot{x}_i - \dot{x}_S) \quad (3-3)$$

aufgrund der Federsteifigkeit k und der Dämpfungskonstante d des Antriebsstrangs in Abhängigkeit von der Positions- und Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Maschinenschlitten und Antrieb 1 beziehungsweise Antrieb 2 erzeugen. Die Kraft lässt sich anhand von Gleichung (2-15) in ein Moment umrechnen. Die Federsteifigkeit $k_i(\Delta x_i)$ des einzelnen Antriebsstrangs wird anhand einer Messung bestimmt, die in Kapitel 4.3 beschrieben wird. Sie wird je Antriebsstrang als nichtlineare Kennlinie abgebildet. Die bereits in der Literatur erwähnte und in Kapitel 4.3 nachgewiesene Abhängigkeit der Steifigkeit von der Kontaktstelle der Zähne von Zahnstange und Ritzel und somit von der Position des Maschinenschlittens ist nicht abgebildet, da die Positionsabhängigkeit bereits bei der Abbildung des Übersetzungsverhältnisses $i_{ges,i}$ berücksichtigt wird. Die Dämpfungskonstante d wird durch einen Vergleich von Simulation und Experiment abgeschätzt. Da eine Abhängigkeit zwischen dem viskosen Anteil der Reibung der einzelnen Systemkomponenten und der Dämpfung d des Koppel-elementes besteht, lässt sich diese nur schwer identifizieren. Ein empirisch bestimmter Wert von $d = 7,55 \cdot 10^4$ Ns/m erzielt zufriedenstellende Ergebnisse. Weiterhin wird das Umkehrspiel S_1 beziehungsweise S_2 entsprechend (Zirn et al. 2006, S. 92) als Totzonen-Block abgebildet. Der Betrag des Umkehrspiels wird anhand von Messungen, die in Kapitel 4.2 erläutert werden, ermittelt.

Die Reibung der einzelnen Teilsysteme wird anhand von Kennlinien, die experimentell ermittelt werden, abgebildet. Oberhalb der kleinsten bei der Messung verwendeten Geschwindigkeit wird linear zwischen den Messpunkten interpoliert, sodass sich ein kontinuierlicher Verlauf der Kennlinie ergibt. Details zur Messung werden in Kapitel 4.2 erläutert. Die Messungen zeigen, dass die Reibung mit zunehmendem Verspannungsdrehmoment anwächst. Diese Verspannungsabhängigkeit wird nicht implementiert, da in dieser Arbeit sehr geringe Verspannungsdrehmomente angestrebt werden, die lediglich einen geringen Einfluss auf die Reibung haben. Unterhalb der minimalen Geschwindigkeit wird die Reibungskraft beziehungsweise das Reibungsdrehmoment anhand von Gleichung (2-4) berechnet.

Störkräfte lassen sich durch den in Abbildung 3-1 dargestellten linearen Direktantrieb erzeugen. Bei Werkzeugmaschinen treten Störkräfte beispielsweise bei der Fräsbearbeitung von Bauteilen auf. Beim Fräsen kann allgemein zwischen Stirnfräsen und Umfangsfräsen unterschieden

werden. Höhere Störkräfte werden beim Umfangsfräsen angeregt, da alle Kraftvektoren in dieselbe Richtung zeigen. Um den Einfluss dieses ungünstigen Fräsprozesses auf das in dieser Arbeit entwickelte Konzept zu prüfen, wird die in Bewegungsrichtung wirkende Prozesskraft

$$F_{P,S}(\phi, a_p) = g(\phi)(-F_s(\phi, a_p) \cos(\phi) - F_r(\phi, a_p) \sin(\phi)), \quad (3-4)$$

die sich aus der auf eine einzelne Schneide des Fräasers einwirkenden Schnittkraft

$$F_s(\phi, a_p) = a_p k_c h_z(\phi)^{1-m_c} \quad (3-5)$$

und der Radialkraft

$$F_r(\phi, a_p) = a_p k_n h_z(\phi)^{1-m_n} \quad (3-6)$$

berechnet, herangezogen. Die in Gleichung (3-4) enthaltene Funktion $g(\phi)$ beschreibt den aktuellen Eingriffszustand der Schneide. Befindet sich die Schneide im Eingriff, gilt $g(\phi) = 1$, ansonsten gilt $g(\phi) = 0$. Die Funktion $g(\phi)$ ergibt sich aus der Geometrie des Fräasers und wird an dieser Stelle nicht weiter erläutert. Die in den Gleichungen (3-5) und (3-6) enthaltene Spannungsdicke

$$h_z(\phi) = f_z \sin(\phi) \quad (3-7)$$

hängt vom Winkel ϕ , der den aktuellen Rotationswinkel des Fräasers beschreibt, und dem Vorschub f_z pro Zahn ab. Die Größe a_p beschreibt die axiale Zustellung beziehungsweise Schnitttiefe des Fräasers. Die Größen k_c , k_n , m_c und m_n sind materialabhängige Zerspankraftparameter und können aus einschlägigen Tabellen entnommen werden (Surmann 2017, S. 54–57).

Um die insgesamt durch ein Fräswerkzeug, das aus j Schneiden besteht, hervorgerufene Störkraft im Modell abbilden zu können, lassen sich die einzelnen Prozesskräfte $F_{P,S}(\phi, a_p)$ je Schneide unter Berücksichtigung des Winkelversatzes $\Delta\phi$ aufaddieren. Es ergibt sich

$$F_{\text{Stör}}(\phi) = \sum_{i=0}^{j-1} F_{P,S}(\phi + i\Delta\phi, a_p). \quad (3-8)$$

3.2.2 Modell des elektrischen Teilsystems

Das elektrische Teilmodell des Antriebssystems bildet die Motormodule, den elektrischen Teil der Antriebe sowie die digitale Regelung ab. Das Modell der Motormodule und des elektrischen Teils des Antriebs ist in Abbildung 3-4 dargestellt. Das Motormodul setzt die vom Stromregler

vorgegebene Spannung U_{soll} mittels Pulsweitenmodulation in die Spannung U , mit der der Antrieb gespeist wird, um. Aufgrund der Pulsweitenmodulation mit der Frequenz f_{PWM} entsteht eine Totzeit $T_{\text{PWM}} = 1/f_{\text{PWM}}$ zwischen U_{soll} und U . Weiterhin ist die Spannung durch die Zwischenkreisspannung U_Z begrenzt. Der Zusammenhang von Spannung und Strom im Antrieb wird als PT1-Glied abgebildet, dessen Zeitkonstante und Verstärkungsfaktor von der Induktivität L und dem Widerstand R des Antriebs abhängen. Der Antriebsstrom ist durch den Maximalstrom I_{max} des Leistungsmoduls (siehe Abbildung 3-2) begrenzt. Durch die Rotation der Antriebsspulen wird eine Spannung U_{ind} induziert, die der Spannung U entgegenwirkt. Der Zusammenhang zwischen Winkelgeschwindigkeit ω und U_{ind} wird als proportional angenommen. Die Spannungskonstante K_S des Antriebs bildet den Zusammenhang ab. Der Zusammenhang zwischen Strom und Drehmoment wird ebenfalls als proportional angenommen und mittels Drehmomentkonstante K_M abgebildet.

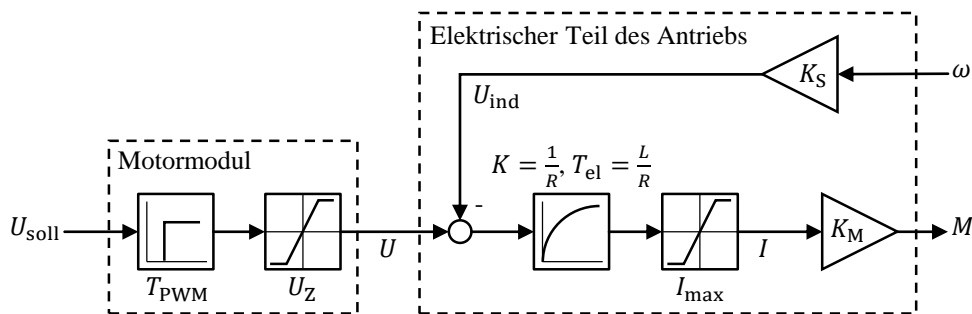


Abbildung 3-4: Elektrisches Teilmodell des Antriebssystems

Die Kaskadenregelung ist in Abhängigkeit von der regelungstechnischen Struktur entsprechend Abbildung 2-13 beziehungsweise Abbildung 2-14 aufgebaut. Es handelt sich um eine digitale Regelungsstruktur. Somit werden die Regelung und die Motormodule zeitdiskret im z-Bildbereich modelliert. Die Abtastzeiten der einzelnen Regelkreise variieren entsprechend Tabelle 3-2. Die Übergänge werden mittels Halteglied nullter Ordnung abgebildet. Da die Abtastzeit im Lageregelkreis geringer ist als die Abtastzeit im Drehzahlregelkreis, wird die Stellgröße ω_{soll} vom Lageregler feininterpoliert. Die Interpolation im Modell ist identisch zur Interpolation der Control Unit. Das mechanische Teilmodell inklusive des elektrischen Teils des Antriebs werden als kontinuierlich betrachtet und somit im Laplace-Bildbereich abgebildet.

Die Parametrisierung des elektrischen Teilmodells erfolgt anhand von Datenblättern. Zusätzlich wird eine Identifikation der elektrischen Größen der Antriebe anhand der Inbetriebnahme-

software STARTER vorgenommen. Diese bietet eine entsprechende Funktion für die Parametrisierung des Stromreglers. Die Identifikation zeigt, dass das elektrische Verhalten der Antriebe trotz identischer Bauform leicht voneinander abweicht. Dies ist vor allem für die Verspannungserzeugung entscheidend und wird im Modell entsprechend berücksichtigt.

3.3 Regelung des Antriebssystems

Die Untersuchung der elektrisch verspannten Zahnstange-Ritzel-Antriebe kann erst nach der Auslegung der einzelnen Regelkreise des Antriebssystems erfolgen. Entsprechend Kapitel 2.2.3.2 existieren zwei funktionsfähige regelungstechnische Strukturen zur Erzeugung der elektrischen Verspannung. Diese sind die Offsetmomentvorgabe mit einem Drehzahlregler und die Momentenausgleichsregelung. Beide Strukturen verfügen jeweils über einen Stromregler pro Motor und einen beziehungsweise zwei Drehzahlregler. Die Stellgröße für beide Strukturen ist die Sollgeschwindigkeit ω_{soll} . Die Sollgeschwindigkeit ω_{soll} wird entsprechend Kapitel 2.1.3 von einem überlagerten Lageregler inklusive Drehzahlvorsteuerung erzeugt. In Kapitel 3.3.1 wird zunächst auf die Auslegung der kaskadierten Regler des einzelnen Antriebsstrangs eingegangen. Anschließend erfolgt die Auslegung des Verspannungsreglers der Momentenausgleichsregelung in Kapitel 3.3.2. Neben der Auslegung des Verspannungsreglers wird in Kapitel 3.3.2 ein Vergleich der genannten regelungstechnischen Strukturen vorgenommen. Anhand des Vergleichs wird entschieden, welche der regelungstechnischen Strukturen im weiteren Verlauf der Arbeit für die Erzeugung der Verspannung verwendet wird.

3.3.1 Kaskadenregelung

Für die Regelung der Synchronmotoren wird die Standardstruktur, die auf der Control Unit verfügbar ist, verwendet. Diese entspricht der in Abbildung 2-7 dargestellten Kaskadenstruktur mit Drehzahlvorsteuerung. Die entsprechenden Parameterwerte sind in Tabelle 3-2 zusammengefasst. Im Folgenden wird die Auslegung der einzelnen Regelkreise erläutert.

Tabelle 3-2: Parameterwerte der einzelnen Regelkreise

	Stromregler		Drehzahlregler		Lageregler
Abtastzeit	125 μ s		125 μ s		1 ms
Regelparameter	K_{pi}	T_{ni}	K_p	T_n	K_v
Antrieb 1	8,503 V/A	2 ms	5,75 Nms/rad	4 ms	4 1000/min
Antrieb 2	8,462 V/A	2 ms	5,75 Nms/rad	4 ms	
Linearer Direktantrieb	51,423 V/A	2 ms	-	-	-

Die Antriebe verfügen über elektronische Typenschilder. Die hinterlegten Daten werden für die automatische Berechnung der Parameter der Stromregler über eine in der Control Unit hinterlegte Berechnungsvorschrift genutzt. Die Parametrisierung der Stromregler ist unabhängig von der Mechanik, da lediglich die Eigenschaften der elektronischen Komponenten berücksichtigt werden müssen. Details liefert die Literatur (Zirn et al. 2006, S. 267–271).

Für die Auslegung der Drehzahlregler verfügt die Control Unit über eine Funktion zur automatischen Reglereinstellung. Die Auslegung des Drehzahlreglers hängt von der bewegten Masse beziehungsweise vom Trägheitsmoment ab (Zirn et al. 2006, S. 271–285), sodass der Maschinenschlitten bei der automatischen Reglereinstellung bewegt werden muss. Die Funktion kann außerdem nur für einen einzelnen Antrieb genutzt werden. Deshalb wird lediglich einer der beiden Antriebe aktiviert, der andere Antrieb wird stromlos mitgezogen. Die für den einzelnen Antriebsstrang identifizierten Parameterwerte des Drehzahlreglers gelten somit für die insgesamt bewegte Masse beziehungsweise das Trägheitsmoment des Systems. Um die Parameterwerte für beide Antriebe nutzen zu können, wird der Verstärkungsfaktor K_p halbiert, da der Maschinenschlitten während des Betriebs von zwei Antrieben angetrieben wird und jeder Antrieb lediglich die Hälfte des für die Bewegung benötigten Gesamtdrehmoments aufbringen muss. Eine Halbierung von K_p reicht aus, da der PI-Regler in Idealform implementiert ist und sich die Halbierung somit ebenfalls auf den I-Anteil des Reglers auswirkt. Diese Parametrisierung des Drehzahlreglers gilt für alle in Kapitel 2.2.3.2 vorgestellten Regelungsstrukturen zur Erzeugung der elektrischen Verspannung. Selbst bei der Offsetmomentvorgabe mit nur einem Drehzahlregler wird K_p halbiert, da dessen Stellgröße M_{soll} für beide Antriebe genutzt wird.

Die Auslegung des Lagereglers kann erst erfolgen, nachdem die unterlagerte Regelungsstruktur zur Erzeugung der elektrischen Verspannung implementiert und parametrisiert wurde. Dazu wird auf Kapitel 3.3.2 verwiesen. Im Folgenden wird angenommen, dass die Regelungsstruktur zur Erzeugung der elektrischen Verspannung bereits funktionsfähig ist.

Der Betrag der Lageregelkreisverstärkung hängt von der Art der Regelung (direkt oder indirekt) und der Einheit der geregelten Istwerte ab. Bei der direkten Lageregelung wird die Position x_b des in Abbildung 3-2 dargestellten linearen Messsystems b genutzt. Diese Position wird im weiteren Verlauf der Arbeit als Schlittenposition x_s bezeichnet. Bei der indirekten Lageregelung wird der Winkel φ_1 von Antrieb 1 genutzt. Auf der Control Unit muss die Lageregelung

einem Antriebsobjekt zugeordnet werden. Da der Winkel von Antrieb 1 bei der indirekten Lageregelung geregelt wird, ist der Lageregler diesem Antrieb zugeordnet.

Um eine Einheit des Verstärkungsfaktors zu ermöglichen, die unabhängig vom verwendeten Messsystem ist, rechnet die Control Unit intern mit einer neutralen Wegeinheit LU (Length Unit). Innerhalb der Lageistwertaufbereitung wird der Zusammenhang von den Inkrementen des für die Lageregelung ausgewählten Messsystems und der Wegeinheit LU festgelegt. Es wird der Zusammenhang $1 \text{ LU} = 0,1 \text{ } \mu\text{m}$ gewählt, sodass die maximale Auflösung des linearen Messsystems von $0,0977 \text{ } \mu\text{m/bit}$ ausgenutzt werden kann.

Weiterhin wird die in Kapitel 2.1.3 beschriebene Drehzahlvorsteuerung aktiviert. Da auch hier die neutrale Wegeinheit LU verwendet wird, kann ein Verstärkungsfaktor $K_{\text{vor}} = 1$ gewählt werden. Auf eine Drehmomentvorsteuerung inklusive Reibungsdrehmomentvorsteuerung wird verzichtet, da der Maschinenschlitten durch zwei Antriebe beschleunigt wird. Somit wäre es bei dieser Vorsteuerung notwendig, das massenäquivalente Trägheitsmoment des Maschinenschlittens sowie das durch die Linearführungen hervorgerufene Reibungsdrehmoment auf die Antriebe aufzuteilen. Beim Auftreten von Umkehrspiel wird der Maschinenschlitten allerdings lediglich von einem Antrieb beschleunigt, da der andere Antrieb während des Flankenwechsels keine Kraft auf den Maschinenschlitten ausüben kann. Für eine korrekte Drehmomentvorsteuerung müsste der Vorsteuerfaktor demnach vom Zustand des Antriebssystems (Umkehrspiel / kein Umkehrspiel) abhängig gemacht werden. Da die Detektion eines Flankenwechsels entsprechend Kapitel 2.2.1 nur unzureichend robust möglich ist, wird die Drehmomentvorsteuerung nicht umgesetzt.

Das Regelverhalten unterscheidet sich bei direkter und indirekter Lageregelung, da sich die geregelte Strecke verändert. Dies zeigen die simulativ ermittelten Amplituden- und Phasengänge des offenen Lageregelkreises bei deaktivierter Drehzahlvorsteuerung, die für verschiedene Verstärkungsfaktoren K_v in Abbildung 3-5 dargestellt sind. Das zugrundeliegende Simulationsmodell ist in Kapitel 3.2 beschrieben.

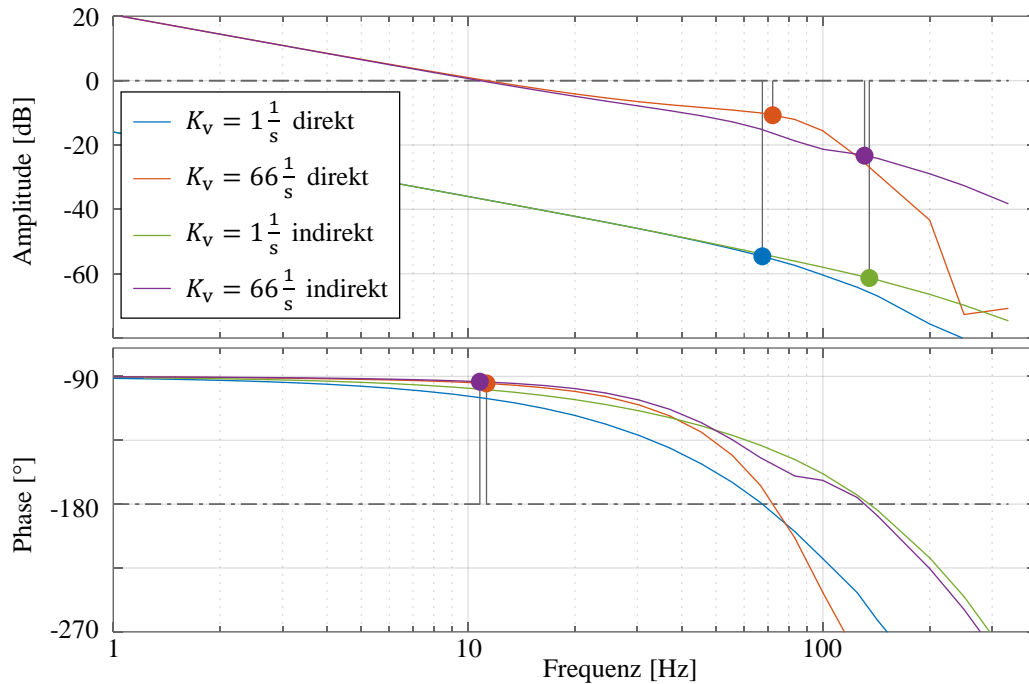


Abbildung 3-5: Simulativ ermittelte Frequenzgänge des offenen Lageregelkreises bei deaktivierter Drehzahlvorsteuerung für verschiedene Verstärkungsfaktoren

Eine höhere Bandbreite lässt sich entsprechend der in Grün und Lila dargestellten Amplitudengänge mit der indirekten Lageregelung erzielen. Dementsprechend kann hier ein größerer Verstärkungsfaktor gewählt werden. Da in dieser Arbeit sowohl Untersuchungen mit direkter als auch mit indirekter Lageregelung durchgeführt werden, wird der Lageregler für das direkt geregelte System ausgelegt, um denselben Verstärkungsfaktor auch für die indirekte Lageregelung verwenden zu können. Wird ein Verstärkungsfaktor $K_v = 1 \text{ 1/s}$ gewählt, ergibt sich eine Amplitudenreserve des direkt geregelten Systems (siehe Blau) von 55 dB und eine Amplitudenreserve von 61 dB für das indirekt geregelte System (siehe Grün). Um eine höhere Performanz zu erzielen, wird $K_v = 66 \text{ 1/s} \approx 4 \text{ 1000/min}$ gewählt, sodass sich eine robuste Amplitudenreserve von 10 dB für das direkt geregelte System (siehe Orange) und 23 dB für das indirekt geregelte System (siehe Lila) ergeben.

Wird diese Parametrisierung am realen System verwendet ergeben sich die in Abbildung 3-6 dargestellten Frequenzgänge im Vergleich zur Simulation. Die Verläufe entsprechen sich in guter Näherung, wobei das direkt lagegeregelt reale System allerdings eine geringere Bandbreite und ein geringeres Dämpfungsverhalten aufweist. Dies äußert sich in einer geringeren Amplitudenreserve. Da die Parametrisierung zu einem robusten Verhalten des direkten und des indirekt lagegeregelt Systems führt, wird diese im weiteren Verlauf der Arbeit genutzt.

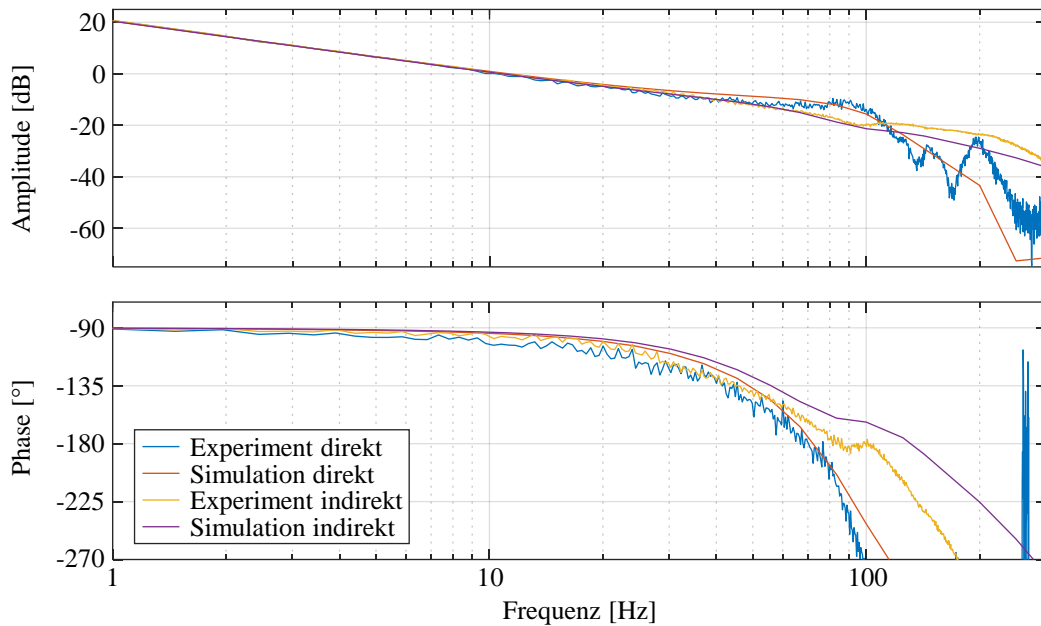


Abbildung 3-6: Vergleich der simulativ und experimentell ermittelten Frequenzgänge des offenen Lageregelkreises bei deaktivierter Drehzahlvorsteuerung

3.3.2 Verspannungsregelung

In dieser Arbeit werden die Offsetmomentvorgabe mit einem Drehzahlregler und die Momentenausgleichsregelung im Simulationsmodell und am Versuchsstand implementiert. Die Implementierung im Simulationsmodell wird in Kapitel 3.2.2 erläutert. Am Versuchsstand werden die Regelungsstrukturen in einem Drive Control Chart implementiert. Die jeweiligen Charts werden Antrieb 1 zugeordnet, dem bereits die Lageregelung zugeordnet ist.

Da es sich bei der Offsetmomentvorgabe mit einem Drehzahlregler lediglich um eine vorzeichenbehaftete Addition des Verspannungsdrehmoments $M_{V,soll}$ mit den jeweiligen Solldrehmomenten der Motoren $M_{1,soll}$ und $M_{2,soll}$ handelt, ist keine Reglerauslegung notwendig. Somit wird nicht weiter darauf eingegangen und auf die in Abbildung 2-13 dargestellte Struktur verwiesen. Die Umsetzung der Momentenausgleichsregelung ist mit größerem Aufwand verbunden, da der Verspannungsregler parametrisiert werden muss. Die Auslegung wird im Detail vorgestellt, da der aktuelle Stand der Technik widersprüchliche Aussagen zur Art des Reglers (P- oder PI-Regler) macht und kein eindeutiges Vorgehen zur Parametrisierung beschreibt. Anschließend wird ein Vergleich zwischen Offsetmomentvorgabe und Momentenausgleichsregelung vorgenommen, sodass eine der Strukturen für den weiteren Verlauf der Arbeit ausgewählt werden kann. Zum einen wird verglichen, wie exakt die Verspannung erzeugt werden kann. Zum anderen wird die erreichbare Genauigkeit je Struktur verglichen.

3.3.2.1 Auslegung des Momentenausgleichsreglers

In Abbildung 2-14 ist der Momentenausgleichsregler in Form eines PI-Reglers dargestellt. Bei der Auslegung des Reglers anhand des Simulationsmodells und am Versuchsstand konnte entgegen der Aussage in der Literatur (Zirn 2008, S. 119) nicht bestätigt werden, dass eine bleibende Regelabweichung entsteht, wenn der I-Anteil deaktiviert wird. Dies lässt sich anhand des Übertragungsverhalten von $M_{V,soll}$ auf M_V begründen. Der I-Anteil der Drehzahlregler sorgt bereits dafür, dass eine bleibende Regelabweichung kompensiert wird. Abbildung 3-7 zeigt die simulativ ermittelten Amplituden- und Phasengänge des offenen Regelkreises bei deaktiviertem Lageregler für verschiedene Verstärkungsfaktoren K_{pV} und deaktiviertem I-Anteil. Die dargestellten Amplitudengänge bestätigen das integrierende Verhalten für niedrige Frequenzen aufgrund des I-Anteils der Drehzahlregler und damit die Kompensation einer etwaigen bleibenden Regelabweichung. Somit wird im Rahmen der Arbeit ein P-Regler genutzt. Die Parametrisierung des Reglers erfolgt anhand des Simulationsmodells, das in Kapitel 3.2 beschrieben ist.

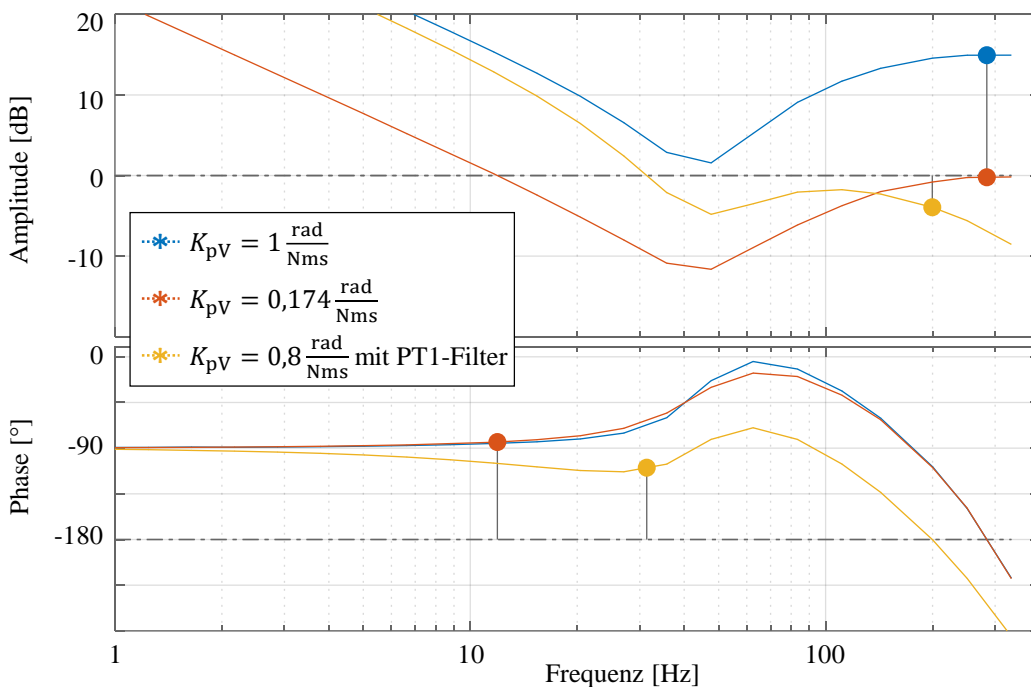


Abbildung 3-7: Simulativ ermittelte Frequenzgänge des offenen Momentenausgleichsregelkreises bei deaktiviertem Lageregler für verschiedene Verstärkungsfaktoren

Der Amplitudengang für $K_{pV} = 1 \text{ rad}/(\text{Nms})$ ist in Blau dargestellt. Die Amplitudenreserve des instabilen Systems beträgt -15 dB . Dies entspricht dem Kehrwert des Verstärkungsfaktors $K_p = 5,75 \text{ Nms}/\text{rad}$ der Drehzahlregler. Also kann anhand von Gleichung (2-26) lediglich die kritische Regelkreisverstärkung berechnet werden und nicht, wie in der Literatur genannt (Zirn

2008, S. 118–119), eine Reglerauslegung erfolgen. Der entsprechende Amplitudengang mit einer Amplitudenreserve von 0 dB ist in Orange dargestellt. Weiterhin ist die Sprungantwort des Verspannungsdrehmoments bei einer Vorgabe von $M_{V,\text{soll}} = 0,7 \text{ Nm}$ und einem Verstärkungsfaktor von $K_{pV} = 0,15 \text{ rad}/(\text{Nms})$ bei bereits anliegenden Flanken der einzelnen Paarungen aus Ritzel und Zahnstange in Abbildung 3-8 in Orange dargestellt. Die im oberen Teil dargestellten Signalverläufe wurden anhand der Simulation ermittelt, die im unteren Teil dargestellten Signalverläufe wurden experimentell ermittelt. Sowohl in der Simulation als auch im Experiment wird der Endwert etwa bei 80 ms erstmals überschritten. Die Signale sind in beiden Fällen verrauscht. Diese unzureichenden Eigenschaften führen zu einem unbefriedigenden Folgeverhalten der Verspannung bei Bewegung. Der resultierende kritische Verstärkungsfaktor $K_{pV,\text{krit}} = 1/K_p \approx 0,174 \text{ rad}/(\text{Nms})$ muss für eine robuste Stabilität und ein ausreichendes Folgeverhalten somit weiter reduziert werden.

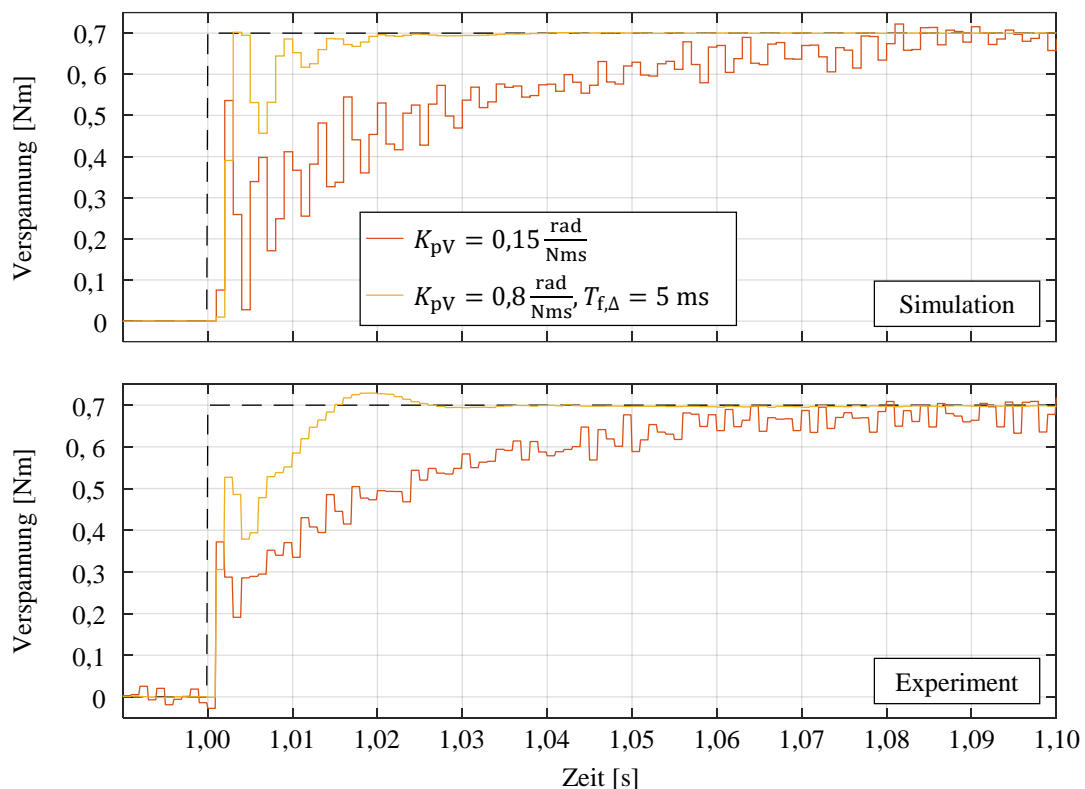


Abbildung 3-8: Simulativ und experimentell ermittelte Sprungantworten des geschlossenen Momentenausgleichsregelkreises für verschiedene Verstärkungsfaktoren

Um das Folgeverhalten zu verbessern, werden diskrete PT1-Glieder zur Tiefpassfilterung der für die Berechnung von M_V zurückgeführten Soll Drehmomente $M_{1,\text{soll}}$ und $M_{2,\text{soll}}$ ergänzt. Die zum diskreten Zeitpunkt t_i gültige Ausgangsgröße

$$y_{t_i} = y_{t_{i-1}} + \frac{T_A}{T_{f,\Delta}} (u_{t_i} - y_{t_{i-1}}) \quad (3-9)$$

des Filters wird aus der vorherigen Ausgangsgröße $y_{t_{i-1}}$ der aktuellen Eingangsgröße u_{t_i} und dem Verhältnis aus der Abtastzeit T_A und der Filterzeitkonstante $T_{f,\Delta}$ berechnet. Gleichung (3-9) wird mit $T_{f,\Delta} = 5$ ms verwendet und ermöglicht eine deutliche Erhöhung des Verstärkungsfaktors auf $K_{pV} = 0,8$ rad/(Nms). Der resultierende Amplitudengang ist in Abbildung 3-7 in Gelb dargestellt. Es ergibt sich eine Amplitudenreserve von 4 dB. Außerdem wird die Durchtrittsfrequenz von 11,9 Hz auf 31,4 Hz angehoben. Anhand dieser in der Literatur nicht genannten Maßnahme lässt sich das Folgeverhalten also deutlich verbessern. Dies zeigt die in Abbildung 3-8 in Gelb dargestellte Sprungantwort des optimierten Reglers. In der Simulation wird der Endwert etwa nach 20 ms, im Experiment wird der Endwert bei etwa 25 ms erreicht. Die experimentell ermittelte Sprungantwort zeigt ein stärkeres Überschwingverhalten. In beiden Fällen ist der Signalverlauf im Vergleich zur Sprungantwort ohne Filterung allerdings deutlich weniger verrauscht. Die Verläufe der Sprungantworten hängen von den Kontaktverhältnissen zwischen der Zahnstange und den Ritzeln im Ausgangszustand ab. Am realen System kann dieser Zustand nicht exakt eingestellt beziehungsweise identifiziert werden, sodass die unterschiedlichen Verläufe der experimentell und der simulativ ermittelten Sprungantwort auf unterschiedliche Kontaktverhältnisse zurückzuführen sind.

Abschließend wird der anhand des PT1-Gliedes optimierte Regler am Versuchsstand implementiert und entsprechend der am Modell erfolgten Reglerauslegung parametrisiert. Der Vergleich der Frequenzgänge von Simulation und Experiment ist in Abbildung 3-9 dargestellt. Bei dem simulativ ermittelten Frequenzgang handelt es sich um den bereits in Abbildung 3-7 in Gelb dargestellten Frequenzgang. Sowohl die Amplituden- als auch die Phasengänge entsprechen sich in sehr guter Näherung, sodass die getroffene Parametrisierung des Momentenausgleichsreglers im weiteren Verlauf der Arbeit genutzt wird.

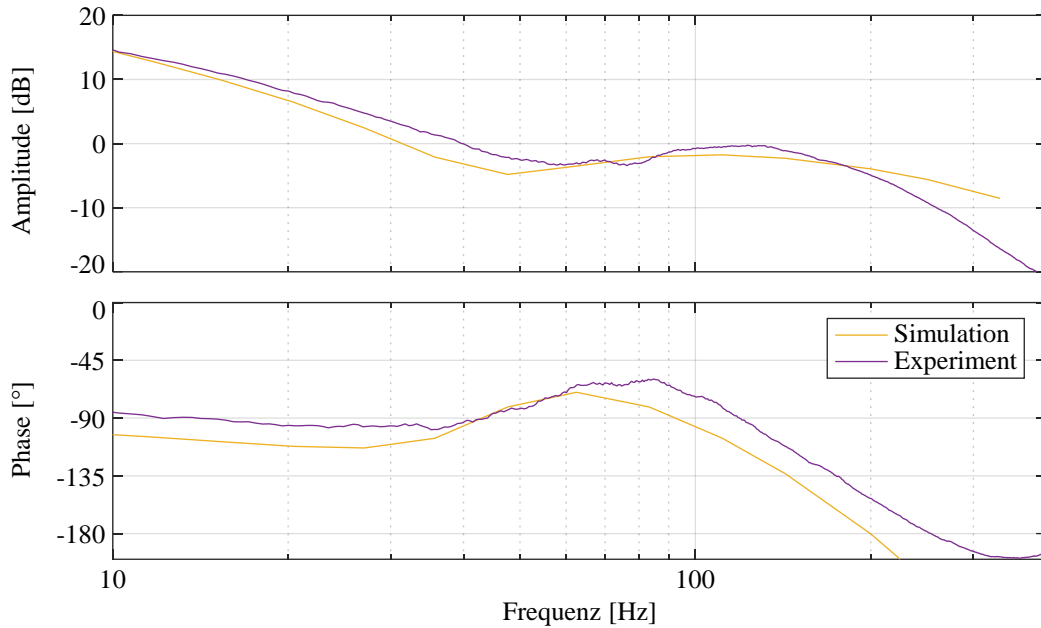


Abbildung 3-9: Simulativ und experimentell ermittelte Frequenzgänge des offenen Momentenausgleichsregelkreises

3.3.2.2 Vergleich der regelungstechnischen Strukturen

In dieser Arbeit werden sowohl die Offsetmomentvorgabe mit einem Drehzahlregler als auch die Momentenausgleichsregelung für die Erzeugung der Verspannung herangezogen. Bei der Offsetmomentvorgabe werden die Solldrehmomente $M_{\text{sol},1} = M_{\text{sol},2}$ der Antriebe durch das Verspannungsdrehmoment $M_{V,\text{sol}}$ entsprechend Kapitel 2.2.3.2 modifiziert. Die Solldrehmomente sind identisch, da nur ein Drehzahlregler verwendet wird, um die Stellgrößen für die Drehmomentregelung beider Antriebe zu erzeugen. Dies funktioniert nur dann, wenn sowohl das elektrische Verhalten der Antriebe als auch die mechanischen Komponenten des Antriebsstrangs nahezu identisch sind. Andernfalls würden identische Solldrehmomente nicht zu gleichen Geschwindigkeiten der Antriebe führen. Da nicht davon auszugehen ist, dass beide Antriebsstränge exakt identisch sind, wird im Folgenden der Einfluss der Offsetmomentvorgabe auf die Bahngenaugigkeit im Vergleich zur Momentenausgleichsregelung untersucht.

Die Untersuchung erfolgt am Versuchsstand bei direkter Lageregelung. Die für die Untersuchung der Bahngenaugigkeit genutzte Trajektorie ist in Abbildung 3-10 dargestellt. Es handelt sich um mehrere aneinandergehängte ruckbegrenzte Sieben-Phasen-Profile. Der Maschinenschlitten wird insgesamt um 1,25 m bewegt. Auf halber Strecke wird angehalten, um das Beschleunigungs- und Verzögerungsverhalten untersuchen zu können. Außerdem wird die Bewe-

gungsrichtung umgekehrt, um einen Flankenwechsel hervorzurufen. Die gewählte Geschwindigkeit beträgt 0,625 m/s und entspricht 50 % der Nenndrehzahl des Antriebes. Die Beschleunigung wird auf 2 m/s² der Ruck auf 20 m/s³ begrenzt, sodass sich die einzelnen Phasen des Profils voneinander unterscheiden lassen.

Bei der Offsetmomentvorgabe handelt es sich nicht um eine Regelung, sondern um eine direkte Vorgabe des Verspannungsdrehmoments, sodass nicht zwischen Soll- und Istwert der Verspannung unterschieden werden kann. Um einen Vergleich zwischen Offsetmomentvorgabe und Momentenausgleichsregelung vornehmen zu können, wird neben $M_{V,soll}$ und M_V entsprechend Gleichung (2-25) mit $K_1 = K_2 = 0,5$ außerdem die halbierte Differenz

$$\Delta M_{ist} = \frac{1}{2}(M_1 - M_2) \quad (3-10)$$

der Antriebsdrehmomente M_1 und M_2 für die Momentenausgleichsregelung (MAR) und die Offsetmomentvorgabe (OMV) herangezogen. Diese halbierte Differenz entspricht dem tatsächlich an den Antrieben anliegenden Verspannungsdrehmoment.

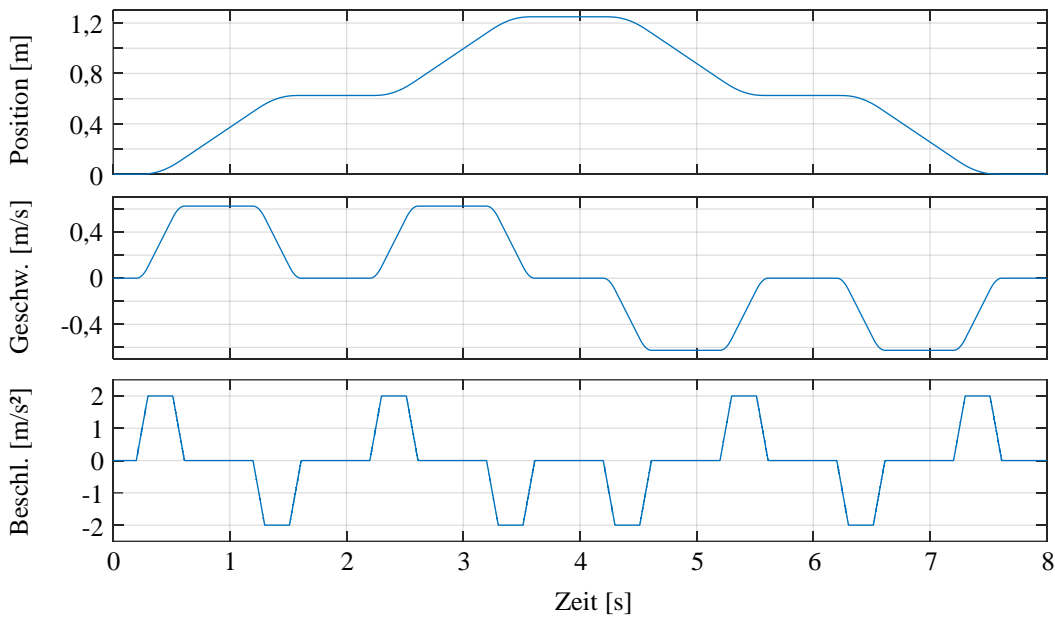


Abbildung 3-10: Trajektorie zur Untersuchung der Bahngenauigkeit

Abbildung 3-11 zeigt die jeweiligen Verläufe von $M_{V,soll}$, M_V und ΔM_{ist} für die Momentenausgleichsregelung sowie M_V und ΔM_{ist} für die Offsetmomentvorgabe bei Bewegung entlang der in Abbildung 3-10 dargestellten Trajektorie. Ein Vergleich der Drehmomentdifferenzen $M_{V,OMV}$ und $M_{V,MAR}$ zeigt, dass die Offsetmomentvorgabe die geforderte Verspannung $M_{V,soll}$

robuster einstellt als die Momentenausgleichsregelung. Außerdem ist $\Delta M_{\text{ist,OMV}}$ deutlich weniger verrauscht als $\Delta M_{\text{ist,MAR}}$. Weiterhin zeigt $M_{V,\text{MAR}}$ eine Abhängigkeit vom nicht idealen Gleichlaufverhalten des Antriebssystems, das in Kapitel 4.1 näher betrachtet wird. Somit wird festgehalten, dass die Offsetmomentvorgabe eine insgesamt robustere Einstellung der Verspannung erlaubt.

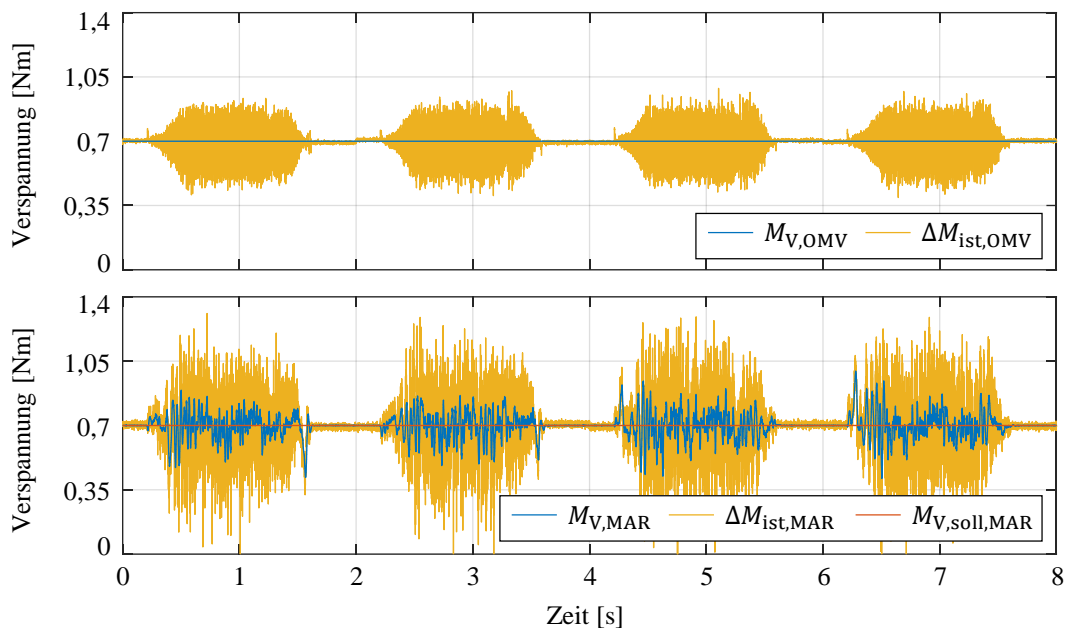


Abbildung 3-11: Soll- und Istwerte des Verspannungsdrehmoments sowie Differenz der Antriebsdrehmomente für Offsetmomentvorgabe (oben) und Momentenausgleichsregelung (unten)

Diese Erkenntnis lässt vermuten, dass sich die Offsetmomentvorgabe besser für die Erzeugung der Verspannung eignet als die Momentenausgleichsregelung. Werden allerdings der Schleppabstand e im Lageregelkreis mit Geschwindigkeitsvorsteuerung sowie der integrierte absolute Regelfehler e_{sum} und somit die Bahngenaugigkeit A_{dyn} des Systems betrachtet, lässt sich diese Vermutung nicht bestätigen.

Die Schleppabstände e_{OMV} und e_{MAR} sowie die integrierten absoluten Regelfehler $e_{\text{sum,OMV}}$ und $e_{\text{sum,MAR}}$ bei Verspannung anhand der Offsetmomentvorgabe und der Momentenausgleichsregelung sind in Abbildung 3-12 dargestellt. Zunächst zeigen beide Regelstrukturen einen zur Beschleunigung des Systems proportionalen Regelfehler e . Dies liegt daran, dass das System entsprechend Kapitel 3.3.2.1 lediglich über eine Geschwindigkeitsvorsteuerung nicht aber über eine Drehmomentvorsteuerung verfügt, sodass eine bleibende Regelabweichung bei

Beschleunigung auftritt. Aufgrund des positionsabhängigen Gleichlaufverhaltens der Antriebsstränge zeigt sich weiterhin, dass jede der vier Sieben-Phasen-Profile einen anderen Verlauf des Regelfehlers hervorruft. Der Regelfehler e_{OMV} ist deutlich stärker verrauscht als e_{MAR} . Dies liegt daran, dass lediglich ein Drehzahlregler genutzt wird, sich das Gleichlaufverhalten der Antriebsstränge allerdings so stark voneinander unterscheidet, dass Schwingungen angeregt werden. Weiterhin äußert sich dies in einem deutlich stärkeren Anstieg von $e_{sum,OMV}$ im Vergleich zu $e_{sum,MAR}$ und einer geringeren Bahngenaugkeit $A_{dyn,OMV}$ im Vergleich zu $A_{dyn,MAR}$. Die jeweiligen Bahngenaugkeiten und die über den gesamten Zeitraum integrierten absoluten Regelfehler sind in Abbildung 3-12 beziffert. Die Beträge zeigen, dass mit der Momentenausgleichsregelung eine höhere Genauigkeit erzielt werden kann als mit der Offsetmomentvorgabe, obwohl die Verspannung mit der Offsetmomentvorgabe robuster eingestellt wird.

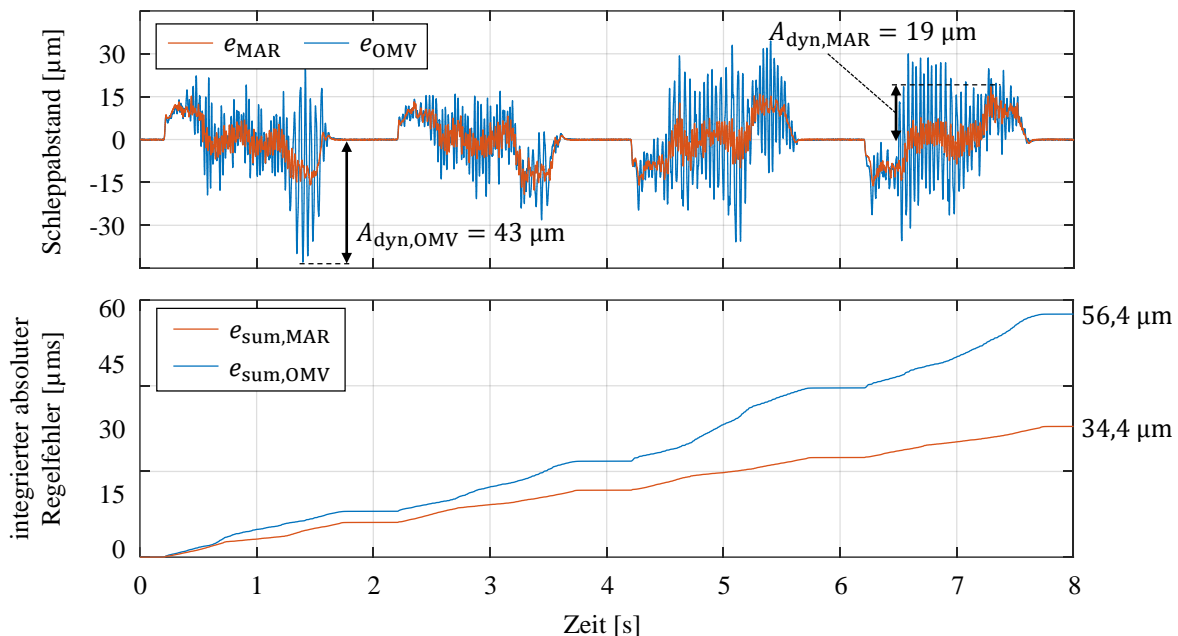


Abbildung 3-12: Schleppabstände (oben) und integrierte absolute Regelfehler (unten) im Lageregelkreis bei Verspannung anhand der Offsetmomentvorgabe und der Momentenausgleichsregelung

Neben dem dargestellten Einfluss der regelungstechnischen Strukturen zur Erzeugung der Verspannung auf den Schleppabstand des Lagereglers sowie dessen integriertem absoluten Regelfehler wurde außerdem das Verhalten der regelungstechnischen Strukturen bei Parameterschwankungen der elektrischen und mechanischen Komponenten in der Simulation untersucht. Aufgrund des Umfangs der Parameterstudie wird diese nicht im Detail vorgestellt. Das Ergeb-

nis der Studie ist, dass die Momentenausgleichsregelung deutlich robuster auf die Parameterschwankungen reagiert, da diese über je einen Drehzahlregler pro Antriebsstrang verfügt. Weicht das dynamische Verhalten der einzelnen Antriebsstränge zu sehr voneinander ab, kann anhand der Offsetmomentvorgabe kein stabiles Betriebsverhalten erzielt werden.

Anhand der gewonnenen Erkenntnisse wird festgehalten, dass die Momentenausgleichsregelung zu einem besseren Folgeverhalten der Lageregelung und somit zu einer höheren Genauigkeit führt. Da die Genauigkeit eine der zentralen Eigenschaften eines Antriebssystems ist, wird die Momentenausgleichsregelung im weiteren Verlauf der Arbeit für die Erzeugung der Verspannung verwendet.

Zusammenfassend steht für die nachfolgenden Untersuchungen der konstanten Verspannung somit ein Versuchsstand mit performant ausgelegtem Antriebssystem zur Verfügung. Weiterhin kann das hergeleitete Modell des Antriebssystems sowohl für die systemtheoretische Definition des minimal benötigten Verspannungsbetrags herangezogen als auch für Simulationen genutzt werden, um nicht messbare Zustandsgrößen zu untersuchen.

4 Experimentelle Untersuchung der konstanten Verspannung

In diesem Kapitel werden die bereits in der Einführung von Kapitel 3 motivierten grundlegenden Untersuchungen des Einflusses des Verspannungsbetrags auf das Verhalten sowie die statischen und dynamischen Eigenschaften von Zahnstange-Ritzel-Antrieben vorgestellt. Es werden das Gleichlaufverhalten, die Reibung, die Steifigkeit, das Umkehrspiel, die Genauigkeit, die Effizienz sowie die Robustheit gegenüber Störgrößen in den Kapiteln 4.1 bis 4.7 untersucht. Die Effizienz wird anhand des Energiebedarfs und der mechanischen Belastung betrachtet. Die Untersuchungen wurden in Teilen bereits vorab publiziert (Engelberth et al. 2015; Engelberth et al. 2018). Sie zielen darauf ab, die erste zentrale Fragestellung dieser Arbeit nach dem für den Erhalt der Genauigkeit mindestens notwendigen Verspannungsbetrag beantworten zu können. Weiterhin werden die aus den Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse für die Parametrisierung des Simulationsmodells des Antriebssystems genutzt (siehe Kapitel 3.2.1). Außerdem ermöglicht das Wissen über den Einfluss der Verspannung auf die genannten Systemeigenschaften erst die Entwicklung der adaptiven Verspannung. Somit werden die Erkenntnisse der experimentellen Untersuchungen abschließend in Kapitel 4.8 zusammenfassend aufbereitet.

4.1 Gleichlaufverhalten

Das Gleichlaufverhalten ist ein Qualitätsmerkmal des Antriebssystems, da es den Zusammenhang zwischen der Rotation der Motorwelle (indirekte Lage) und der Translation des Maschinenschlittens (direkte Lage) charakterisiert und somit Einfluss auf die Regelgüte hat. Die Untersuchung des Gleichlaufverhaltens erfolgt durch Messung der Positionsdifferenzen

$$\Delta x_i = x_S - x_i \quad (4-1)$$

mit $\{i \in \mathbb{N} | 1 \leq i \leq 2\}$ für Antriebsstrang 1 und 2 bei langsamer Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit entlang des gesamten Fahrwegs in positive und negative Richtung. Die Antriebsstränge werden einzeln untersucht. Bei der Untersuchung von Antriebsstrang 1 wird demnach Antrieb 2 stromlos mitgezogen und umgekehrt. Welche der Flanken von Zahnstange und Ritzel in Kontakt stehen, hängt von der Bewegungsrichtung ab, sodass bei der Auswertung der Ergebnisse zwischen $\Delta x_{i,+}$ und $\Delta x_{i,-}$ unterschieden wird.

Anhand der Gleichungen (2-14) und (2-16) werden die Motorwinkel φ_i mit Hilfe der geometrischen Größen des Antriebssystems in die Positionen x_i umgerechnet, die zur Position x_S des

Maschinenschlittens äquivalent sind. Die herangezogenen Kennwerte zur Berechnung der Übersetzung sowie die Angaben zur Auflösung der Messsysteme unterliegen Toleranzen. Diese Toleranzen führen zu einer Drift der Positionsdifferenzen Δx_i . Die entstehende Drift wird durch eine Anpassung der Messsystemauflösung des linearen Messsystems innerhalb der Toleranzgrenzen kompensiert, sodass die Differenzen am Anfangs- und Endpunkt gleich groß sind. Abbildung 4-1 zeigt die driftkompensierten Differenzen der Position x_s des Maschinenschlittens und der Positionen x_i der Antriebe bei Bewegung in positive und negative Richtung.

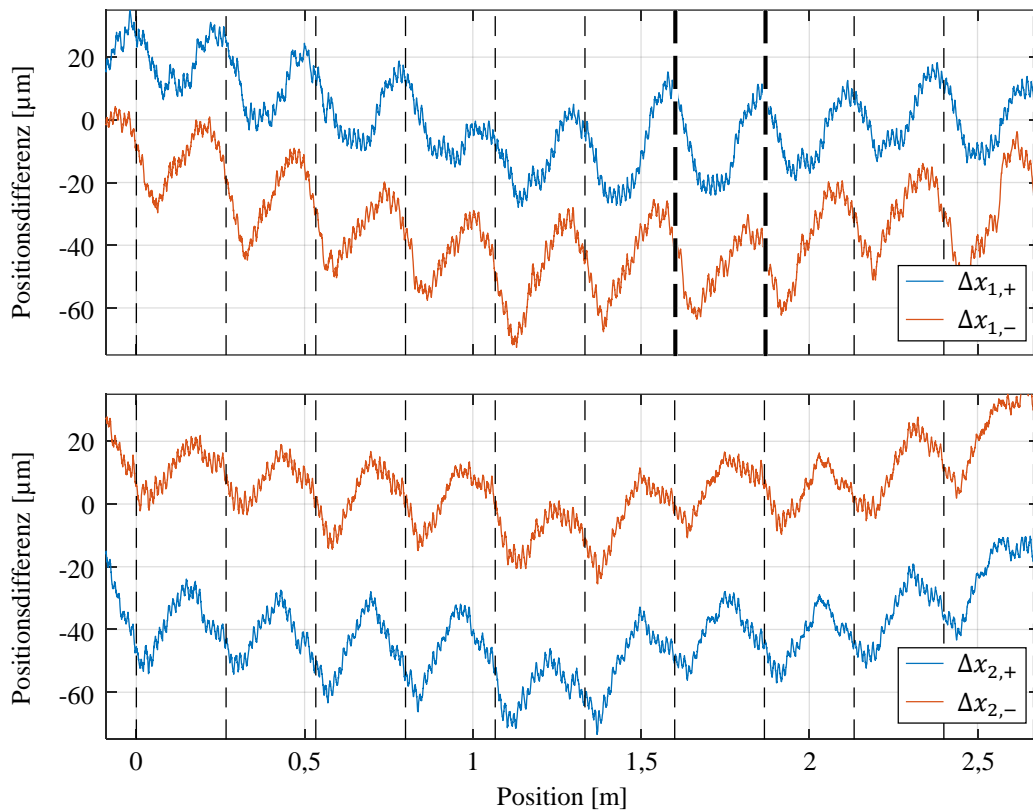


Abbildung 4-1: Differenzen der Position des Maschinenschlittens und der Positionen von Antrieb 1 (oben) und Antrieb 2 (unten) bei Bewegung in positive und negative Richtung (Differenz zwischen direktem und indirektem Messsystem)

Der Abstand der dünn gestrichelten Linien entspricht einer Umdrehung des Ritzels. Aufgrund der Rollenmaß- und Teilungsgesamtabweichungen des Ritzels (siehe Kapitel 2.1.2.3) ergibt sich eine periodisch auftretende, positions- und richtungsabhängige Abweichung von 20 μm bis 40 μm pro Umdrehung des Ritzels. Die periodisch auftretende Abweichung wird von den Rollenmaß- und Teilungsgesamtabweichungen der Zahnstange überlagert. Dies führt zu einer Spanne der Abweichung von 80 μm . Da jedes Zahnstangensegment ein Einzelstück ist, zeigt sich hier keine Periodizität. Die Einflüsse der Zahnstange zeigen sich in allen Signalverläufen

anhand der über den gesamten Messbereich nach unten gekrümmten Kurven. Diese Krümmung hat zwar Einfluss auf die Genauigkeit des indirekt lagegeregelten Systems, wird allerdings als unkritisch eingestuft, da es sich um eine nicht periodische Abweichung handelt, die nicht zu einer Schwingungsanregung führt. Weiterhin beeinflusst außerdem jeder einzelne Zahn den Zusammenhang von Rotation und Translation. Dies verdeutlicht die in Abbildung 4-2 dargestellte Detailansicht für eine Umdrehung von Antrieb 1 (dick gestrichelte Linien in Abbildung 4-1). Der Abstand der gepunkteten Linien entspricht dem Abstand benachbarter Zähne. Pro Umdrehung des Ritzels sind 20 Zähne im Eingriff, die zu einer periodischen Abweichung von etwa $5 \mu\text{m}$ führen. Diese Abweichung ergibt sich zum einen durch Fertigungstoleranzen und zum anderen durch die von der Kontaktstelle zwischen den Zähnen abhängigen Steifigkeit.

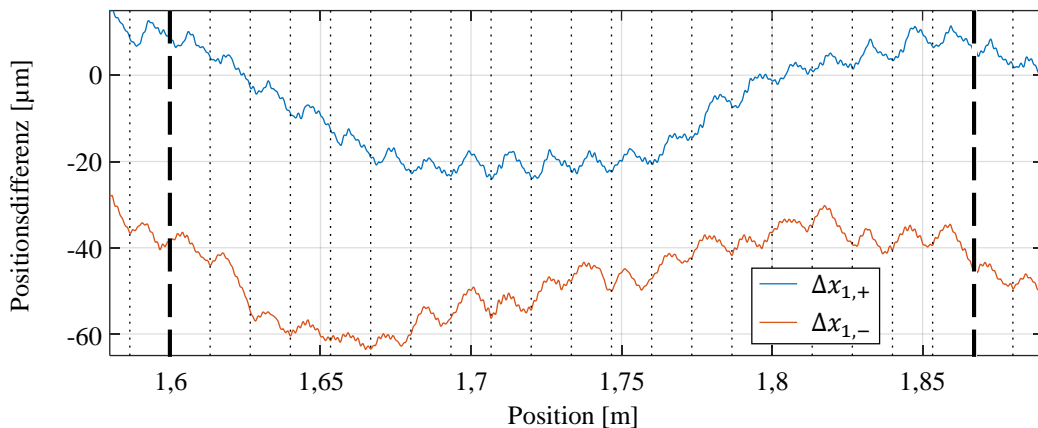


Abbildung 4-2: *Detailansicht der Differenzen der Position des Maschinenschlittens und der Positionen von Antrieb 1 bei Bewegung in positive und negative Richtung*

Die anhand der Positionsdifferenzen dargestellten Einflüsse zeigen sich auch bei Betrachtung der positionsabhängigen Verhältnisse von der Schlittengeschwindigkeit v_S und den Motorgeschwindigkeiten ω_i . Die Betrachtung der Geschwindigkeiten hat den Vorteil, dass die oben beschriebene Drift durch die Differentiation der Positionen automatisch kompensiert wird. Somit lässt sich das positionsabhängige Gesamtübersetzungsverhältnis

$$i_{\text{ges},i}(\varphi_i) = \frac{v_S}{\omega_i} \quad (4-2)$$

unmittelbar aus dem Quotienten von Schlitten- und Motorgeschwindigkeit ermitteln. Abbildung 4-3 zeigt das Geschwindigkeitsverhältnis von Maschinenschlitten und Antrieb 1 bei Bewegung in positive und negative Richtung. Außerdem ist das anhand von Gleichung (2-14) berechnete nominelle Gesamtübersetzungsverhältnis $i_{\text{ges},n}$ als gestrichelte Linie eingezeichnet. Dieses entspricht etwa dem Mittelwert des gemessenen Geschwindigkeitsverhältnisses.

4.1 Gleichlaufverhalten

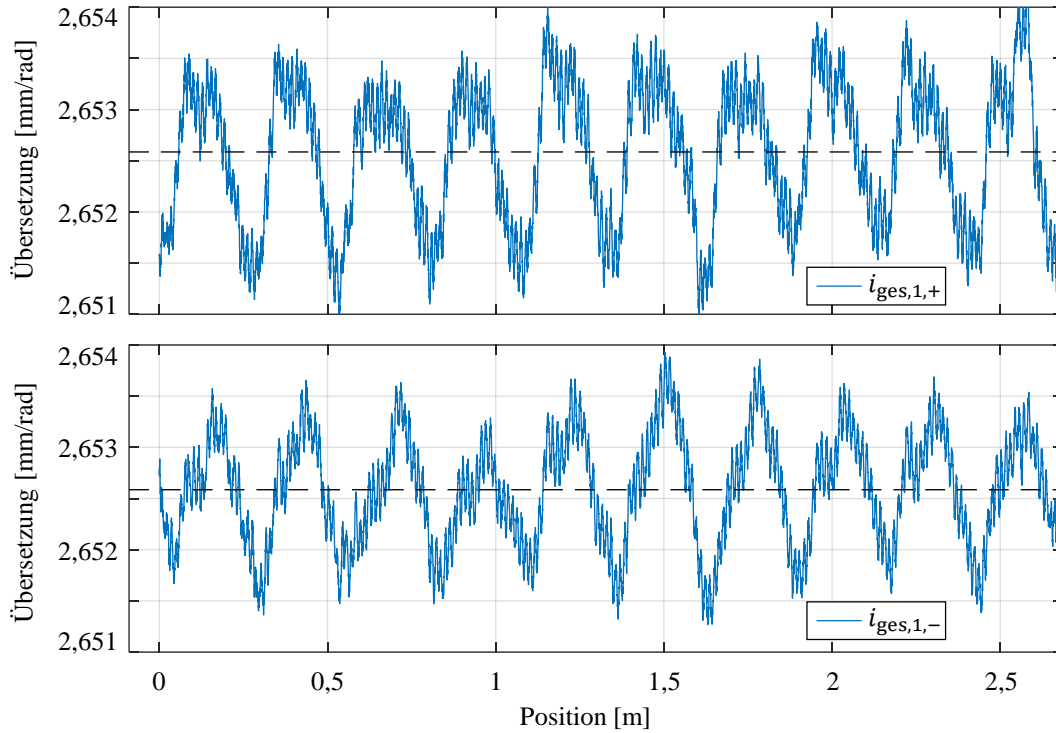


Abbildung 4-3: Quotienten aus den Geschwindigkeiten des Maschinenschlittens und des Antriebs 1 bei Bewegung in positive (oben) und negative (unten) Richtung

Die sowohl durch die Umdrehung des Ritzels als auch durch den Zahneingriff erzeugten periodisch auftretenden Abweichungen lassen sich jeweils anhand von Sinusfunktionen rekonstruieren, die überlagert werden können. Es ergibt sich die gepunktete Kurve aus Abbildung 4-4, die der ebenfalls dargestellten Detailansicht der Bewegung in negative Richtung überlagert ist. Es zeigt sich, dass diese Kurve dem positionsabhängigen Gesamtübersetzungsverhältnis $i_{ges,i}(\varphi_i)$ in guter Näherung entspricht.

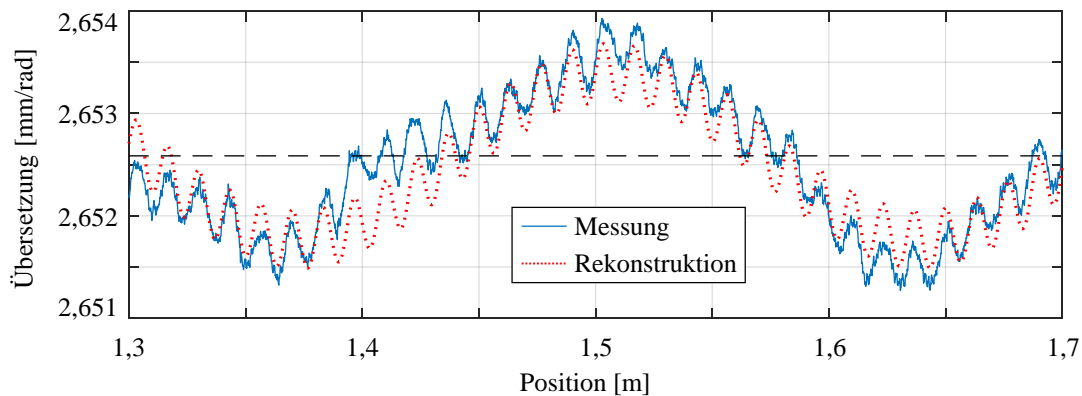


Abbildung 4-4: Detailansicht des Quotienten aus den Geschwindigkeiten des Maschinenschlittens und des Antriebs 1 bei Bewegung in negative Richtung

Zusammenfassend zeigt die Untersuchung, dass das Gleichlaufverhalten durch die Rollenmaß- und Teilungsgesamtabweichungen von Ritzel und Zahnstange beeinflusst werden. Aufgrund von Fertigungstoleranzen und der von der Kontaktstelle zwischen den Zähnen abhängigen Steifigkeit treten periodische und somit schwingungsanregende Abweichungen mit Amplituden bis 20 μm auf. Die Frequenz der Schwingung hängt vom Radius des Ritzels, der Anzahl der Zähne und der Vorschubgeschwindigkeit ab, sodass eine steuerungsseitige Kompensation der zudem richtungsabhängigen Abweichungen eine Herausforderung darstellt. Dementsprechend ist es Aufgabe des Lagereglers die Abweichungen zu kompensieren, da nur dieser Zugriff auf die Position des Maschinenschlittens hat. Im Rahmen der Entwicklung der adaptiven Verspannung ist also zu prüfen, ob diese schwingungsanregenden Abweichungen einen Einfluss auf die Anpassung der Verspannung haben.

4.2 Reibung

Die Reibung der einzelnen Komponenten eines Antriebssystems hat einen zentralen Einfluss auf dessen dynamisches Systemverhalten sowie dessen Verschleiß. Weiterhin hängt das Auftreten des Umkehrspiels von der Reibung im System ab, wie die Untersuchungen in Kapitel 4.4 zeigen werden. Somit ist die Untersuchung des Reibungsverhaltens für die Entwicklung des in dieser Arbeit vorgestellten Konzepts der adaptiven Verspannung notwendig. Bei elektrisch verspannten Zahnstange-Ritzel-Antrieben tritt Reibung sowohl in den Linearführungen des Maschinenschlittens als auch in den einzelnen Antriebssträngen, bestehend aus Antrieb, Getriebe, Ritzel und Zahnstange, auf. Die durch die Reibung hervorgerufene und der Bewegung entgegenwirkende Kraft wird vor allem durch die Lager- und die Verzahnungselemente der einzelnen Komponenten hervorgerufen, da hier eine Relativbewegung zwischen den in Kontakt stehenden Komponenten entsteht. Zusätzlich führt die Schmierung der Elemente zu einer viskosen Dämpfung des Bewegungsverhaltens.

Abbildung 4-5 zeigt die gemittelten Drehmomente der einzelnen Komponenten des elektrisch verspannten Zahnstange-Ritzel-Antriebs, die bei verschiedenen konstanten Rotationsgeschwindigkeiten im Bereich von -4000 1/min bis 4000 1/min erzeugt werden. Es sind die Drehmomente $M_{R,1}$ und $M_{R,2}$ der einzelnen Antriebsstränge, das Drehmoment $M_{R,S}$ der Linearführung (vergleiche Abbildung 3-1 und Abbildung 3-3) und das insgesamt durch Reibung hervorgerufene Drehmoment $M_{R,ges}$ dargestellt. Weiterhin ist das Drehmoment $M_{R,sum}$ dargestellt,

auf das später eingegangen wird. Für die Untersuchung von $M_{R,1}$ und $M_{R,2}$ werden die Antriebsstränge vom Maschinenschlitten demontiert und im unbelasteten Zustand in Rotation versetzt. Das durch die Linearführung hervorgerufene Drehmoment

$$M_{R,S} = M_{R,1+S} - M_{R,1} \quad (4-3)$$

wird aus der Differenz des Drehmoments $M_{R,1+S}$ des einzelnen am Maschinenschlitten montierten Antriebsstrangs und $M_{R,1}$ berechnet. Das Drehmoment $M_{R,ges}$ wird bei montierten Antriebssträngen ermittelt, wobei nur ein Antrieb aktiv ist. Der andere Antrieb wird stromlos mitgezogen. Somit entspricht $M_{R,ges}$ dem Antriebsdrehmoment des aktiven Antriebs.

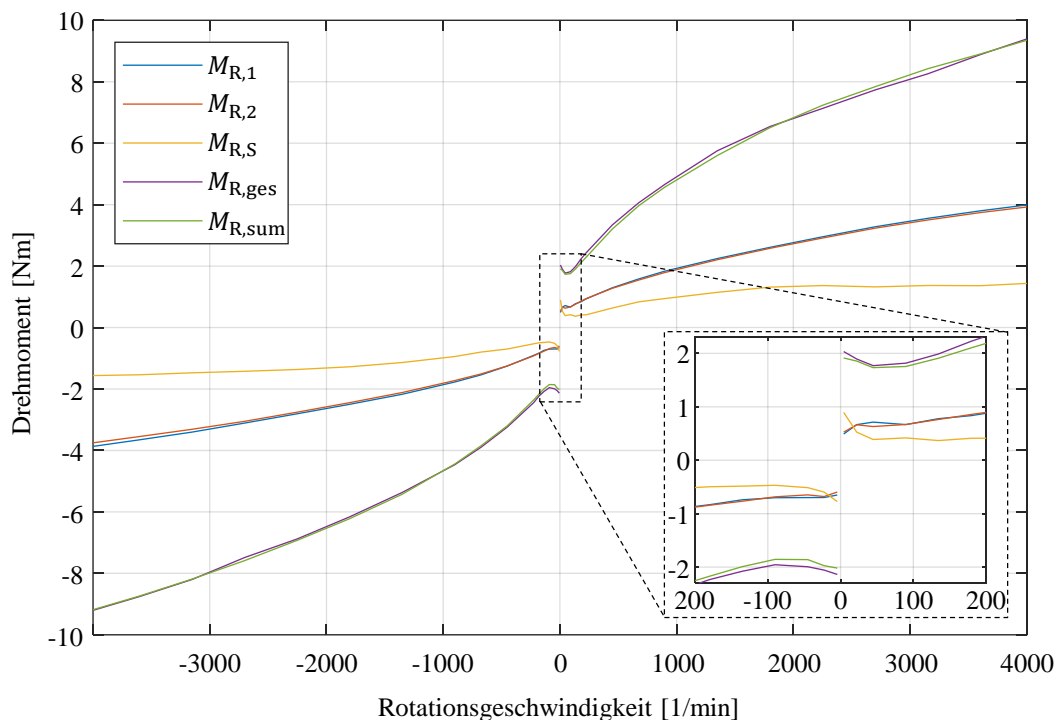


Abbildung 4-5: Reibungsdrehmomente der einzelnen Komponenten des Antriebssystems über der Rotationsgeschwindigkeit

Die einzelnen Drehmomente zeigen, dass sich die Reibung entsprechend der in Kapitel 2.1.1.2 vorgestellten Theorie aus Haftreibung, Gleitreibung und dem Übergang zwischen diesen Bereichen zusammensetzt. Die Drehmomente $M_{R,1}$ und $M_{R,2}$ der einzelnen Antriebsstränge sind nahezu identisch. Weiterhin ist keine ausgeprägte Abhängigkeit von der Bewegungsrichtung feststellbar. Auch das Drehmoment $M_{R,S}$ der Linearführung zeigt keine signifikante Abhängigkeit von der Bewegungsrichtung. Die Drehmomente $M_{R,1}$ und $M_{R,2}$ zeigen weiterhin kein Losbrechverhalten, sodass die Haftreibung nicht von der Coulomb'schen Reibung zu unterscheiden ist und ein Losbrechdrehmoment von etwa 0,6 Nm je Antriebsstrang vorliegt. Im Gegensatz

dazu zeigt die Linearführung einen ausgeprägten Unterschied zwischen Haftreibung und Coulomb'scher Reibung. Das Haftreibungsdrehmoment beträgt etwa 0,8 Nm, während das Coulomb'sche Reibungsdrehmoment bei etwa 0,4 Nm liegt. Somit zeigt auch $M_{R,ges}$ einen Unterschied zwischen Haftreibung und Coulomb'scher Reibung. Die Gleitreibung aller betrachteten Verläufe zeigt kein lineares, sondern ein leicht degressives Verhalten.

Durch die Demontage der einzelnen Antriebsstränge besteht kein Kontakt zwischen Zahnstange und Ritzel, sodass der Einfluss der Paarung von Zahnstange und Ritzel auf das Reibungsverhalten nicht anhand der bisher vorgestellten Untersuchung abgeschätzt werden kann. Aus diesem Grund wird der Maschinenschlitten bei demontierten Antriebssträngen über den linearen Direktantrieb (siehe Abbildung 3-1) angetrieben und die Messung wiederholt. Die ermittelten Kräfte entsprechen dem in Abbildung 4-5 dargestellten Drehmoment $M_{R,S}$ in guter Näherung, sodass kein signifikanter Einfluss der Paarung von Zahnstange und Ritzel festgestellt werden kann. Als Ergänzung zu diesem Vorgehen wird außerdem die Summe

$$M_{R,sum} = M_{R,1} + M_{R,2} + M_{R,S} \quad (4-4)$$

der einzelnen Drehmomente gebildet und mit $M_{R,ges}$ verglichen. Abbildung 4-5 zeigt, dass $M_{R,ges}$ und $M_{R,sum}$ nahezu identisch sind. Da die Paarung von Zahnstange und Ritzel bei $M_{R,ges}$ zweimal und bei $M_{R,sum}$ lediglich einmal Teil der Messstrecke ist, kann bestätigt werden, dass kein signifikanter Einfluss der Paarung auf das Reibungsverhalten vorliegt. Somit ist eine Zuordnung der Reibungsanteile zu den drei im Modell abgebildeten Massen entsprechend Kapitel 3.2.1 und Abbildung 3-3 zulässig.

Neben den Einflüssen der einzelnen Komponenten auf das Reibungsverhalten ist insbesondere die Abhängigkeit der Reibung von der Verspannung von Interesse. Diese Abhängigkeit wird untersucht, indem das durch Reibung hervorgerufene Drehmoment M_R aus der Summe der Antriebsdrehmomente für verschiedene Verspannungen ermittelt wird. Das Ergebnis dieser Untersuchung ist in Abbildung 4-6 dargestellt. Anstelle von $M_{R,ges}$ wird das Formelzeichen M_R genutzt, da $M_{R,ges}$ dem Drehmoment des einzelnen Antriebs, der den inaktiven Antrieb mitzieht, entspricht. Abbildung 4-5 zeigt einen Maximalwert von $M_{R,ges}$ von etwa 10 Nm für das nicht verspannte System. Abbildung 4-6 zeigt allerdings, dass M_R diesen Wert selbst bei 200 % Verspannung nicht erreicht. Dies liegt vor allem daran, dass sich das System durch die Verspannung im Laufe der Messungen beträchtlich aufheizt. Die Temperaturentwicklung hat einen

Einfluss auf die viskose Systemdämpfung und somit auf den Kurvenverlauf sowie das maximale Drehmoment. Aus diesem Grund ist der Vergleich des Reibungsverhaltens von nicht verspanntem und verspanntem System nur bedingt zulässig, sodass im Folgenden ein Verspannungsbereich von 10 % bis 200 % betrachtet wird. Die Angabe der Verspannung in Prozent bezieht sich in der gesamten Arbeit auf das Nennmoment der Antriebe aus Tabelle 3-1. Weiterhin werden Verspannungen $> 100\%$ nur kurzzeitig für die Messungen aufgebracht.

Abbildung 4-6 links zeigt, dass sich die Kurvenverläufe von 10 % bis 100 % nicht signifikant voneinander unterscheiden. Lediglich der Kurvenverlauf von 200 % unterscheidet sich im Drehzahlbereich von 200 1/min bis 1000 1/min von den anderen Kurvenverläufen. Da es sich bei 200 % Verspannung um einen Wert handelt, der praktisch irrelevant ist, wird dieser Sachverhalt nicht weiter betrachtet und festgehalten, dass die Verspannung keinen entscheidenden Einfluss auf das viskose Reibungsverhalten des Systems hat.

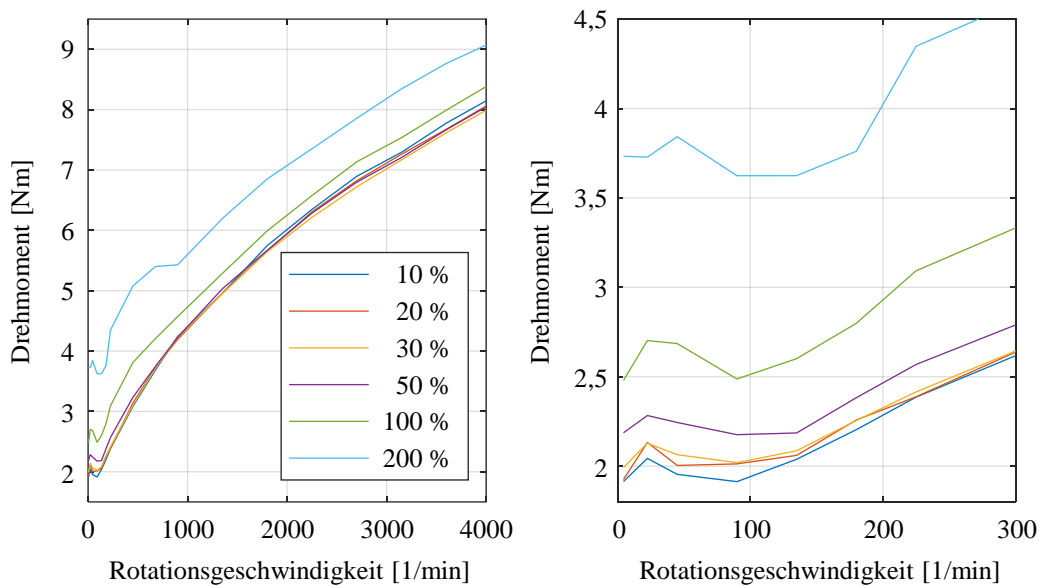


Abbildung 4-6: Reibungsdrehmomente über der Rotationsgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Verspannung

Die Beträge der Drehmomente und somit die Haftreibung nehmen jedoch mit anwachsender Verspannung zu. Dies lässt sich sowohl anhand von Abbildung 4-6 rechts also auch anhand der in Abbildung 4-7 dargestellten Haftreibungsdrehmomente über der Verspannung erkennen. Es wird ein leicht progressiver Zusammenhang zwischen dem Betrag der Verspannung und dem Haftreibungsdrehmoment identifiziert. Der Haftreibungsbetrag bei 5 % Verspannung liegt leicht oberhalb von dem Betrag bei 10 % Verspannung. Dies wird der Messunsicherheit bei der Bestimmung der Haftreibung zugeschrieben und nicht weiter betrachtet.

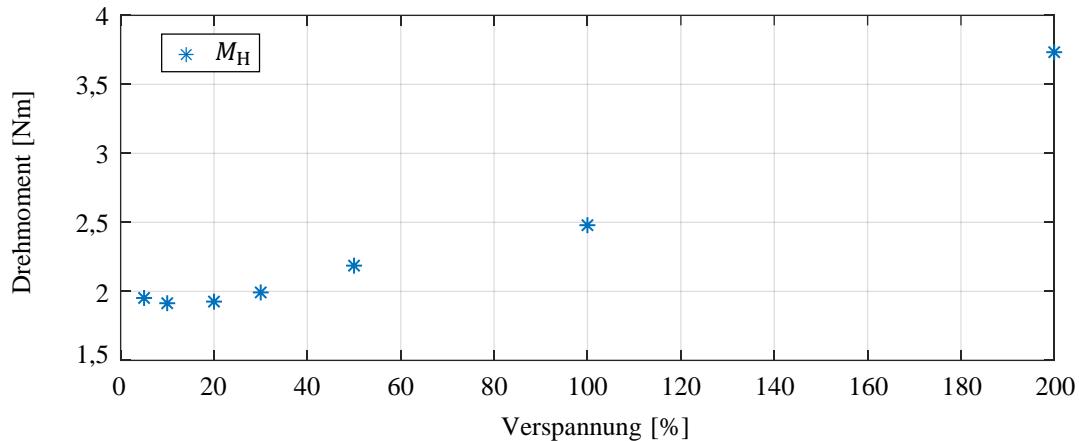


Abbildung 4-7: Haftreibungsdrehmoment über der Verspannung

Zusammenfassend zeigt die Untersuchung, dass sich das Reibungsverhalten des Zahnstange-Ritzel-Antriebs aus den Reibungsanteilen der einzelnen Komponenten zusammensetzt. Der Übergang von Zahnstange auf Ritzel hat keinen erkennbaren Einfluss und kann vernachlässigt werden. Die Verspannung hat einen leicht progressiven Einfluss auf das Haftreibungsverhalten des Antriebssystems, sodass eine minimale Verspannung als zielführend erscheint, um die mechanische Belastung und den Verschleiß des Systems zu reduzieren, da diese Größen entsprechend Kapitel 2.1.1.4 in direktem Zusammenhang mit der Reibungskraft stehen. Die viskose Reibung wird durch die Verspannung nur schwach beeinflusst.

4.3 Steifigkeit

Die Steifigkeit des Antriebsstrangs hat einen zentralen Einfluss auf die Bewegungsgüte und das Übertragungsverhalten des Antriebssystems. Somit wird diese eingehend in den folgenden Unterkapiteln zunächst statisch in Kapitel 4.3.1, dann dynamisch in Kapitel 4.3.2 betrachtet.

4.3.1 Statisches Übertragungsverhalten

Der Stand der Technik zeigt, dass die Steifigkeit von Zahnstange-Ritzel-Antrieben aufgrund der Abplattung der Zähne ein progressives Verhalten aufweist (siehe Kapitel 2.1.2.3). Weiterhin ist die Steifigkeit positionsabhängig, da sich die Kontaktstelle der Zähne verändert. Diese Eigenschaften des Steifigkeitsverhaltens von Zahnstange-Ritzel-Antrieben werden durch experimentelle Untersuchungen am Versuchsstand nachgewiesen. Für die Validierung wird der in Abbildung 4-8 (oben) dargestellte Verlauf der Störkraft $F_{\text{stör}}$ über den linearen Direktantrieb (siehe Abbildung 3-1) aufgebracht. Es wird ein dreieckförmiger Signalverlauf mit einer

Amplitude von 100 % der Maximalkraft des linearen Direktantriebs und einer Periodendauer von 60 s gewählt. Das direkt lagegeregelte Antriebssystem hält die Position x_S des Maschinenschlittens konstant, indem es die Störkraft $F_{\text{Stör}}$ über die Zahnstange-Ritzel-Antriebe kompensiert. Die resultierenden Kräfte F_1 und F_2 beider Antriebe sind ebenfalls in Abbildung 4-8 (oben) dargestellt. Die Summe der aufeinanderliegenden Antriebskräfte F_1 und F_2 beträgt in etwa $F_{\text{Stör}}$. Die resultierende Verformung des Antriebsstrangs wird anhand der in Abbildung 4-8 (unten) dargestellten Signalverläufe der Position x_S des Maschinenschlittens und der Positionen x_1 und x_2 der Antriebe deutlich. Es besteht ein annähernd proportionaler Zusammenhang zwischen F_1 und x_1 beziehungsweise F_2 und x_2 . Wechselt die Kraft ihr Vorzeichen, so wird das Umkehrspiel durchlaufen. Dies führt zu einer sprungförmigen Änderung von x_1 und x_2 , wobei das Umkehrspiel in Antriebsstrang 2 größer ist als in Antriebsstrang 1. Während das Umkehrspiel durchlaufen wird, weicht die Position x_S des Maschinenschlittens kurzzeitig vom geforderten Sollwert ab, da keine Kraft auf den Maschinenschlitten übertragen werden kann. Nachdem das Umkehrspiel durchlaufen wurde, verlaufen F_1 und x_1 beziehungsweise F_2 und x_2 erneut annähernd proportional zueinander und der Maschinenschlitten bleibt in Ruhelage.

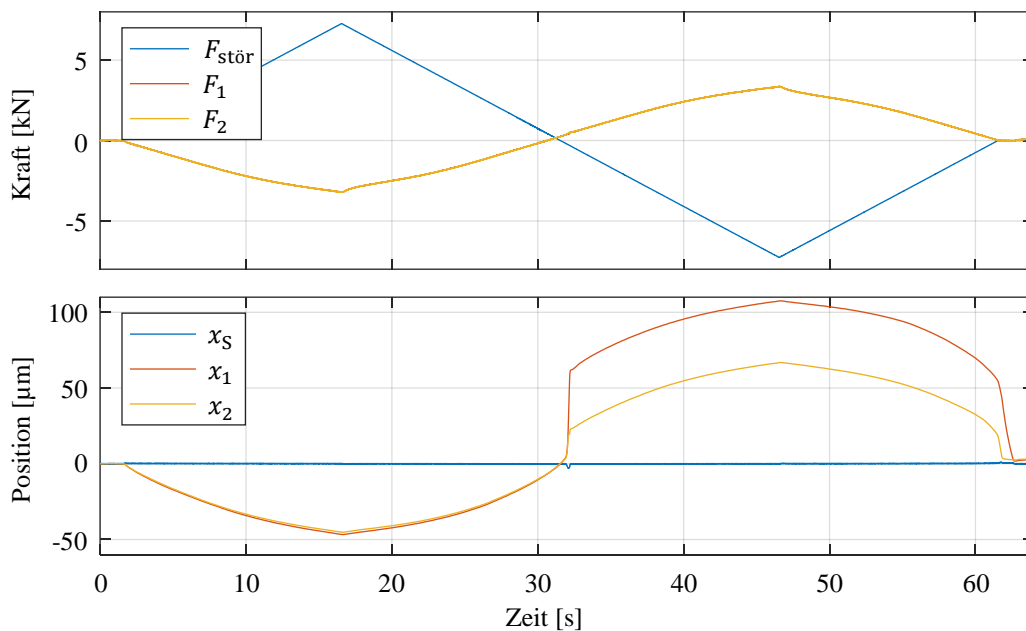


Abbildung 4-8: Anregende Störkraft sowie resultierende Antriebskräfte (oben) und Positionen (unten) der Antriebe und des Maschinenschlittens

Werden die Verformungen $-\Delta x_1$ und $-\Delta x_2$, die sich anhand von Gleichung (4-1) berechnen lassen, über der Antriebskraft F_1 beziehungsweise F_2 aufgetragen, so ergeben sich die Steifigkeitskennlinien der Antriebe entsprechend Abbildung 4-9. Es wird die negative Verformung

herangezogen, damit sich eine positive Steifigkeit ergibt. Aufgrund der Reibung im System zeigt sich die typische Hysterese zwischen den steigenden und fallenden Zweigen je Kennlinie. Außerdem wird das unterschiedliche Umkehrspiel der Antriebsstränge deutlich. Die Messung startet im Ursprung des dargestellten Diagramms. Die Kurven weisen im Bereich von 0 N bis etwa 200 N ein degressives Steifigkeitsverhalten auf. Dies wird durch die Haftreibung verursacht, die mit anwachsender Antriebskraft an Einfluss verliert. Nach Überwinden der Haftreibungskräfte $F_{R,1} \approx F_{R,2} \approx 190$ N (vgl. Kapitel 4.2) nimmt die Steigung der Kennlinien ab beziehungsweise die Steifigkeit zu, bis sich ab etwa 1000 N ein lineares Verhalten einstellt. Im linearen Bereich können die in Abbildung 4-9 bezifferten Steifigkeiten anhand der Steigung der Regressionsgeraden (siehe schwarze Linie) bestimmt werden. Die Abweichungen der angegebenen Steifigkeiten ergeben sich zum einen aufgrund der unterschiedlichen Eingriffsverhältnisse der Zähne in positive und negative Richtung und zum anderen aufgrund einer Wiederholgenauigkeit von etwa ± 1 N/ μm .

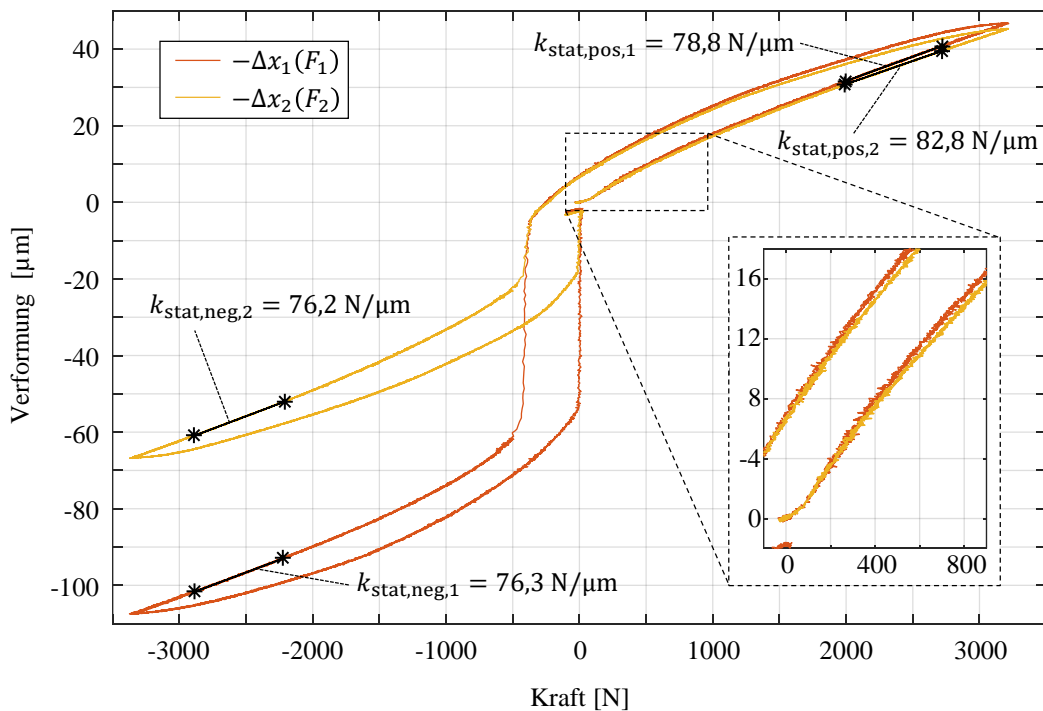


Abbildung 4-9: Verformung über der Antriebskraft (Steifigkeitskennlinien)

Die Messung der Steifigkeit erfolgt zudem an einer konstanten Position x_s des Maschinenschlittens und somit an einer bestimmten Kontaktstelle der Zähne von Zahnstange und Ritzel je Belastungsrichtung. Die in Kapitel 2.1.2.3 thematisierte Abhängigkeit der Steifigkeit von der Kontaktstelle wird in Abbildung 4-10 deutlich. Hier sind die Steifigkeiten $k_{\text{stat,pos}}$ und $k_{\text{stat,neg}}$

4.3 Steifigkeit

über verschiedene Positionen $x_{S,j}$ mit $\{j \in \mathbb{N} | 1 \leq j \leq 161\}$ aufgetragen. Der Abstand wird so gewählt, dass sich bei $x_{S,j}$ und $x_{S,j+8}$ die gleiche Kontaktstelle ergibt. Der Abstand zwischen den Positionen $x_{S,j}$ beträgt also ein Achtel des Zahnabstandes. Die in Abbildung 4-10 dargestellten Werte bestätigen die Abhängigkeit der Steifigkeit von der Kontaktstelle entsprechend Gleichung (2-20). Im Durchschnitt liegt $k_{\text{stat,pos},1}$ etwa $10 \text{ N}/\mu\text{m}$ niedriger als $k_{\text{stat,neg},1}$ und $k_{\text{stat,pos},2}$ etwa $5 \text{ N}/\mu\text{m}$ niedriger als $k_{\text{stat,neg},2}$. Neben der Positionsabhängigkeit liegt also ebenfalls eine Richtungsabhängigkeit der Steifigkeit je Antriebsstrang vor.

Zusammenfassend zeigen die Untersuchungen, dass die Verzahnung neben dem bereits in Kapitel 4.1 untersuchten Gleichlaufverhalten ebenfalls das Steifigkeitsverhalten des Zahnstange-Ritzel-Antriebs beeinflusst. Im Rahmen der Konzeptentwicklung und Validierung ist wie auch für das Gleichlaufverhalten zu prüfen, ob das entwickelte Konzept der adaptiven Verspannung von diesen schwingungsanregenden Eigenschaften des Antriebssystems beeinflusst wird.

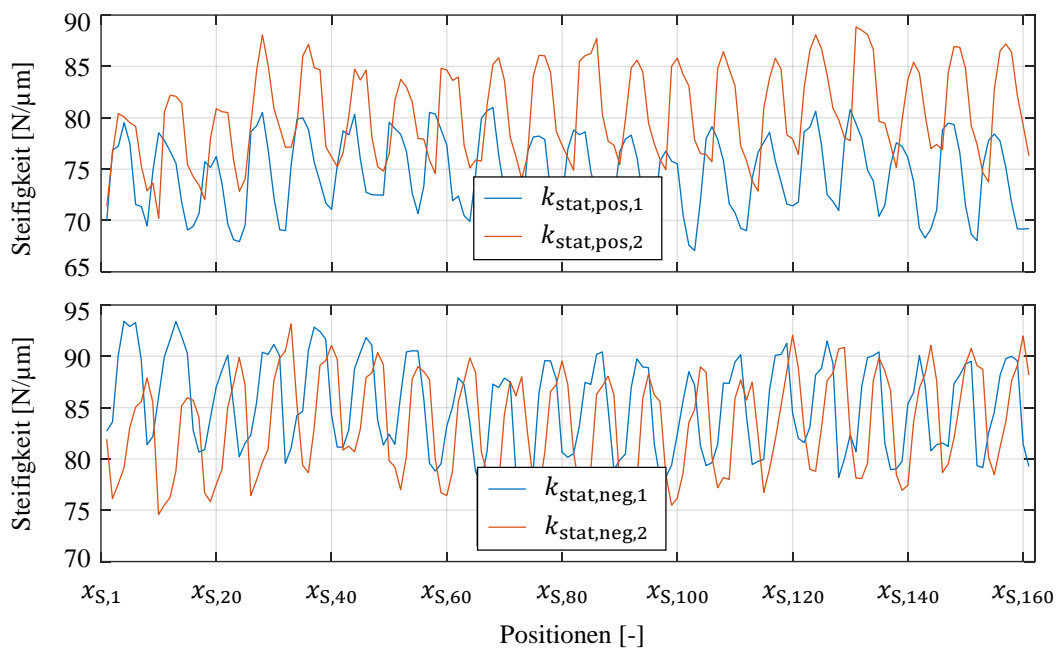


Abbildung 4-10: Positionsabhängige Steifigkeit je Antriebsstrang in positive (oben) und negative (unten) Belastungsrichtung

Neben der Verzahnungs- und Richtungsabhängigkeit der Steifigkeit ist insbesondere die Abhängigkeit der Steifigkeit von der Verspannung von Bedeutung, da die Steifigkeit einen zentralen Einfluss auf das mechanische Übertragungsverhalten des Antriebssystems und somit auf dessen Bandbreite hat. Die Verformung der einzelnen Antriebsstränge wird wie bei der Mes-

sung zuvor anhand von Gleichung (4-1) aus der Differenz der Position x_S des Maschinenschlittens und der Position x_i des jeweiligen Antriebs $\{i \in \mathbb{N} | 1 \leq i \leq 2\}$ berechnet. Abbildung 4-11 zeigt die positiven Zweige der Steifigkeitskennlinien in Abhängigkeit von der Verspannung. Die Startpunkte der Messkurven befinden sich im Ursprung, sodass sich die Kurven miteinander vergleichen lassen. Im nichtlinearen Bereich der Kennlinie unterhalb von 1500 N wird der Antriebsstrang mit anwachsender Verspannung weniger stark verformt. Die Verformung fällt geringer aus, da die Haftreibung entsprechend Kapitel 4.2 mit anwachsender Verspannung zunimmt und somit ein größerer Anteil der Antriebskraft von der Reibung kompensiert wird. Im annähernd linearen Bereich oberhalb von 2000 N wird deutlich, dass sich die Steifigkeit mit zunehmender Verspannung linear erhöht.

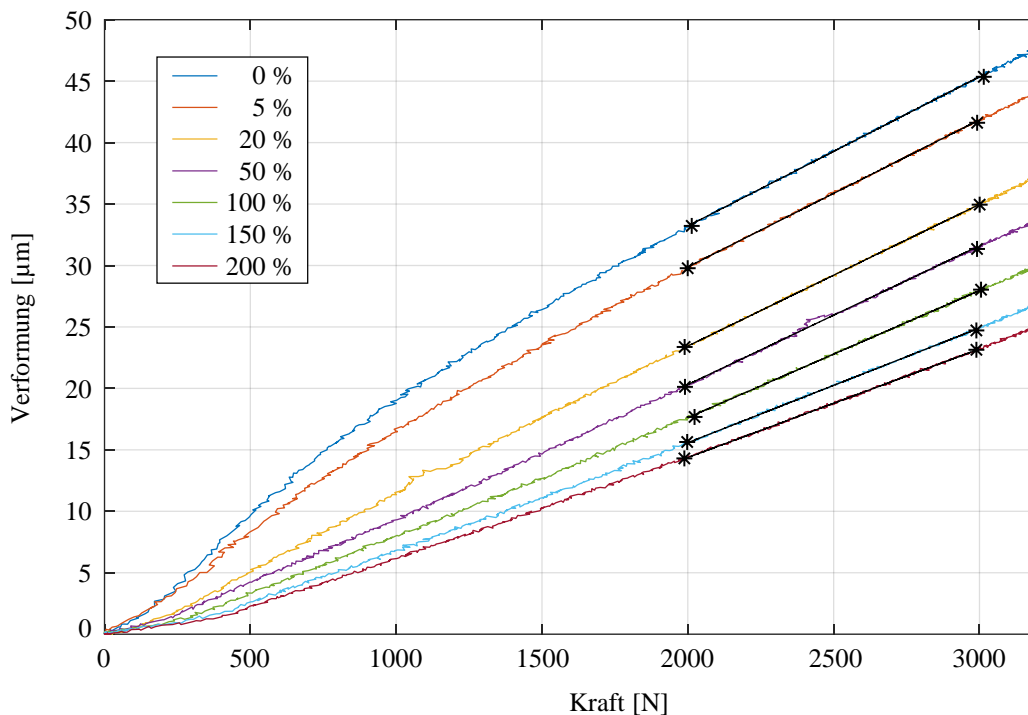


Abbildung 4-11: Verformung über der Antriebskraft bei Kraftanregung mit Antrieb 2 in Abhängigkeit von der Verspannung

Die zur Bestimmung der Steifigkeit herangezogenen Regressionsgeraden sind in schwarz dargestellt. Es ergeben sich die in Abbildung 4-12 dargestellten Beträge der Steifigkeit von Antrieb 2 bei positiver Bewegungsrichtung in Abhängigkeit von der Verspannung. Es wird ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen der Steifigkeit und der Verspannung identifiziert.

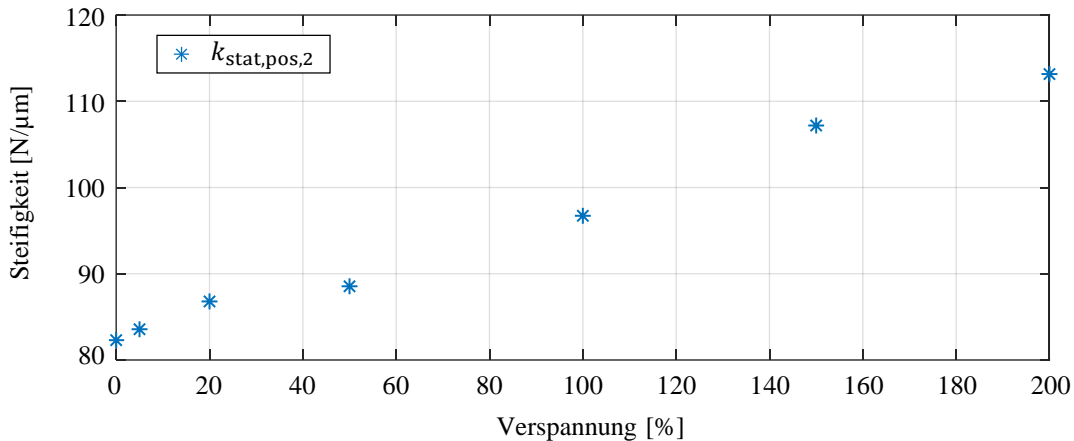


Abbildung 4-12: Statische Steifigkeiten von Antrieb 2 über der Verspannung

Die dargestellten Werte gelten für den betrachteten Bereich der Kraft von 2000 N bis 3000 N. Je größer die betrachteten Kräfte sind, desto weniger stark ausgeprägt ist die Abhängigkeit der Steifigkeit von der Verspannung. In (Engelberth et al. 2015) wurde beispielsweise ein Bereich von etwa 5000 N bis 10000 N betrachtet. In diesem Bereich zeigt die Steifigkeit keine Abhängigkeit mehr von der Verspannung. Da die Verspannung allerdings die gesamte Verformung des Antriebsstrangs unabhängig vom betrachteten Bereich der Kräfte beeinflusst, wird abschließend festgehalten, dass das statische Übertragungsverhalten des Antriebssystems vom Betrag der Verspannung abhängt.

4.3.2 Dynamisches Übertragungsverhalten

Aufgrund der in Abbildung 4-11 dargestellten Abhängigkeit der statischen Kennlinienverläufe von der Verspannung liegt auch eine Abhängigkeit der dynamischen Steifigkeit k_{dyn} beziehungsweise des dynamischen Übertragungsverhaltens von der Verspannung nahe. Der Einfluss der Verspannung auf das dynamische Übertragungsverhalten wird sowohl anhand des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs als auch anhand des Mechanikfrequenzgangs untersucht. Die Grundlagen zu den betrachteten Frequenzgängen werden in Kapitel 2.1.1.3 erläutert. In Abbildung 4-13 ist zunächst der experimentell ermittelte Nachgiebigkeitsfrequenzgang von Antrieb 1 für verschiedene Verspannungen dargestellt. Dieser wird anhand eines Rauschsignals, das als Zusatzdrehmoment für beide Antriebe vorgegeben wird, ermittelt. Bei Vorgabe eines Drehmoments ist die Deaktivierung der Geschwindigkeitsregler notwendig. Da die Verspannung bei Momentenausgleichsregelung über die Geschwindigkeitsregler erfolgt, kann diese nicht verwendet werden. Somit wird anstelle der Momentenausgleichsregelung die Offsetmomentvorgabe für die Erzeugung der Verspannung verwendet.

Die Amplituden- und Phasengänge zeigen eine deutliche Abhängigkeit vom Verspannungsbeitrag. Mit steigender Verspannung steigt die Resonanzfrequenz $f_{0,N}$ an und die maximale Nachgiebigkeit wird geringer. Dies geht mit einer Zunahme der minimalen frequenzabhängigen Steifigkeit $k_{\text{dyn}}(f_{0,N})$ einher. Dies zeigt auch die Abhängigkeit des Amplitudengangs von der Verspannung für niedrige Frequenzen. Die Amplitude nimmt mit anwachsender Verspannung ab. Dies lässt ebenfalls darauf schließen, dass $k_{\text{dyn}}(0 \text{ Hz}) = k_{\text{stat}}$ mit zunehmender Verspannung anwächst. Ein Vergleich der Beträge der Steifigkeiten, die sich am Amplitudengang ablesen lassen, mit den Beträgen der statischen Steifigkeit in Abhängigkeit von der Verspannung ist nicht möglich, da die Anregungsamplitude der Kraft bei der Frequenzgangmessung im nichtlinearen Bereich unterhalb von 1500 N der Kennlinien aus Abbildung 4-11 liegt.

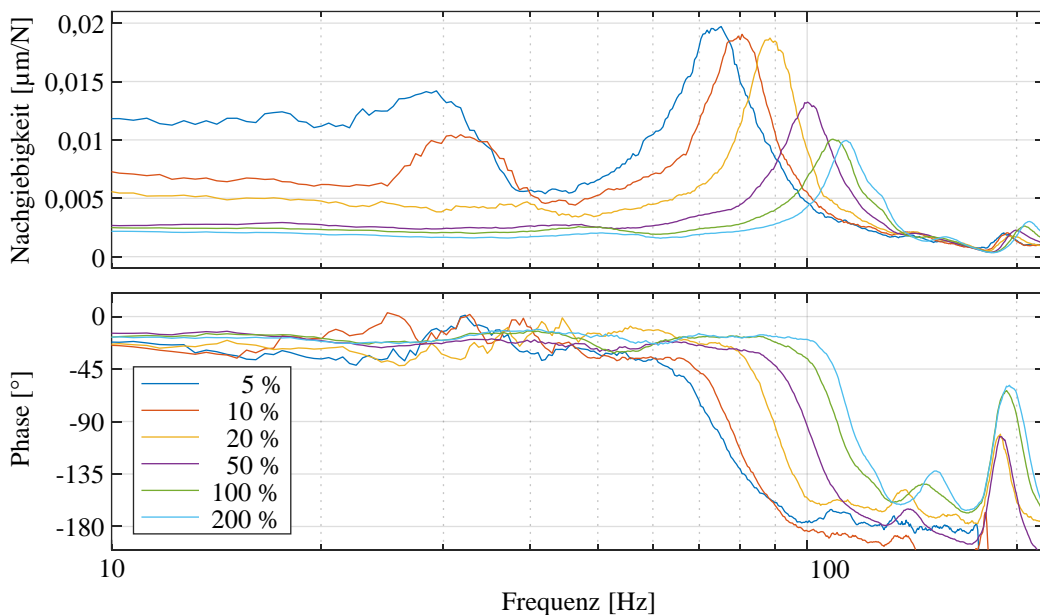


Abbildung 4-13: Nachgiebigkeitsfrequenzgänge von Antrieb 1 in Abhängigkeit von der Verspannung

Ein vergleichbares Ergebnis zeigen die in Abbildung 4-14 dargestellten Mechanikfrequenzgänge von Antriebsstrang 1. Auch hier wachsen die Eigenfrequenzen $f_{0,M}$ mit steigender Verspannung an. Die Frequenzgänge werden ebenfalls anhand eines Rauschsignals ermittelt. Allerdings wird hier die Sollgeschwindigkeit anstelle des Zusatzdrehmoments vorgegeben, da diese die Eingangsgröße der betrachteten Strecke entsprechend Kapitel 2.1.1.3 bildet. Somit kann für die Erzeugung der Verspannung die Momentenausgleichsregelung verwendet werden. Die gewonnenen Ergebnisse stimmen qualitativ sowohl mit der Literatur (Hoffmann 2008, S. 106–107) als auch mit den experimentell gewonnenen Erkenntnissen überein.

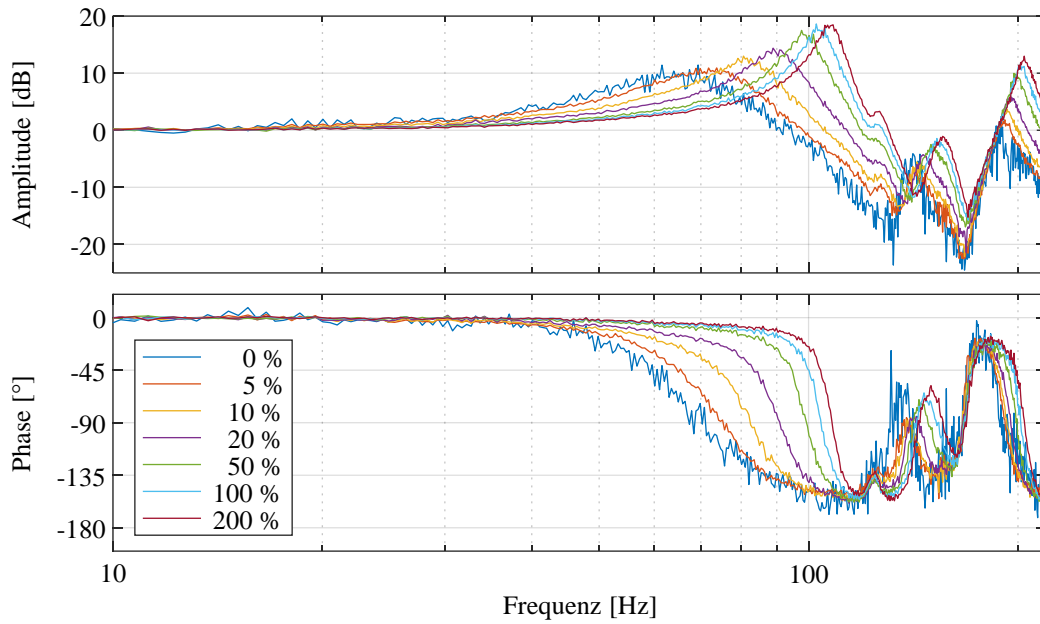


Abbildung 4-14: Mechanikfrequenzgänge von Antrieb 1 in Abhängigkeit von der Verspannung

Um den Einfluss der Verspannung auf die Bandbreite des Systems charakterisieren zu können, sind die betrachteten Eigenfrequenzen in Abbildung 4-15 über der Verspannung aufgetragen. Die Eigenfrequenzen beider Frequenzgänge passen in guter Näherung zusammen. Dies entspricht der Theorie des Zweimassenschwingers. Der Einfluss der Verspannung auf die Bandbreite des Systems erfährt im Gegensatz zur statischen Steifigkeit eine Sättigung. Die Erhöhung der Verspannung führt maximal zu einer Steigerung der Eigenfrequenzen um etwa 160 %.

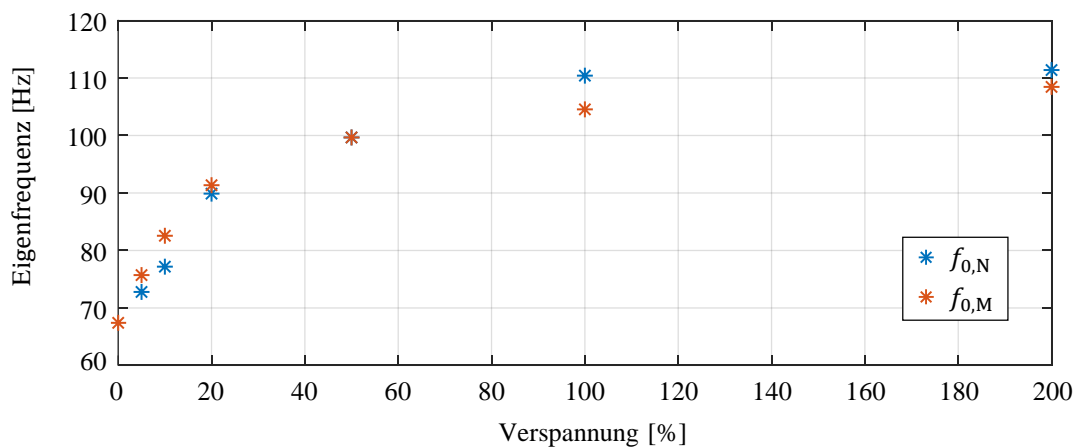


Abbildung 4-15: Eigenfrequenzen über der Verspannung

Somit wird zusammenfassend festgehalten, dass die statische und dynamische Steifigkeit und somit die Bandbreite des Antriebssystems vom Betrag der Verspannung abhängen. Um die Dynamik des Systems zu erhöhen, erscheint eine hohe Verspannung demnach als zielführend.

4.4 Umkehrspiel

Das Umkehrspiel hat einen zentralen Einfluss auf die Genauigkeit und die Regelgüte des Antriebssystems, da es in der Regelstrecke als Nichtlinearität auftritt. Aus diesem Grund wird im Folgenden der Einfluss der Verspannung auf das Auftreten des Umkehrspiels untersucht.

Bei sehr geringen Geschwindigkeiten und Beschleunigungen kann vereinfacht davon ausgegangen werden, dass das Umkehrspiel beim Vorzeichenwechsel der Geschwindigkeit – also bei Richtungsumkehr – auftritt. Abbildung 4-16 (oben) zeigt die Positionen x_1 , x_2 und x_S beider Antriebe und des Maschinenschlittens für eine sehr langsame ruckbegrenzte Bewegung zwischen 0 μm und 200 μm in positive und negative Richtung. Bei dem dargestellten Verlauf wird Antrieb 1 lagegeregelt. Antrieb 2 wird stromlos mitgezogen. Somit wird bei Richtungsumkehr zuerst das Umkehrspiel in Antriebsstrang 1 durchlaufen, bis sich der Maschinenschlitten mitbewegt. Anschließend wird das Umkehrspiel in Antriebsstrang 2 durchlaufen, bis sich auch Antrieb 2 mitbewegt. Bei erneuter Richtungsumkehr wiederholt sich dieser Vorgang.

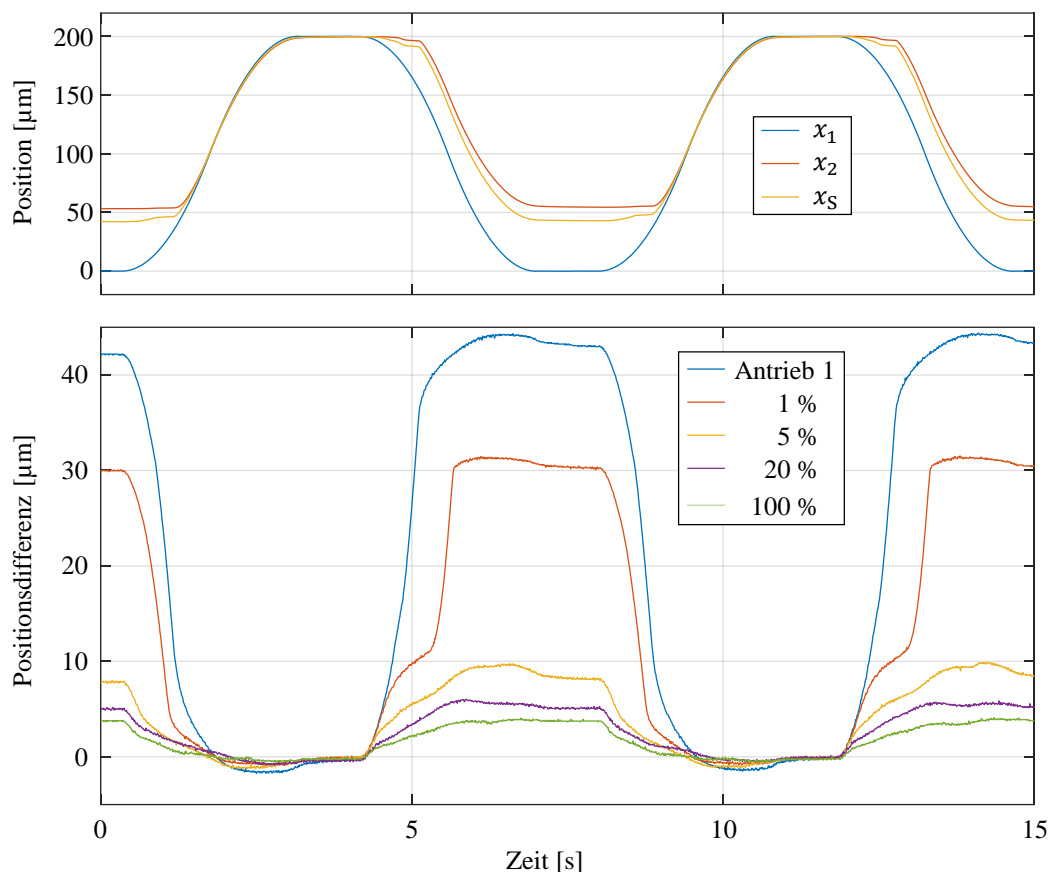


Abbildung 4-16: Positionen des Maschinenschlittens und der Antriebe (oben) sowie Positions-differenz von Maschinenschlitten und Antrieb 1 in Abhängigkeit von der Verspannung (unten)

Abbildung 4-16 (unten) zeigt die Positionsdifferenz Δx_1 nach Gleichung (4-1). Der mit Antrieb 1 bezeichnete Verlauf gilt für die oben beschriebene Konfiguration bei deaktiviertem Antrieb 2. Es ergibt sich eine maximale Positionsdifferenz von etwa 46 μm , die sich aus dem Umkehrspiel und der bereits in Kapitel 2.2 erläuterten Reibungsumkehrspanne zusammensetzt. Bei den weiteren Verläufen wird Antrieb 2 aktiviert und eine Verspannung zwischen 5 % und 100 % des Nenndrehmoments der Antriebe mittels Momentenausgleichsregelung erzeugt. Es ist zu erkennen, dass eine Verspannung von 5 % bereits ausreicht, um die Positionsdifferenz deutlich zu reduzieren. Es bleibt eine Positionsdifferenz von etwa 11 μm bestehen. Bei einem Verspannungsbetrag von 100 % reduziert sich die Positionsdifferenz auf unter 5 μm . Die Differenz kann nicht auf 0 μm reduziert werden, da die bereits erwähnte Reibungsumkehrspanne auch bei Verspannung auftritt. Die Reibungsumkehrspanne ist demnach prinzipiell vom Umkehrspiel zu unterscheiden. Das Umkehrspiel wird bei der gezeigten Messung ab einer Verspannung von 5 % nicht mehr durchlaufen.

Für die weitere Analyse des Auftretens des Umkehrspiels wird die maximale Positionsdifferenz $\Delta x_{1,\text{max}}$ in Abhängigkeit von der Verspannung untersucht. Das Ergebnis ist in Abbildung 4-17 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Positionsdifferenz bei einer Verspannung von 3 % deutlich reduziert wird. Dies zeigt, dass das Umkehrspiel ab diesem Verspannungsbetrag nicht mehr durchlaufen wird. Es tritt nur noch die Reibungsumkehrspanne auf, die durch eine anwachsende Verspannung im Bereich von 3 % bis 100 % von etwa 13 μm auf unter 5 μm reduziert wird. Die Reduzierung der Positionsdifferenz ergibt sich aufgrund der verspannungsabhängigen Steifigkeitskennlinie, die in Kapitel 4.3.1 erläutert wird. Entsprechend Abbildung 4-11 hängt die Verformung des Antriebsstrangs von der Verspannung ab. Dies äußert sich bei der Untersuchung des Umkehrspiels in einer Reduzierung der Positionsdifferenz in Abhängigkeit von der Verspannung. Entsprechend Kapitel 4.3 kann die Steifigkeit durch Verspannung nur begrenzt gesteigert werden. Somit erfährt auch die Positionsdifferenz eine Sättigung.

Vor allem im Bereich geringer Verspannung von 3 % bis 10 % wird die Positionsdifferenz noch deutlich reduziert. Dieser Bereich entspricht einem Verspannungsdrehmoment von $M_V = 0,375 \text{ Nm}$ bis $M_V = 1,25 \text{ Nm}$. Innerhalb dieses Verspannungsbereichs liegt das in Kapitel 4.2 identifizierte maximale Haftreibungsdrehmoment $\max(M_{H,1}, M_{H,2}) \approx 0,6 \text{ Nm}$ der Antriebsstränge. Dies zeigt, dass der zur Kompensation des Umkehrspiels minimal notwendige

Verspannungsbetrag $M_{V,\min}$ von der Reibung im Antriebsstrang abhängt. Der einzelne Antriebsstrang wird erst bewegt, wenn dessen Antrieb ein Drehmoment erzeugt, das größer ist als das entsprechende Haftreibungsdrehmoment $M_{H,1}$ beziehungsweise $M_{H,2}$. Aus dieser Erkenntnis geht hervor, dass das Umkehrspiel beider Antriebsstränge kompensiert wird, sobald

$$M_V > \max(M_{H,1}, M_{H,2}). \quad (4-5)$$

Gleichung (4-5) ermöglicht somit eine Abschätzung des Verspannungsdrehmoments $M_{V,\min}$, das minimal notwendig ist, um das Umkehrspiel zu kompensieren. Diese Definition ermöglicht also die Beantwortung der ersten zentralen Fragestellung dieser Arbeit.

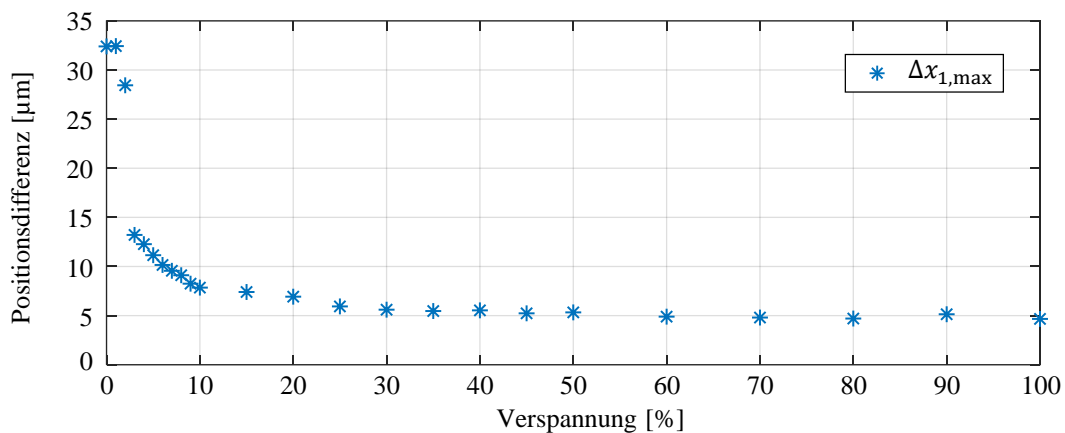


Abbildung 4-17: Maximale Positionsdifferenz von Maschinenschlitten und Antrieb 1 über der Verspannung

Das beobachtete Verhalten kann mit dem in Kapitel 3.2 beschriebenen Simulationsmodell abgebildet werden. Die simulativ ermittelten Positionsdifferenzen bei unterschiedlichen Verspannungen für den in Abbildung 4-16 (oben) dargestellten Positionsverlauf sind in Abbildung 4-18 dargestellt. Die maximale Positionsdifferenz liegt bei 44 µm und wird durch die Verspannung kompensiert. Die vom Betrag der Verspannung abhängige Reibungsumkehrspanne tritt ebenfalls auf. Im Vergleich zur gemessenen Abhängigkeit ist diese allerdings weniger stark ausgeprägt. Dies kann anhand des Reibungsmodells erklärt werden, dessen betragsmäßig korrektes Verhalten bei kleinen Geschwindigkeiten, wie sie hier auftreten, nur unzureichend in der Simulation abgebildet werden kann.

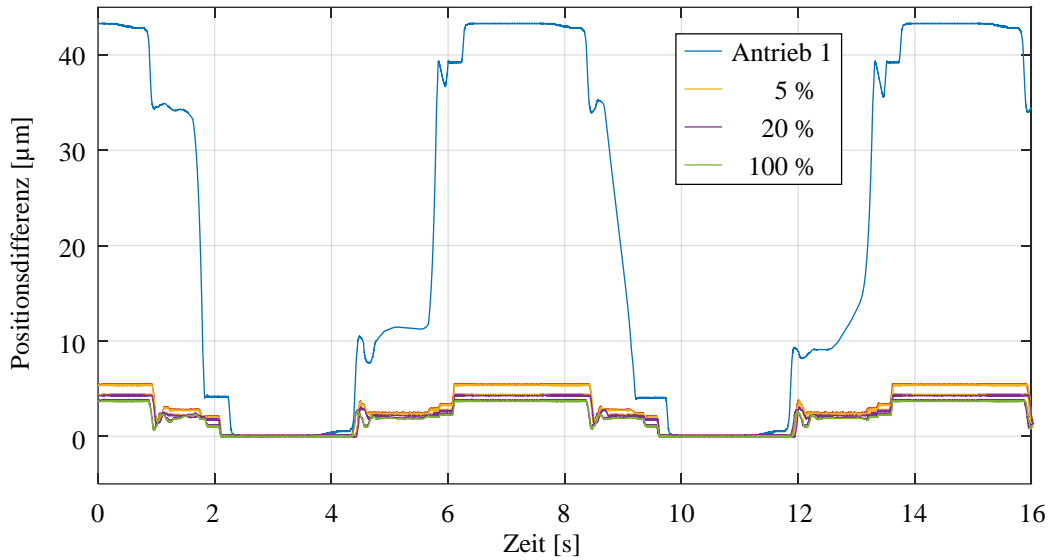


Abbildung 4-18: Simulativ ermittelte Positionsdifferenz von Maschinenschlitten und Antrieb 1 in Abhängigkeit von der Verspannung

Bisher wurde lediglich das statische Auftreten des Umkehrspiels bei Richtungswechsel betrachtet. Es konnte gezeigt werden, dass das Umkehrspiel durch einen ausreichenden Betrag der Verspannung kompensiert wird. Durch Verspannung wird entsprechend Kapitel 2.2.3.1 allerdings lediglich verhindert, dass das Umkehrspiel zeitgleich in beiden Antriebssträngen auftritt, da die Antriebsdrehmomente durch Verspannung in positive beziehungsweise negative Richtung verschoben werden. Wird der dynamische Betrieb des Systems – also Bewegungen mit hohen Geschwindigkeiten und veränderlichen Beschleunigungen – betrachtet, so kann nicht mehr angenommen werden, dass das Umkehrspiel entsprechend Abbildung 2-10 bei Richtungs- umkehr beziehungsweise bei einem Vorzeichenwechsel des jeweiligen Antriebsdrehmoments durchlaufen wird. Im Folgenden wird für den dynamischen und somit allgemeinen Fall das Auftreten des Umkehrspiels betrachtet. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden ausschließlich rotatorische Größen in der Herleitung verwendet.

Wird das System als Dreimassenschwinger entsprechend Abbildung 3-3 betrachtet, so ist die Bewegung von zwei der drei Massen immer dann entkoppelt, wenn das entsprechende Koppel- drehmoment $M_{K,i} = 0 \text{ Nm}$ mit $\{i \in \mathbb{N} | 1 \leq i \leq 2\}$ beträgt. In diesem Zustand sind die Be- schleunigungen der entkoppelten Teilsysteme identisch. Für einen Flankenwechsel in Antriebs- strang 1 gilt dementsprechend

$$\alpha_{S+2} \equiv \alpha_1, \quad (4-6)$$

wobei α_1 die Beschleunigung des Trägheitsmoments J_1 von Antriebsstrang 1 und α_{S+2} die Beschleunigung des Trägheitsmoments des übrigen Teilsystems

$$J_{S+2} = J_S + J_2, \quad (4-7)$$

bestehend aus Maschinenschlitten und Antriebsstrang 2, beschreibt. J_S ist das zur Masse m_S äquivalente Trägheitsmoment des Maschinenschlittens. Anhand von Abbildung 3-3 lässt sich die Drehmomentbilanz des durch α_{S+2} beschleunigten Teilsystems bestimmen zu

$$J_{S+2}\alpha_{S+2} = M_2 + M_{\text{stör}} + M_{K,1} - M_{R,2} - M_{R,S}. \quad (4-8)$$

Werden die Gleichungen (3-1) und (4-8) unter Berücksichtigung von $M_{K,1} = 0$ Nm, Gleichung (2-22) und Gleichung (2-23) nach der Beschleunigung umgeformt und in Gleichung (4-6) eingesetzt, so ergibt sich das Gesamtdrehmoment

$$M_{\text{ges},1} = (M_V(J_{S+2} + J_1) - M_{R,1}J_{S+2} + (M_{R,2} + M_{R,S} - M_{\text{stör}})J_1) \frac{2}{J_1 - J_{S+2}}, \quad (4-9)$$

bei dem das Umkehrspiel in Antriebsstrang 1 auftritt. Analog kann für Antriebsstrang 2 vorgegangen werden. Hier ergibt sich das Gesamtdrehmoment

$$M_{\text{ges},2} = (M_V(J_{S+1} + J_2) + M_{R,2}J_{S+1} - (M_{R,1} + M_{R,S} - M_{\text{stör}})J_2) \frac{2}{J_{S+1} - J_2}, \quad (4-10)$$

bei dem das Umkehrspiel in Antriebsstrang 2 auftritt. Die Gleichungen (4-9) und (4-10) zeigen, dass das Auftreten des Umkehrspiels von der Verspannung, der Reibung der einzelnen Systemkomponenten, der Störkraft und dem Verhältnis der Trägheitsmomente abhängt. Um eine allgemeingültige Aussage über das Auftreten des Umkehrspiels in einem beliebigen System treffen zu können, werden die Grenzwerte der Trägheitsmomente betrachtet. Für Antriebsstrang 1 ergibt sich eine betragsmäßig untere Grenze von

$$\lim_{J_{S+2} \rightarrow \infty} M_{\text{ges},1} = \lim_{J_1 \rightarrow 0} M_{\text{ges},1} = -2M_V + 2M_{R,1}, \quad (4-11)$$

und für Antriebsstrang 2

$$\lim_{J_{S+1} \rightarrow \infty} M_{\text{ges},2} = \lim_{J_2 \rightarrow 0} M_{\text{ges},2} = 2M_V + 2M_{R,2}. \quad (4-12)$$

Diese Grenzen werden erreicht, wenn das massenäquivalente Trägheitsmoment J_S des Maschinenschlittens deutlich größer ist als die Trägheitsmomente J_1 und J_2 der einzelnen Antriebsstränge. Insbesondere ist dies bei großen Werkzeugmaschinen, in denen Zahnstange-Ritzel-Antriebe entsprechend Kapitel 2.1.2.4 überwiegend eingesetzt werden, der Fall.

Befindet sich das System im Stillstand, so können die Reibungsdrehmomente auf null gesetzt werden, sodass die hergeleiteten Grenzwerte für den dynamischen Zustand dem Gesamtdrehmoment für das Auftreten des Umkehrspiels im statischen Zustand entsprechen. Für den allgemeinen Zustand hängen die Grenzwerte jedoch von den geschwindigkeitsabhängigen Reibungsdrehmomenten der einzelnen Antriebsstränge ab. Damit die Grenzwerte unter keinen Umständen aufeinander fallen, ist das in Gleichung (4-5) angegebene Minimalverspannungsdrehmoment $M_{V,\min}$ einzuhalten.

Zusammenfassend wird festgehalten, dass das Auftreten des Umkehrspiels vom Betrag der Verspannung abhängt. Der minimal notwendige Verspannungsbetrag hängt von der Haftreibung der Antriebsstränge ab. Für den statischen Fall kann das Umkehrspiel durch Verspannung eliminiert werden. Die Positionsdifferenz, die das Umkehrspiel charakterisiert, wird allerdings nicht zu null kompensiert, da trotz der Verspannung weiterhin die Reibungsumkehrspanne auftritt. Durch eine Erhöhung der Verspannung kann die Positionsdifferenz allerdings weiter reduziert werden. Für den dynamischen Fall wurde nachgewiesen, dass das Umkehrspiel trotz Verspannung in Abhängigkeit von der Beschleunigung des Systems durchlaufen wird. Das Umkehrspiel kann allerdings nicht gleichzeitig in beiden Antriebssträngen auftreten, insofern die Minimalverspannung eingehalten wird. Die Definition der Minimalverspannung stellt demnach die Beantwortung der ersten zentralen Fragestellung dieser Arbeit dar.

4.5 Genauigkeit

Das in Kapitel 4.4 untersuchte Umkehrspiel hat einen zentralen Einfluss auf die Genauigkeit. Da die Verspannung das Auftreten des Umkehrspiels beeinflusst, wird in den folgenden Unterkapiteln der Einfluss der Verspannung auf die Genauigkeit der elektrisch verspannten Zahnstange-Ritzel-Antriebe betrachtet. Die Bahngenauigkeit A_{dyn} wird bereits in Kapitel 3.3.2.2 für den Vergleich und die Auswahl einer der regelungstechnischen Strukturen herangezogen. Allerdings wird die Abhängigkeit der Bahngenauigkeit von der Verspannung an dieser Stelle nicht untersucht. Dies erfolgt in Kapitel 4.5.2. Außerdem wird die Positioniergenauigkeit A_{stat} und deren Abhängigkeit von der Verspannung in Kapitel 4.5.1 untersucht.

4.5.1 Positioniergenauigkeit

Entsprechend Kapitel 2.1.1.1 erfolgt die Untersuchung der Positioniergenauigkeit durch Messung der Positionsdifferenzen

$$\Delta x_{\text{stat},i} = x_{\text{soll},i} - x_{\text{S},i} \quad (4-13)$$

an i Zielpositionen mit $\{i \in \mathbb{N} | 1 \leq i \leq 11\}$. Das System wird für die Messung der Positioniergenauigkeit indirekt, das heißt auf die Position x_1 von Antrieb 1, lagegeregelt. Somit kann der Einfluss der Mechanik auf die Genauigkeit des Systems untersucht werden. Die Untersuchung der Positioniergenauigkeit des direkt lagegeregelt Systems ist für diese Arbeit nicht relevant, da bei der direkten Lageregelung lediglich die Qualität der Regelung sowie die Güte des linearen Messsystems einen Einfluss auf die Positioniergenauigkeit haben. Die Zielpositionen werden in positive und negative Richtung angefahren, sodass sich die richtungsabhängigen Positionsdifferenzen $\Delta x_{\text{stat},i,+}$ und $\Delta x_{\text{stat},i,-}$ ergeben. Die abgefahrte Trajektorie zur Bestimmung der Positioniergenauigkeit ist in Abbildung 4-19 dargestellt.

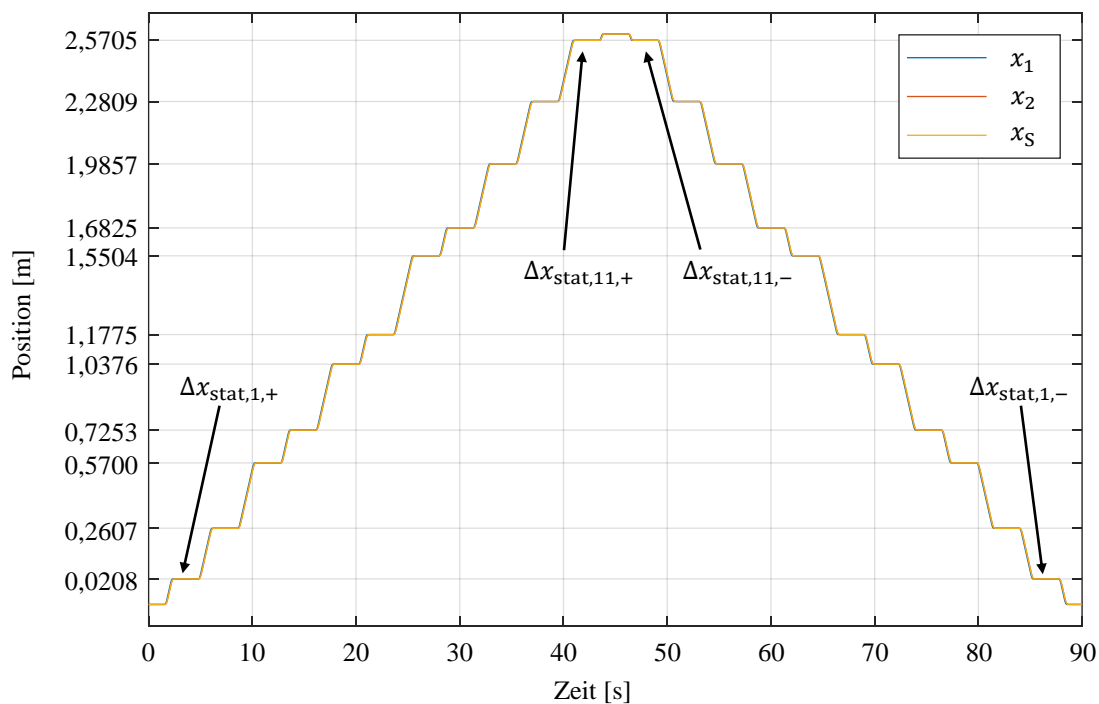


Abbildung 4-19: Positionen des Maschinenschlittens und der Antriebe für die Messung der Positioniergenauigkeit

Die für verschiedene Verspannungen gemessenen Positionsdifferenzen $\Delta x_{\text{stat},i,+}$ und $\Delta x_{\text{stat},i,-}$ sind in Abbildung 4-20 dargestellt. Wie bei der Messung des Gleichlaufverhaltens wird die durch die Toleranz der Messsystemauflösung auftretende Drift kompensiert.

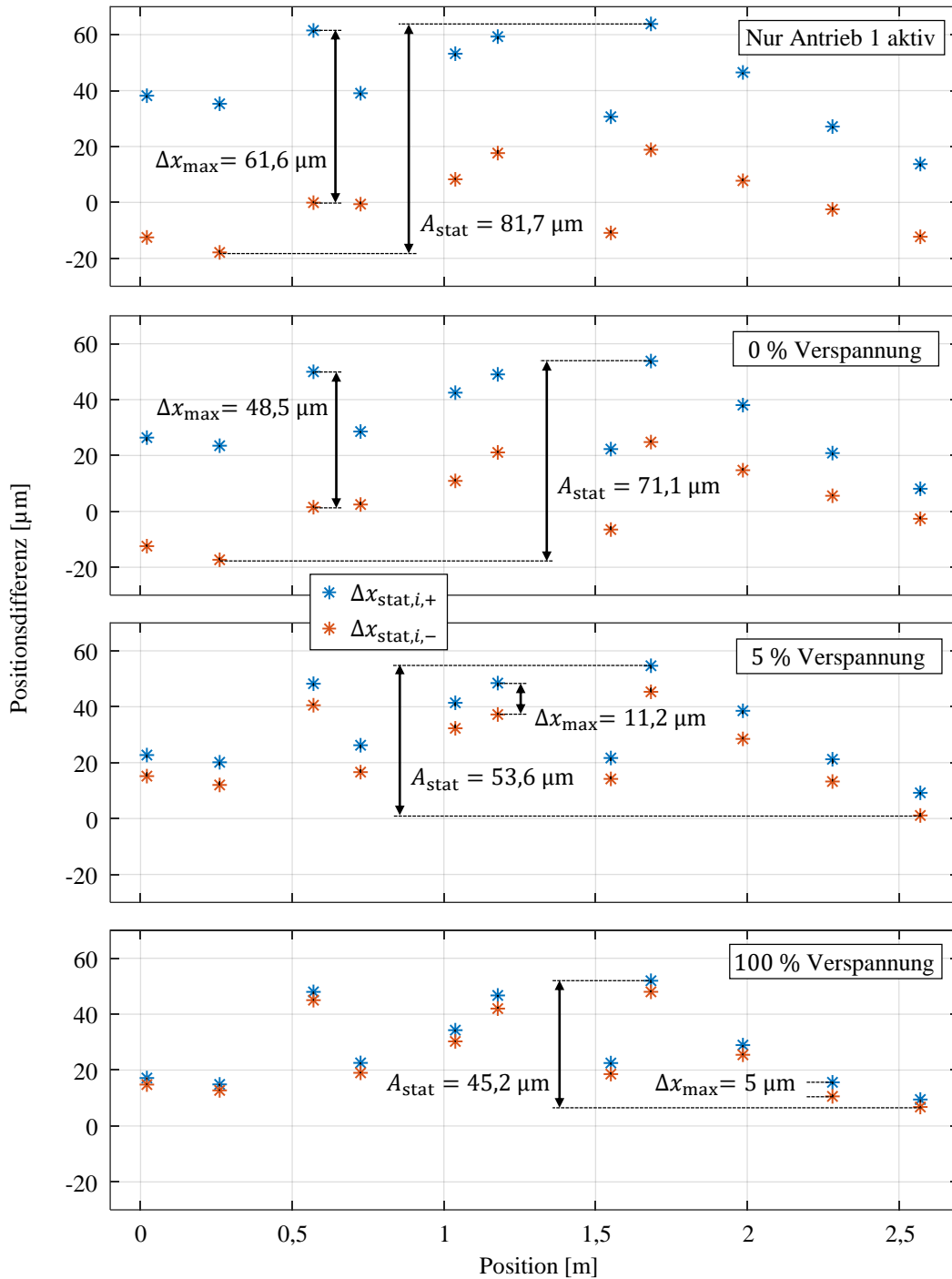


Abbildung 4-20: Messung der Positioniergenauigkeit in Abhängigkeit von der Verspannung

Die maximale Differenz

$$\Delta x_{max} = \max(x_{stat,i,+} - x_{stat,i,-}) \quad (4-14)$$

der gemessenen Positionsdifferenzen $\Delta x_{stat,i,+}$ und $\Delta x_{stat,i,-}$ ist äquivalent zur maximalen Positionsdifferenz aus Kapitel 4.4 und erlaubt somit eine Abschätzung des maximalen Umkehr-

spiels beziehungsweise der maximalen Reibungsumkehrspanne. Konsistent zu den Erkenntnissen aus Kapitel 4.4 wird Δx_{\max} bereits durch das Aktivieren von Antrieb 2 reduziert. Das Umkehrspiel wird ab 5 % Verspannung kompensiert, da Δx_{\max} ab dieser Verspannung im Bereich der Reibungsumkehrspanne liegt. Eine Steigerung der Verspannung hat anschließend lediglich einen Einfluss im μm -Bereich. Dies zeigen die in Abbildung 4-21 dargestellten Beträge von Δx_{\max} in Abhängigkeit von der Verspannung. Die Positioniergenauigkeit

$$A_{\text{stat}} = \max(x_{\text{stat},i,+}) - \min(x_{\text{stat},i,-}) \quad (4-15)$$

wird ebenfalls durch die Verspannung verbessert. Wie bei der Messung des Gleichlaufverhaltens in Kapitel 4.1 wird die durch die Toleranz der Messsystemauflösung auftretende Drift kompensiert.

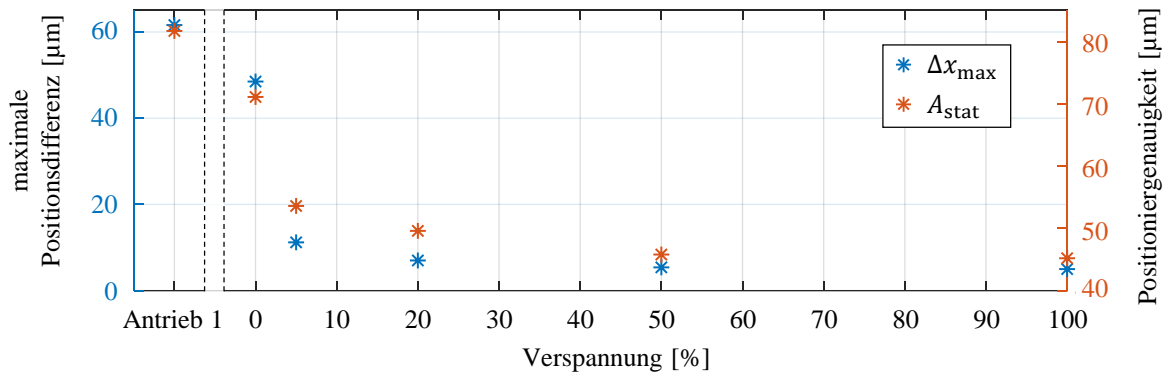


Abbildung 4-21: Positioniergenauigkeit und maximale Positionsabweichung über der Verspannung

Zusammenfassend wird festgehalten, dass die Positioniergenauigkeit des indirekt lagegeregelten Systems durch Verspannung gesteigert werden kann. Die Steigerung der Positioniergenauigkeit durch eine Erhöhung der Verspannung erfährt allerdings eine Sättigung, da das Gleichlaufverhalten einen begrenzenden Einfluss auf die Positioniergenauigkeit hat. Demnach wird ein Verspannungsbetrag, der oberhalb dieser Sättigung liegt, in Bezug auf die Positioniergenauigkeit als nicht zielführend erachtet. Eine konstruktive Optimierung des Gleichlaufverhaltens oder eine regelungstechnische Fehlerkompensation erscheint geeigneter, um die Positioniergenauigkeit elektrisch verspannter Zahnstange-Ritzel-Antriebe mit indirekter Lageregelung zu verbessern. Dies steht allerdings nicht im Fokus dieser Arbeit und wird nicht weiter betrachtet.

4.5.2 Bahngenauigkeit

Für die Untersuchung der in Kapitel 2.1.1.1 definierten Bahngenauigkeit A_{dyn} und des integrierten absoluten Regelfehlers e_{sum} des direkt lagegeregelten Systems in Abhängigkeit von der Verspannung wird die Trajektorie aus Abbildung 3-10 verwendet. Diese ist zusammen mit dem Schleppabstand e und dem integrierten absoluten Regelfehler e_{sum} für verschiedene Verspannungen in Abbildung 4-22 dargestellt. Die Signalverläufe aller Schleppabstände zeigen einen von der Trajektorie abhängigen und zur Beschleunigung proportionalen Signalverlauf. Außerdem sind das bei Bewegung auftretende Signalrauschen sowie der wellenförmige Signalverlauf auf das nicht ideale Gleichlaufverhalten des Antriebssystems zurückzuführen.

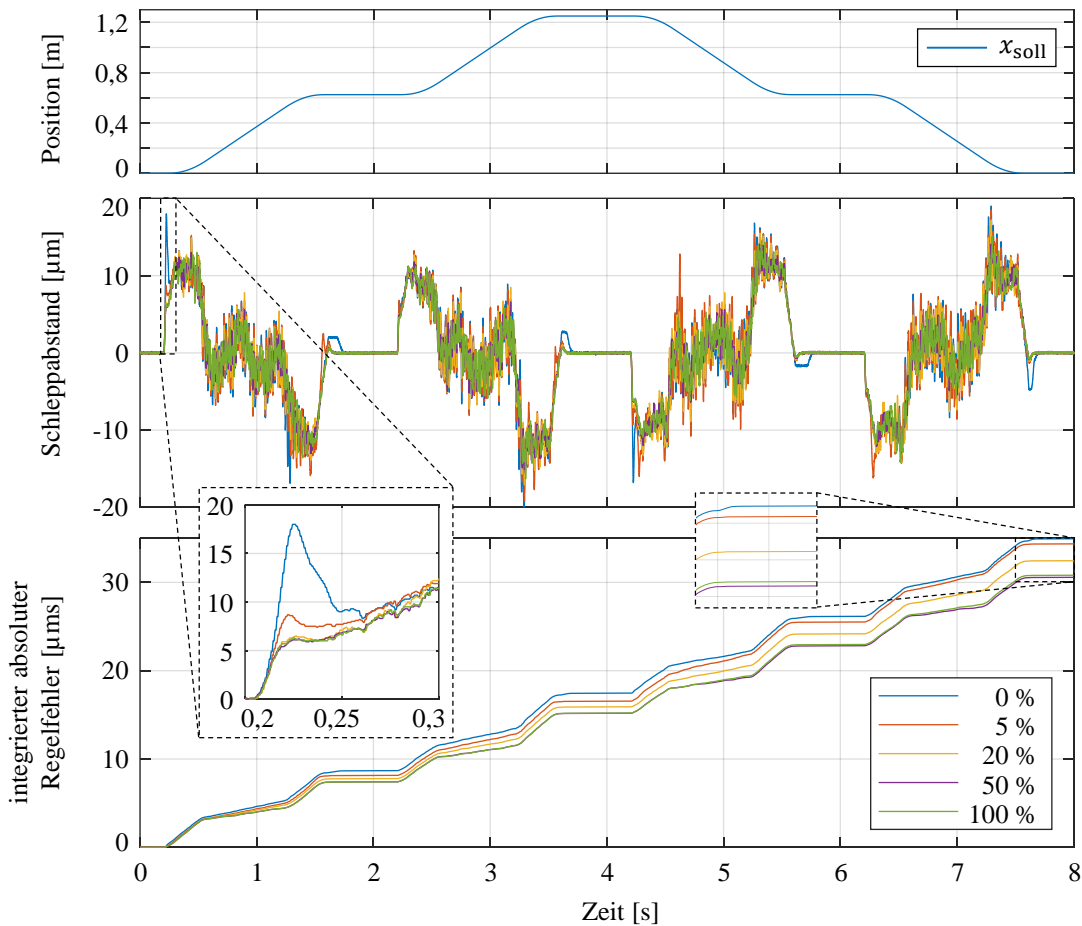


Abbildung 4-22: Schleppabstände (Mitte) und integrierte absolute Regelfehler (unten) bei Fahrt entlang der oben dargestellten Trajektorie in Abhängigkeit von der Verspannung

Des Weiteren treten in den Signalverläufen der Schleppabstände aufgrund des Umkehrspiels immer dann Peaks auf, wenn sich die Beschleunigung ändert. Die Detailansicht des Schleppabstandes bei $t = 0,2$ s zeigt, dass sich diese Peaks durch Verspannung reduzieren lassen. Dies

hat zur Folge, dass die Bahngenauigkeit A_{dyn} mit zunehmender Verspannung verbessert wird. Die erzielten Bahngenauigkeiten sind in Abhängigkeit von der Verspannung in Abbildung 4-23 dargestellt. Da die Bahngenauigkeit allerdings auch durch die Abhängigkeit des Schleppabstandes von der Beschleunigung begrenzt ist, kann diese nicht beliebig durch eine Erhöhung der Verspannung verbessert werden. Für das nicht verspannte System tritt ein Schleppabstand außerdem beim Anhalten aufgrund der Haftreibung in Verbindung mit dem Umkehrspiel auf. Durch Verspannung kann dieser Effekt vollständig eliminiert werden.

Neben dem Schleppabstand e und der daraus ableitbaren Bahngenauigkeit A_{dyn} zeigt Abbildung 4-22 den integrierten absoluten Regelfehler e_{sum} . Der integrierte absolute Regelfehler e_{sum} nimmt unabhängig von der Verspannung insbesondere während der Beschleunigung zu, da hier ein bleibender Schleppabstand auftritt. Die durch die Verspannung reduzierten Peaks zeigen nur einen geringen Einfluss auf e_{sum} , da diese nur kurzzeitig auftreten. Dennoch führt die Verspannung dazu, dass e_{sum} langsamer zunimmt, da die Verspannung neben einer Reduzierung der Peaks auch dafür sorgt, dass der Signalverlauf des Schleppabstandes weniger stark verrauscht ist. So ergeben sich die in Abbildung 4-23 dargestellten Regelfehler e_{sum} bei 8 s. Auch hier zeigt sich, dass der integrierte absolute Regelfehler nicht beliebig durch Verspannung gesteigert werden kann. Eine Verspannung von 100 % zeigt sogar einen etwas größeren Regelfehler e_{sum} bei 8 s als eine Verspannung von 50 %.

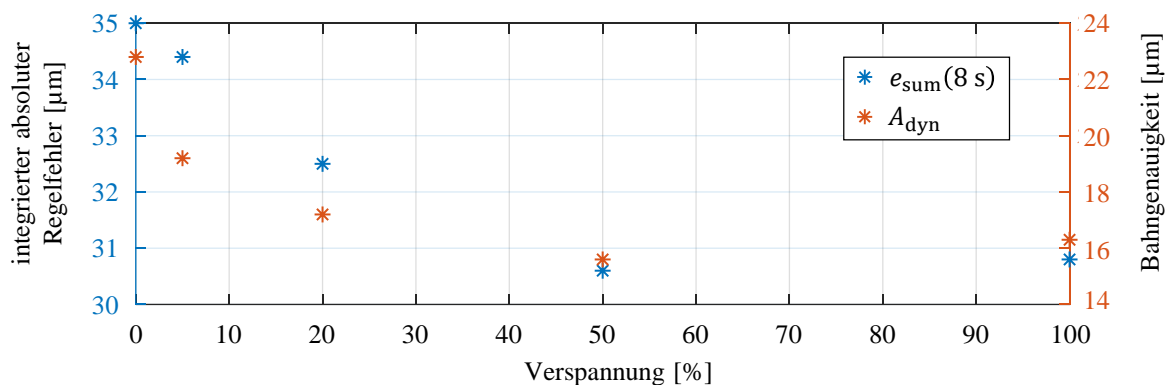


Abbildung 4-23: Bahngenauigkeit und integrierter absoluter Regelfehler bei 8 s über der Verspannung

Zusammenfassend wird festgehalten, dass die Verspannung zu einer Steigerung der Bahngenauigkeit A_{dyn} führt und außerdem zur Rauschunterdrückung des Schleppabstandes und damit zu einem insgesamt ruhigeren Lauf des Antriebssystems beiträgt. Dies lässt sich anhand des integrierten absoluten Regelfehlers e_{sum} quantifizieren. Konsistent zur Untersuchung des

Einflusses der Verspannung auf das Umkehrspiel in Kapitel 4.4 und auf die Positioniergenauigkeit in Kapitel 4.5.1, kann die Bahngenaugigkeit A_{dyn} nicht unbegrenzt durch eine Erhöhung der Verspannung gesteigert werden.

4.6 Effizienz

Die Effizienz wird anhand der gleichen Trajektorie, wie sie bei der Untersuchung der Bahngenaugigkeit verwendet wird, untersucht. Der Energiebedarf wird anhand der elektrischen Energie E_{ges} bewertet, die sich entsprechend Gleichung (2-11) aus den aufgenommenen elektrischen Leistungen P_1 und P_2 der Motormodule berechnet. Die mechanische Belastung wird anhand des Belastungsintegrals B_{ges} , das sich aus den Drehmomenten M_1 und M_2 und den Drehzahlen ω_1 und ω_2 der Antriebe anhand von Gleichung (2-12) berechnet, bewertet. Abbildung 4-24 links zeigt die entsprechenden Verläufe in Abhängigkeit von der Verspannung.

Ein Vergleich der für die Bewegung entlang der Trajektorie aufgewendeten Energien und der dabei entstehenden mechanischen Belastungen zeigt, dass die Verspannung einen negativen Einfluss auf die Effizienz des Antriebssystems hat. Wie die Endwerte der benötigten Energie und der mechanischen Belastung in Abbildung 4-24 rechts zeigen, führen insbesondere hohe Verspannungsbeträge zu einem überhöhten Energiebedarf und einer überhöhten mechanischen Belastung, sodass der Einfluss der Verspannung insgesamt als progressiv zu bewerten ist. Dies resultiert zum einen daraus, dass die für die Verspannung erzeugten Drehmomente nicht für die Vorschubbewegung genutzt werden. Entsprechend Kapitel 4.2 führt die Verspannung zum anderen zu einer Steigerung der Haftreibung. Dies verstärkt den beobachteten Effekt.

Auffällig ist, dass eine niedrige Verspannung von 5 % im Vergleich zum nicht verspannten System zu einem leicht geringeren Energiebedarf führt. Dies lässt sich anhand des Einflusses der Verspannung auf die Haftreibung und das Gleichlaufverhalten erklären. Eine Verspannung von 5 % hat entsprechend Kapitel 4.2 nur einen sehr geringen Einfluss auf die Haftreibung. Auf das Gleichlaufverhalten hat eine Verspannung von 5 % allerdings bereits einen positiven Einfluss und führt entsprechend Kapitel 4.5.2 zu einem insgesamt ruhigeren Betrieb des Antriebssystems. Der Einfluss der Verspannung auf das Gleichlaufverhalten hat somit einen größeren Effekt als der Einfluss der Verspannung auf die Haftreibung, sodass insgesamt weniger Energie für die Bewegung aufgewendet werden muss.

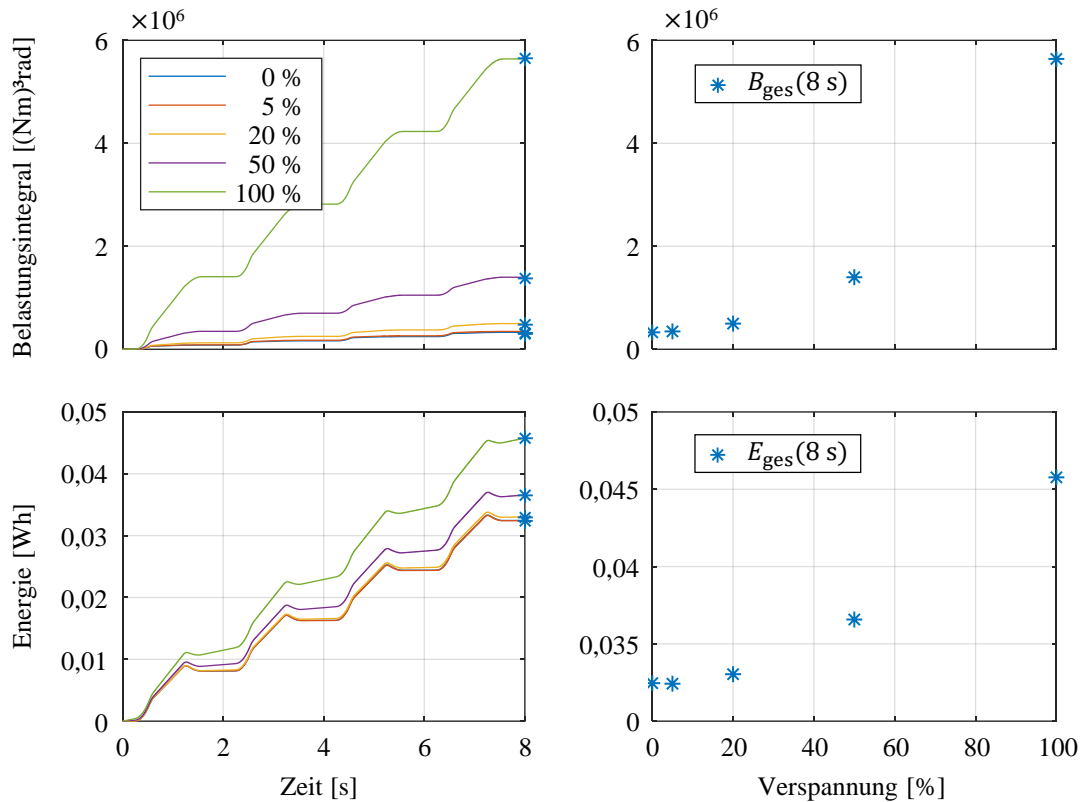


Abbildung 4-24: Belastungsintegrale (oben) und von den Motormodulen aufgenommene Energien (unten) in Abhängigkeit von der Verspannung

Zusammenfassend wird festgehalten, dass der Energiebedarf und die mechanische Belastung mit zunehmender Verspannung ansteigen und die Effizienz des Antriebssystems somit abnimmt. Demnach ist eine minimale Verspannung anzustreben, wenn Energie eingespart und die Lebensdauer des Antriebssystems verlängert werden sollen.

4.7 Robustheit gegenüber Störgrößen

Zahnstange-Ritzel-Antriebe werden in spanenden Werkzeugmaschinen eingesetzt, in denen Störkräfte durch die Bearbeitung hervorgerufen werden. Diese Störkräfte werden von den Antriebssystemen aufgenommen und bestmöglich kompensiert, um die Genauigkeit des Prozesses aufrechtzuerhalten. Die Robustheit gegenüber Störgrößen ist also ein Qualitätsmerkmal von Antriebssystemen, da diese vom elektrischen und mechanischen Übertragungsverhalten des Antriebssystems abhängt.

Bei elektrisch verspannten Zahnstange-Ritzel-Antrieben hängt das Auftreten des Umkehrspiels, das einen entscheidenden Einfluss auf die Genauigkeit des Systems hat, entsprechend der Gleichungen (4-9) und (4-10) sowohl vom Betrag der Verspannung als auch von der einwirkenden

Störkraft beziehungsweise dem Stördrehmoment ab. Somit ist zu untersuchen, inwiefern der Betrag der Verspannung einen Einfluss auf die Robustheit gegenüber Störgrößen hat. Dafür werden zunächst Störkraftsprünge am realen System anhand des linearen Direktantriebs erzeugt. Der Einfluss des Verspannungsbetrags auf den Schleppabstand bei Störkraftsprung wird in Kapitel 4.7.1 untersucht. Anschließend wird eine Prozesskraft entsprechend der in Kapitel 3.2.1 hergeleiteten Gleichung (3-8) anhand des linearen Direktantriebs erzeugt, um die Robustheit gegenüber dynamischen Störkräften in Abhängigkeit vom Betrag der Verspannung zu untersuchen. Diese Untersuchung erfolgt in Kapitel 4.7.2.

4.7.1 Störkraftsprünge

Abbildung 4-25 zeigt die Signalverläufe der Schleppabstände bei Störkraftsprung in positive und negative Richtung in Abhängigkeit von der Verspannung bei Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit von 0,25 m/s in positive Richtung. Der Betrag der Störkraft von 1200 N liegt entsprechend Kapitel 4.7.2 im Bereich der Prozesskraft, die beim Umfangsfräsen entsteht. Die Störkraft wird zum Zeitpunkt $t = 0$ s über den linearen Direktantrieb erzeugt.

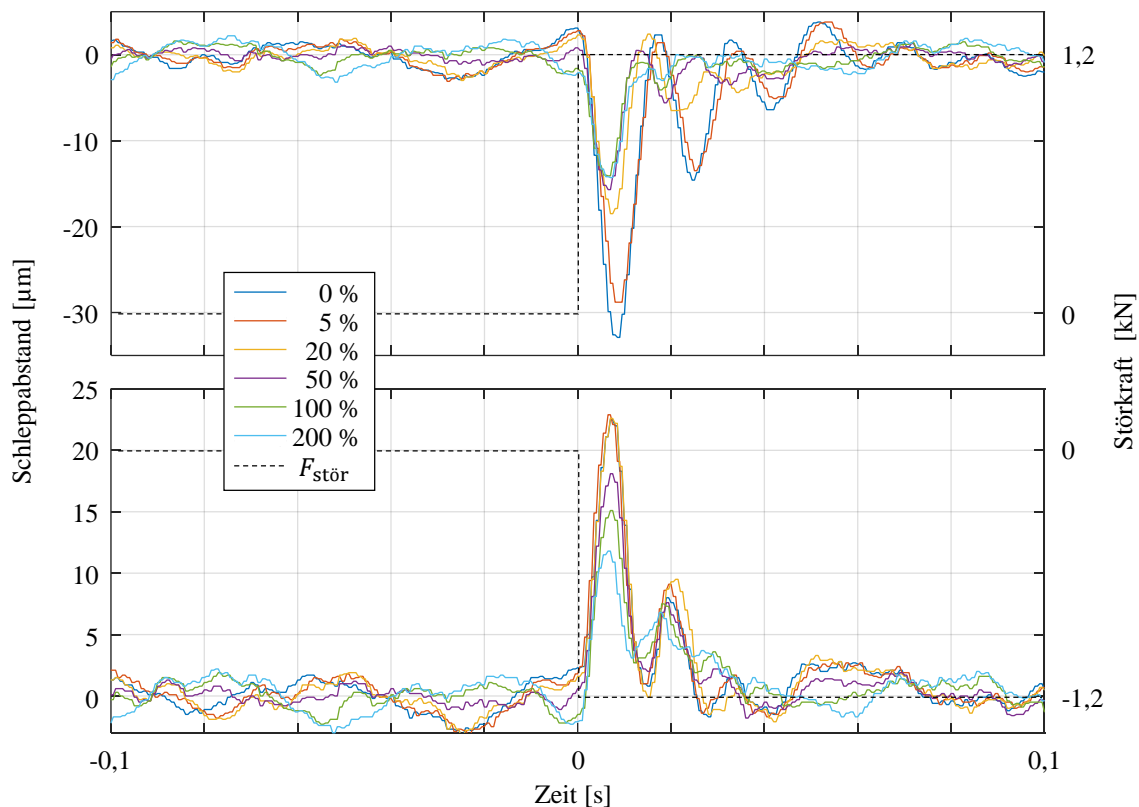


Abbildung 4-25: Schleppabstände bei Störkraftsprung in positive (oben) und negative (unten) Richtung in Abhängigkeit von der Verspannung

Es ist zu erkennen, dass die maximalen Überschwinger der Schleppabstände, die aufgrund der Störkraft erzeugt werden, mit zunehmender Verspannung reduziert werden. Dies liegt daran, dass die Steifigkeit des Antriebssystems entsprechend Kapitel 4.3 durch eine zunehmende Verspannung erhöht wird. Somit verursachen die einwirkenden Kräfte eine geringere Verformung des Antriebsstrangs. Die maximalen Beträge $e_{\max,+}$ und $e_{\max,-}$ der Schleppabstände in Abhängigkeit von der Verspannung sind in Abbildung 4-26 dargestellt. Bei Störkraft in negative Richtung scheint der maximale Betrag zwischen 0 % und 5 % Verspannung im μm -Bereich zuzunehmen. Dieser Effekt wird der Wiederholgenauigkeit der Messung zugeschrieben und nicht weiter betrachtet. Bei Störkraft in positive Richtung sind die maximalen Beträge bei Verspannungen bis 10 % zunächst geringer als die Beträge bei Störkraft in negative Richtung. Dies liegt daran, dass die Störkraft in Bewegungsrichtung auftritt und die Flanken von Ritzel und Zahnstange aufgrund des Umkehrspiels bei geringer Verspannung voneinander abheben.

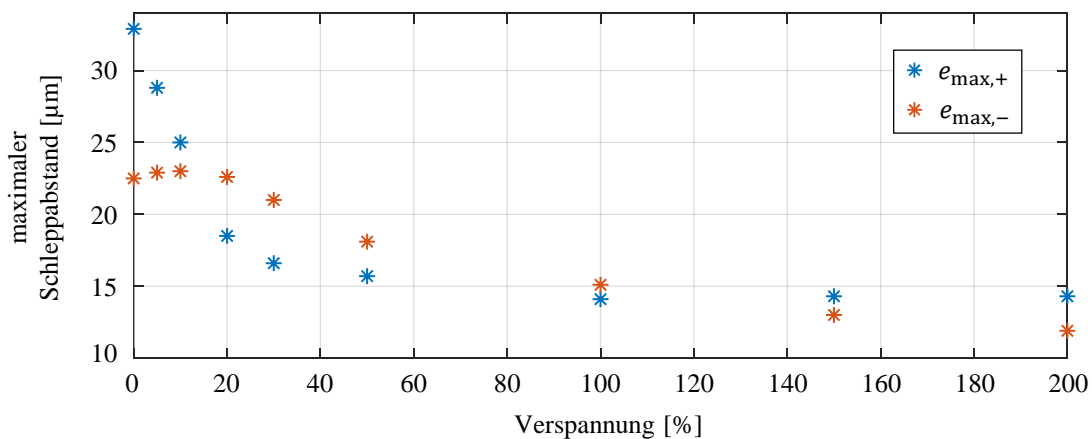


Abbildung 4-26: Maximaler absoluter Schleppabstand bei Störkraftsprung in positive und negative Richtung über der Verspannung

Es wird festgehalten, dass der Verspannungsbetrag einen positiven Einfluss auf die Robustheit des Antriebssystems gegenüber Störgrößen hat. Wirkt die Störkraft in Bewegungsrichtung, lassen sich die maximalen Beträge des Schleppabstandes hier mehr als halbieren. Der Einfluss der Verspannung erfährt allerdings eine Sättigung, sodass sich der maximale Betrag des Schleppabstandes nicht beliebig durch eine Erhöhung der Verspannung reduzieren lässt.

4.7.2 Prozesskräfte beim Fräsen

Prozesskräfte treten bei der spanenden Bearbeitung auf. Entsprechend der in Kapitel 3.2.1 hergeleiteten Zusammenhänge lässt sich die durch einen Fräsprozess hervorgerufene Störkraft an-

hand von Gleichung (3-8) berechnen. Abbildung 4-27 zeigt einen exemplarischen Prozesskraftverlauf für das Gleichlaufräsen mittels Umfangsfräser mit drei Schneiden und einem Radius von 25 mm. Es wird das Gleichlaufräsen betrachtet, da dieses im Gegensatz zum Gegenlaufräsen eine größere Beanspruchung der Maschinenstruktur aufgrund der sprungförmigen Kraft beim Eintritt des Fräasers in das Werkstück hervorruft. Die Prozesskraft wird über den linearen Direktantrieb erzeugt, sodass Sollwert und Istwert der Störkraft $F_{\text{stör}}$ in Abbildung 4-27 dargestellt sind. Die angenommene Zustelltiefe beträgt 8 mm. Es wird eine Schnittgeschwindigkeit von 150 m/min und eine Drehzahl von 955 1/min gewählt. Bei einer Vorschubgeschwindigkeit von 390 mm/min ergibt sich daraus der dargestellte Prozesskraftverlauf. Die Wahl der Beträge basiert auf Richtwerten, die in entsprechenden Tabellenbüchern aufgeführt werden. Lediglich die Wahl der Anzahl der Schneiden ist unüblich. Diese wird vorgenommen, um eine hohe Spanne zwischen minimaler und maximaler Störkraft zu erzielen.

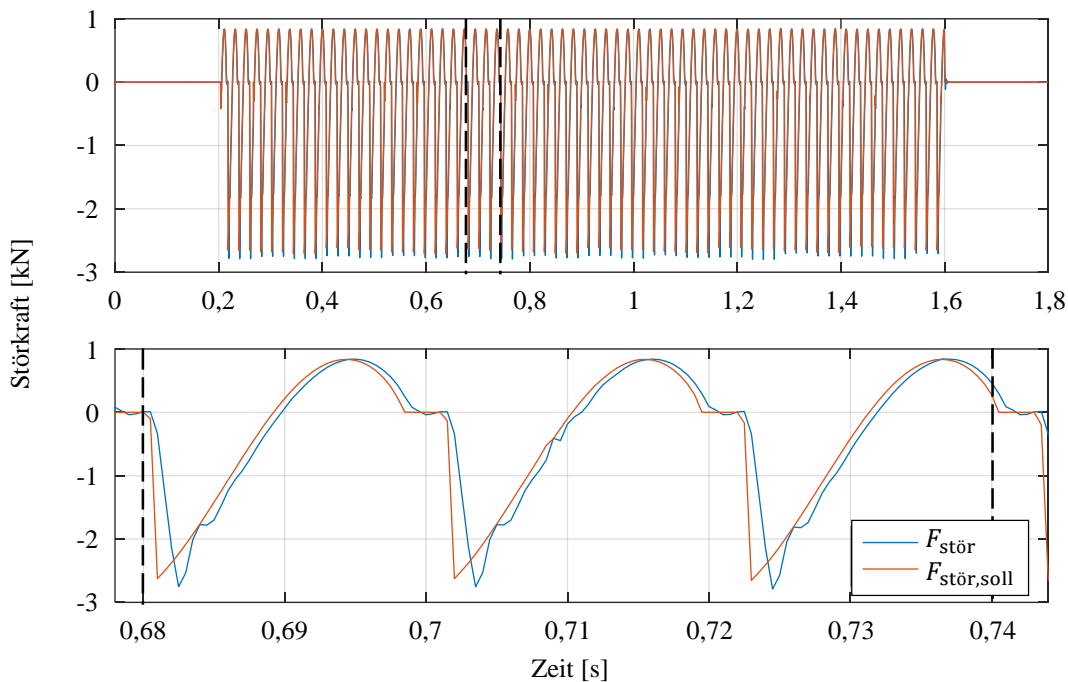


Abbildung 4-27: Prozesskraftverlauf beim Umfangsfräsen

Abbildung 4-28 oben zeigt exemplarisch den Einfluss der Prozesskraft auf das Spannungsdrehmoment M_V bei einem Sollwert $M_{V,\text{soll}} = 0,7 \text{ Nm}$ (5 %). Obwohl der Sollwert konstant ist, schwingt M_V in der Anregungsfrequenz der Prozesskraft. Weiterhin hat die Prozesskraft Einfluss auf den Schleppabstand. Der mittlere Signalverlauf von Abbildung 4-28 zeigt den Schleppabstand bei 5 % Verspannung. Dieser schwingt ebenfalls mit der Anregungsfrequenz

der Prozesskraft. Es ergibt sich eine Bahngenaugigkeit A_{dyn} von $57 \mu\text{m}$. Der Einfluss der Verspannung auf die Güte der Störgrößenunterdrückung wird anhand des integrierten absoluten Regelfehlers e_{sum} deutlich, der in Abbildung 4-28 unten für verschiedene Verspannungen dargestellt ist. Es ist zu erkennen, dass e_{sum} während der Prozesskraftanregung signifikant anwächst. Die Zuwachsrate wird durch die Verspannung allerdings reduziert.

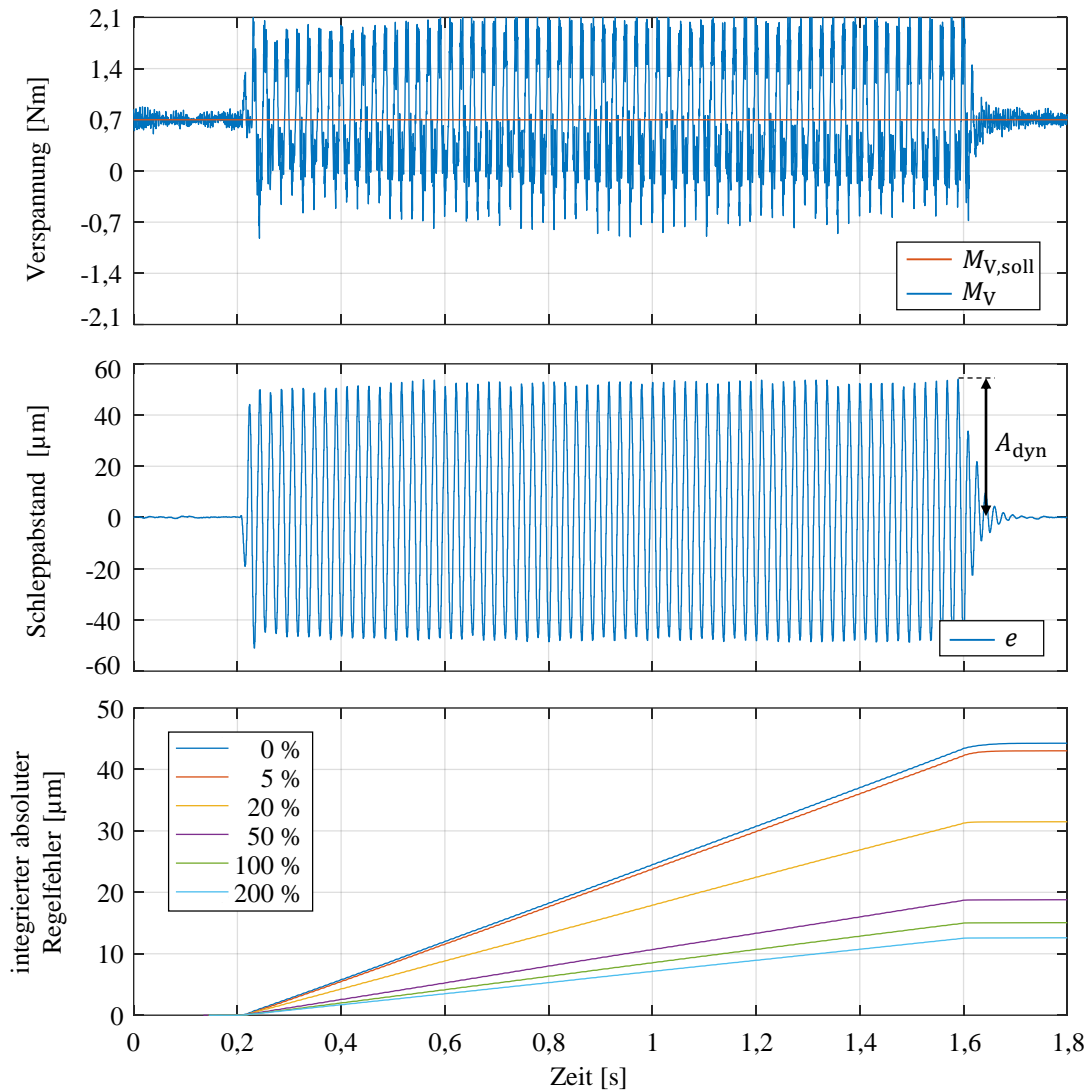


Abbildung 4-28: Verspannungsdrehmoment (oben) und Schleppabstand (Mitte) bei 5 % Verspannung sowie integrierte absolute Regelfehler (unten) in Abhängigkeit von der Verspannung

Abbildung 4-29 zeigt den integrierten absoluten Regelfehler e_{sum} (1,8 s) sowie die Bahngenaugigkeit A_{dyn} über der Verspannung. Beide Größen werden durch die Verspannung mehr als halbiert. Der Einfluss der Verspannung erfährt allerdings eine Sättigung, sodass sich die genannten Größen nicht beliebig durch eine Erhöhung der Verspannung reduzieren lassen.

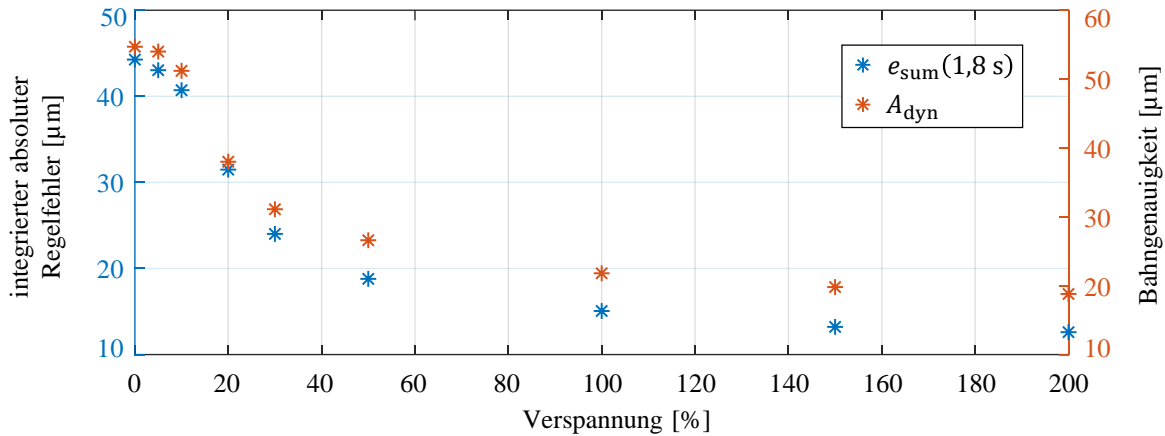


Abbildung 4-29: Bahngenauigkeit und integrierter absoluter Regelfehler bei 1,8 s bei Prozesskraftanregung über der Verspannung

Die Ergebnisse der Untersuchung der Prozesskraft sind konsistent zu den Ergebnissen der Untersuchung der Störkraftsprünge. Somit wird festgehalten, dass die Verspannung einen positiven Einfluss auf die Robustheit des Antriebssystems gegenüber Störgrößen hat.

4.8 Aufbereitung der Erkenntnisse

In den vorangegangenen Kapiteln wurde der Einfluss des Betrags der konstanten Verspannung auf die Reibung, die statische und dynamische Steifigkeit, also die Bandbreite des Systems, das Umkehrspiel, die Genauigkeit, die mechanische Belastung, den Energiebedarf sowie die Robustheit gegenüber Störgrößen untersucht. Für eine vergleichende Analyse des Einflusses des Verspannungsbetrags werden die betrachteten Systemeigenschaften zunächst jeweils auf ihren Wertebereich (Spanne) normiert. Die Norm

$$\|\mathcal{E}(M_V)\|_{\text{Spanne}} = \frac{\mathcal{E}(M_V) - \min(\mathcal{E}(M_V))}{\max(\mathcal{E}(M_V))} \quad (4-16)$$

wird aus dem Minimal- und dem Maximalwert der jeweiligen Systemeigenschaft \mathcal{E} berechnet. Die Normierungen der betrachteten Systemeigenschaften sind in Tabelle 4-1 angegeben. Teilweise wird der Mittelwert aus mehreren Messgrößen gebildet, um eine Systemeigenschaft zu beschreiben. Weiterhin werden einige Normierungen invertiert, sodass der Wert 0 immer das Pessimum und der Wert 1 immer das Optimum der Systemeigenschaft beschreibt.

Tabelle 4-1: Betrachtete Systemeigenschaften und deren Normierung

	Normierung
Bandbreite	$\frac{\ f_{0,N}(M_V)\ _{\text{Spanne}} + \ f_{0,M}(M_V)\ _{\text{Spanne}}}{2}$
Belastung	$1 - \ B_{\text{ges}}(M_V)\ _{\text{Spanne}}$
Energiebedarf	$1 - \ E_{\text{ges}}(M_V)\ _{\text{Spanne}}$
Genauigkeit	$1 - \frac{\ A_{\text{stat}}(M_V)\ _{\text{Spanne}} + \ A_{\text{dyn}}(M_V)\ _{\text{Spanne}}}{2}$
Reibung	$1 - \ M_H(M_V)\ _{\text{Spanne}}$
Robustheit gegenüber Störgrößen	$1 - \frac{\ e_{\text{max,Sprung}}(M_V)\ _{\text{Spanne}} + \ A_{\text{dyn,Prozess}}(M_V)\ _{\text{Spanne}}}{2}$
statische Steifigkeit	$\ k_{\text{stat}}(M_V)\ _{\text{Spanne}}$
Umkehrspiel	$1 - \ \Delta x_{1,\text{max}}(M_V)\ _{\text{Spanne}}$

Die auf diese Weise normierten Systemeigenschaften sind in Abbildung 4-30 über der Verspannung dargestellt. Wie zu erkennen ist, wird das Umkehrspiel, das sich entsprechend Kapitel 4.4 aus der maximalen Positionsdifferenz $\Delta x_{1,\text{max}}$ bestimmen lässt und für dessen Kompensation die elektrische Verspannung des Antriebssystems überhaupt erst angewendet wird, bei ausreichender Verspannung kompensiert. Der dafür minimal notwendige Betrag kann entsprechend Kapitel 4.4 anhand der Haftreibung des einzelnen Antriebsstrangs bestimmt werden. Dies geht entsprechend Kapitel 4.5.1 mit einer Steigerung der Positioniergenauigkeit A_{stat} einher. Bei Bewegungsänderung – das heißt im dynamischen Zustand – tritt das Umkehrspiel weiterhin auf, allerdings nicht zeitgleich bei beiden Antrieben. Da somit zu jedem Zeitpunkt Kraft auf den Maschinenschlitten übertragen werden kann, ist das Antriebssystem stets steuerbar. Folglich hat die Verspannung entsprechend Kapitel 4.5.2 ebenfalls einen positiven Einfluss auf die Bahngenauigkeit A_{dyn} und somit insgesamt auf die Genauigkeit des Antriebssystems.

Ferner führt eine Steigerung des Verspannungsbetrags entsprechend der in Kapitel 4.3.2 untersuchten Eigenfrequenzen $f_{0,N}$ und $f_{0,M}$ des Nachgiebigkeits- und des Mechanikfrequenzgangs zu einer Erhöhung der Bandbreite des Systems. Dies geht mit einer Verringerung der frequenzabhängigen Nachgiebigkeit beziehungsweise einer Erhöhung der dynamischen Steifigkeit des Antriebsstrangs einher. Die statische Steifigkeit k_{stat} wird entsprechend Kapitel 4.3.1 ebenfalls

durch die Erhöhung der Verspannung vergrößert. Aufgrund der durch Verspannung erhöhten Steifigkeit wird auch die Robustheit gegenüber Störgrößen entsprechend Kapitel 4.7 erhöht. Die Robustheit wird anhand des maximalen Schleppabstands $e_{\max, \text{Sprung}}$ bei Störkraftsprung und der Bahngenaugigkeit A_{dyn} bei Prozesskraftanregung bewertet.

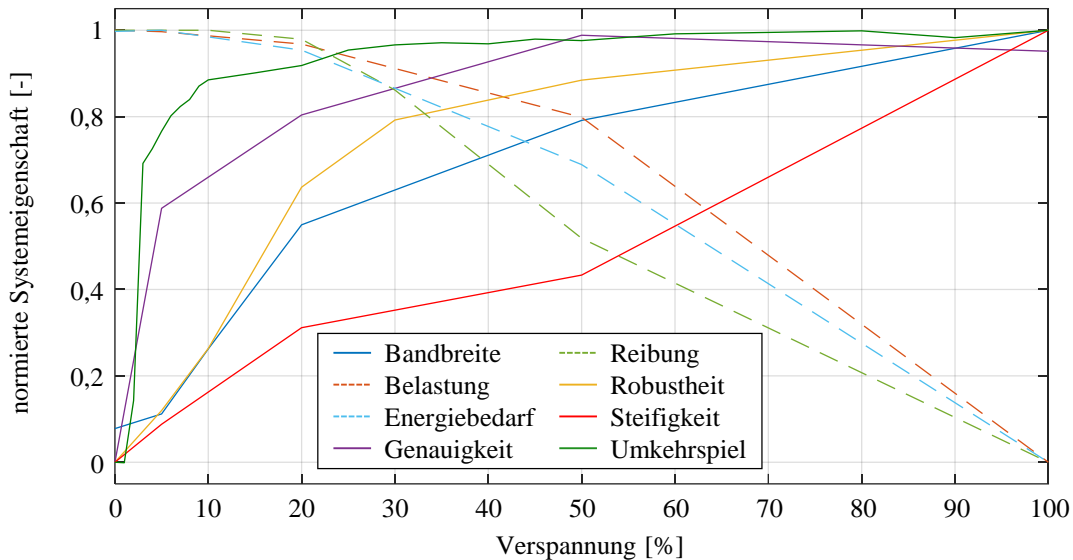


Abbildung 4-30: Normierte Systemeigenschaften über der Verspannung

Auf die Reibung des Systems hat die Verspannung entsprechend Kapitel 4.2 einen negativen Einfluss, da das Haftreibungsdrehmoment M_H des Antriebssystems mit anwachsender Verspannung zunimmt. Dies geht mit einer Erhöhung des Temperatureintrags einher und führt entsprechend Kapitel 2.1.1.4 zu einem erhöhten Verschleiß. Die Erhöhung des Verschleißes wird durch die Untersuchung der mechanischen Belastung B_{ges} untermauert. Diese nimmt entsprechend Kapitel 4.6 ebenfalls mit anwachsender Verspannung zu. Zudem wird der Energiebedarf erhöht, da die für die Verspannung aufgebrauchte Energie nicht in Vorschubbewegung umgesetzt werden kann. Zusammen mit der erhöhten Reibung führt eine Steigerung des Verspannungsbetrags zu einem Anstieg der insgesamt benötigten elektrischen Energie E_{ges} .

Die in Abbildung 4-30 dargestellten Abhängigkeiten der Systemeigenschaften vom Betrag der konstanten Verspannung sind teilweise gegenläufig. Je nach betrachteter Systemeigenschaft ist demnach eine hohe oder eine niedrige Verspannung sinnvoll. Außerdem erfährt der Einfluss der Verspannung auf einige der betrachteten Systemeigenschaften eine Sättigung. Also kann anhand von Abbildung 4-30 keine allgemeingültige Aussage über einen optimalen Betrag der konstanten Verspannung getroffen werden. Je nachdem, welche Anforderungen an das Antriebssystem gestellt werden, sind einige der betrachteten Systemeigenschaften wichtiger als

andere. Die Wahl des Verspannungsbetrags hängt somit vom Anwendungsfall des Antriebssystems ab. Auf dieser Grundlage wurden drei Anwendungsszenarien definiert, innerhalb derer eine Auswahl der für diese Anwendung relevanten Systemeigenschaften berücksichtigt wird.

Im ersten Anwendungsszenario werden alle acht betrachteten Systemeigenschaften berücksichtigt. Dieses Szenario stellt also einen Kompromiss aus allen Eigenschaften dar. Im zweiten Anwendungsszenario wird eine maximale Performanz des Antriebssystems angestrebt, indem alle Systemeigenschaften vernachlässigt werden, die nicht mit einer Verbesserung des statischen oder dynamischen Systemverhaltens zusammenhängen. Vernachlässigt werden die mechanische Belastung, der Energiebedarf und die Reibung. Im dritten Anwendungsszenario wird eine Maximierung der Effizienz des Antriebssystems bei gleichzeitigem Erhalt der Genauigkeit angestrebt. Es werden also lediglich die mechanische Belastung, der Energiebedarf, die Reibung, die Genauigkeit und das Umkehrspiel berücksichtigt.

Um einen optimalen Verspannungsbetrag je Anwendungsszenario abschätzen zu können, wird der gewichtete Mittelwert

$$\mathcal{M} = \frac{\sum_{i=1}^n \|\mathcal{E}_i(M_V)\|_{\text{Spanne}} \mathcal{S}(\mathcal{E}_i(M_V))}{\sum_{i=1}^n \mathcal{S}(\mathcal{E}_i(M_V))} \quad (4-17)$$

der n betrachteten und normierten Systemeigenschaften \mathcal{E} herangezogen. Die Gewichtung wird aus der Sensitivität

$$\mathcal{S}(\mathcal{E}(M_V)) = \frac{\max(\mathcal{E}(M_V))}{\min(\mathcal{E}(M_V))} \quad (4-18)$$

der jeweiligen Systemeigenschaft \mathcal{E} gegenüber der Verspannung berechnet. Die Sensitivität \mathcal{S} ergibt sich aus dem Verhältnis des Maximal- und Minimalwertes von \mathcal{E} und stellt somit die durch Verspannung erzielbare Verbesserung der jeweiligen Systemeigenschaft dar. Der betrachtete Verspannungsbetrag reicht von 0 % bis 100 %. Die entsprechende Sensitivität ist in Abbildung 4-31 dargestellt. Wie zu erkennen ist, reagieren vor allem die mechanische Belastung und das Umkehrspiel sensitiv auf eine Veränderung der Verspannung. Die geringste Sensitivität zeigen die Reibung und die Steifigkeit.

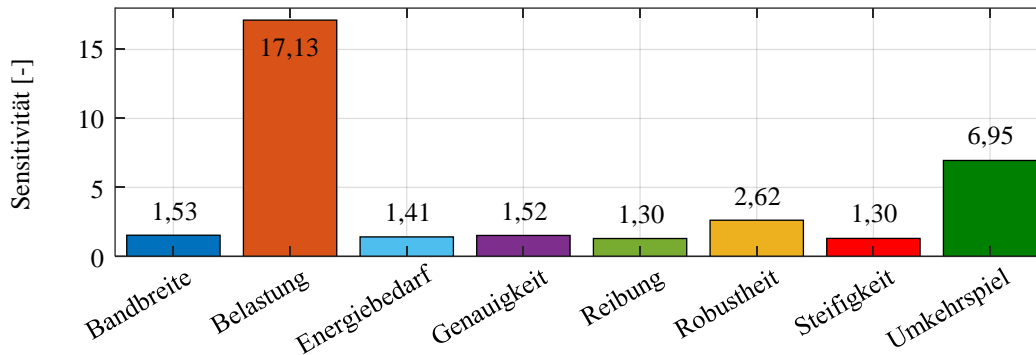


Abbildung 4-31: Sensitivität der betrachteten Systemeigenschaften für eine Änderung der Verspannung um 100 %

In Abbildung 4-32 sind die gewichteten Mittelwerte \mathcal{M} je Anwendungsszenario in Abhängigkeit von der Verspannung dargestellt. Der gewichtete Mittelwert $\mathcal{M}_{\text{Summe}}$ gilt für das erste Szenario. Für einen optimalen Kompromiss aus allen Systemeigenschaften ist eine Verspannung von 20 % ideal. Dieser Verspannungsbetrag deckt sich mit dem in der Literatur genannten Wertebereiche von 10 % bis 30 % des Nenndrehmoments der Antriebe (Zirn 2008, S. 118). Der Maximalwert von $\mathcal{M}_{\text{Summe}}$ ist geringer als der Maximalwert der anderen Mittelwerte, da alle Systemeigenschaften berücksichtigt werden, die entsprechend Abbildung 4-30 teilweise gegenläufig sind.

Der Mittelwert $\mathcal{M}_{\text{Performanz}}$ gilt für das zweite Szenario. Eine ideale Performanz kann durch eine Verspannung von 100 % erzielt werden. Der Signalverlauf lässt außerdem darauf schließen, dass eine weitere Steigerung der Verspannung zu einer weiteren Verbesserung der Performanz führt. Dieser Verlauf erklärt sich dadurch, dass ausschließlich Systemeigenschaften betrachtet werden, die durch eine Erhöhung des Verspannungsbetrags verbessert werden. Ein dauerhafter Betrieb mit einer Verspannung >100 % (und somit größer als das Nenndrehmoment) ist dauerhaft allerdings nicht möglich, da dies zu einer Überhitzung der Antriebe führen würde.

Der Mittelwert $\mathcal{M}_{\text{Effizienz}}$ gilt für das dritte Szenario. Um eine Maximierung der Effizienz des Antriebssystems bei gleichzeitigem Erhalt der Genauigkeit zu erreichen, ist eine Verspannung zwischen 10 % und 20 % zielführend. Der Signalverlauf zeigt außerdem, dass der Maximalwert von $\mathcal{M}_{\text{Effizienz}}$ bei einer Verspannung von 5 % bereits zu 97 % erreicht wird. Eine Verspannung von 5 % entspricht etwa dem Haftreibungsdrehmoment eines einzelnen Antriebsstrangs und somit dem anhand von Gleichung (4-5) definierten minimal notwendigen Verspannungsdrehmoment $M_{V,\min}$. Dies bestätigt, dass eine Definition von $M_{V,\min}$ anhand des Haftreibungsdrehmoments des einzelnen Antriebssystems tatsächlich zulässig ist. Der aktuelle Stand

der Technik macht keine eindeutigen Angaben zur Wahl des Verspannungsbetrags. Die genannten Beträge variieren und die theoretischen Hintergründe zu deren Bestimmung bleiben ungeklärt. Dies führt dazu, dass die Einstellung der Verspannung an industriell eingesetzten Werkzeugmaschinen meist auf Erfahrungswerten beruht, die entweder zu einem ineffizienten (übermäßig verspannten) oder zu einem qualitativ unzureichenden (zu gering verspannten) Systemverhalten führen. Anhand der Definition von $M_{V,\min}$ kann dieser Problematik zukünftig begegnet werden. Somit ist die erste zentrale Fragestellung dieser Arbeit beantwortet.

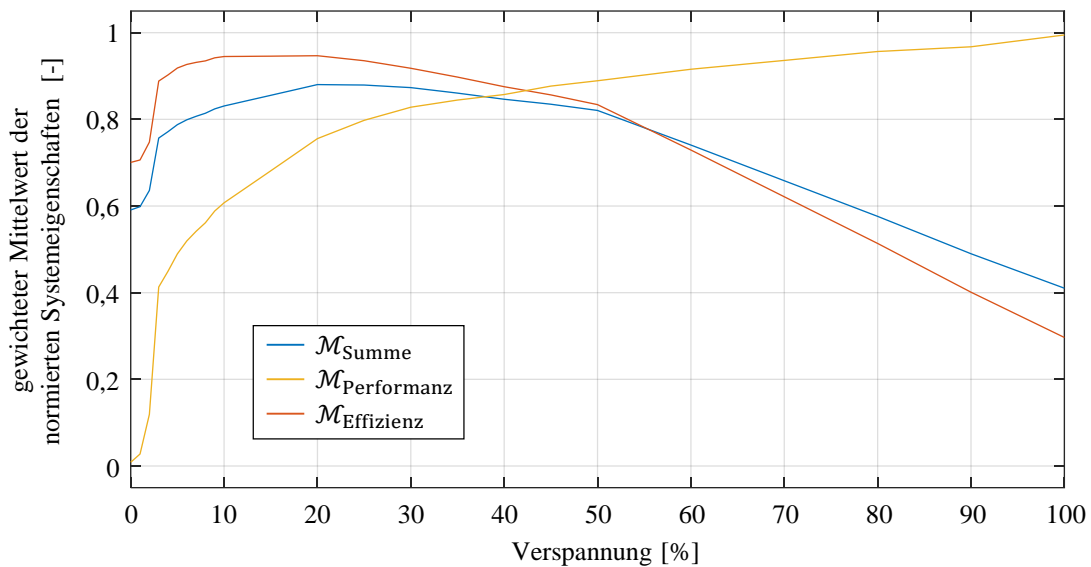


Abbildung 4-32: Gewichtete Mittelwerte der normierten Systemeigenschaften über der Verspannung

Es wird zusammengefasst, dass die Verspannung einen zentralen Einfluss auf alle Systemeigenschaften und somit auf das gesamte Verhalten des Antriebssystems hat. Demnach stellt die Wahl eines geeigneten Verspannungsbetrags eine entscheidende Aufgabe bei der Inbetriebnahme elektrisch verspannter Zahnstange-Ritzel-Antriebe dar. Die Wahl des Verspannungsbetrags hängt vom Anwendungsfall ab. Für eine maximale Performanz ist eine maximale Verspannung zielführend. Um eine Maximierung der Effizienz des Antriebssystems bei gleichzeitigem Erhalt der Genauigkeit zu erreichen, ist ein Verspannungsbetrag zu wählen, der mindestens so groß ist wie das Haftreibungsdrehmoment eines einzelnen Antriebsstrangs. Dieser Betrag entspricht der in dieser Arbeit definierten Minimalverspannung.

5 Entwicklung der adaptiven Verspannung

Die Untersuchungen in Kapitel 4 haben gezeigt, dass die Verspannung einen zentralen Einfluss auf das Verhalten des Antriebssystems hat. Die Wahl des Verspannungsbetrags hängt vom angestrebten Anwendungsfall ab, sodass die konstante Verspannung stets einen Kompromiss aus den jeweils relevanten Systemeigenschaften darstellt. Nun erlaubt die in Kapitel 2.2.3 erläuterte elektrische Verspannung eine Anpassung der Verspannung während des Betriebs. Es liegt also nahe, diese Anpassbarkeit für eine gezielte Beeinflussung des getroffenen Kompromisses zu nutzen, um die Systemeigenschaften weiter zu optimieren. Insbesondere bei großen Werkzeugmaschinen mit langen Verfahrwegen ist eine Anpassung der Verspannung während des Betriebs sinnvoll, da hier mit weniger Bewegungsänderungen im Vergleich zu kleinen Maschinen zu rechnen ist und eine Anpassung der Verspannung also für einen längeren Zeitraum Bestand hat. Da Zahnstange-Ritzel-Antriebe entsprechend des Vergleichs der Antriebssysteme in Kapitel 2.1.2.4 bevorzugt in großen Maschinen eingesetzt werden, stellt die Länge des Verfahrwegs somit einen ausschlaggebenden Faktor für die Anpassung der Verspannung dar.

Dieser Gedankengang motiviert die in dieser Arbeit angestrebte adaptive Verspannung. Der Begriff „adaptiv“ wird verwendet, da die Verspannung in Abhängigkeit vom Gesamtdrehmoment des Antriebssystems adaptiert werden soll. Anhand des Gesamtdrehmoments kann das Auftreten des Umkehrspiels bestimmt werden (siehe Gleichungen (4-9) und (4-10)). Außerdem lassen sich die Leistungsreserve des Antriebssystems und dessen dynamischer Zustand anhand des Gesamtdrehmoments bestimmen. Aus diesen Gründen wird das Gesamtdrehmoment des Antriebssystems für die Adaption der Verspannung herangezogen.

In Kapitel 5.1 werden zunächst drei Strategien der adaptiven Verspannung entwickelt. Es werden mehrere Strategien entwickelt, da die in Abbildung 4-30 zusammengefassten Systemeigenschaften auf unterschiedliche Weise durch die Verspannung beeinflusst werden und deren Relevanz vom Anwendungsfall abhängt. Vor diesem Hintergrund werden die entwickelten Strategien anschließend bewertet und die Strategie des minimal verspannten Systems, die der Zielsetzung dieser Arbeit entspricht, ausgewählt. Für deren regelungstechnische Umsetzung ist anschließend eine Erweiterung der regelungstechnischen Struktur erforderlich. Die Erweiterung der Momentenausgleichsregelung als wichtigste Struktur zur Erzeugung der Verspannung wird in Kapitel 5.2 beschrieben. Aufgrund dieser Erweiterung ist weiterhin eine Untersuchung der Stabilität des veränderten Systems erforderlich. Die Stabilität wird in Kapitel 5.3 nachgewiesen.

5.1 Strategien zur Anpassung der Verspannung

Anhand der Erkenntnisse aus dem Stand der Technik und den eigenen Untersuchungsergebnissen, die in Kapitel 4.8 zusammengefasst sind, werden im Rahmen dieser Arbeit drei Verspannungsstrategien entwickelt. Zunächst wird eine Verspannungsstrategie entwickelt, die das Auftreten des Umkehrspiels zu jedem Zeitpunkt vermeidet, um den nichtlinearen Einfluss des Flankenwechsels zu eliminieren und somit ein maximal genaues Antriebssystem zu erzielen. Diese Strategie des umkehrspielfreien Systems wird in Kapitel 5.1.1 erläutert. Anschließend wird eine Verspannungsstrategie hergeleitet, die eine maximale Verspannung zu jedem Zeitpunkt erzeugt, um die Performanz des Systems entsprechend des zweiten Anwendungsszenarios aus Kapitel 4.8 zu maximieren. Diese Strategie des maximal verspannten Systems wird in Kapitel 5.1.2 vorgestellt. Konträr zu dieser Strategie wird in Kapitel 5.1.3 die Strategie des minimal verspannten Systems vorgestellt. Diese Strategie wird entwickelt, um ein maximal effizientes Antriebssystem entsprechend des dritten Anwendungsszenarios aus Kapitel 4.8 und der Zielsetzung dieser Arbeit zu erreichen. Dies soll erreicht werden, indem der durchschnittliche Verspannungsbetrag des mit dem hergeleiteten Minimalverspannungsbetrag konstant verspannten Systems durch eine Anpassung der Verspannung weiter reduziert wird.

Bei der Entwicklung der Strategien wird zu Grunde gelegt, dass die durch konstante Verspannung erzielte Kompensation des Umkehrspiels nicht beeinflusst wird und somit die erzielte Genauigkeit erhalten bleibt. Dies ist beispielsweise während der Werkstückbearbeitung zielführend. In anderen Betriebsphasen, wie beispielsweise bei Fahrten im Eilgang oder während des Werkzeugwechsels, wird die erzielte Genauigkeit nicht benötigt, sodass hier die Verspannung dauerhaft deaktiviert werden kann. Somit legt die Betriebsphase die prinzipiellen Rahmenbedingungen fest, die das Antriebssystem zu erfüllen hat. Dieser Sachverhalt wird der Vollständigkeit halber erwähnt und für weitere Details auf die Literatur verwiesen (beispielsweise Ding 2014). In dieser Arbeit werden nur diejenigen Betriebsphasen betrachtet, welche die durch konstante Verspannung erzielte Genauigkeit erfordern.

5.1.1 Umkehrspielfreies System

Das Umkehrspiel tritt trotz konstanter Verspannung in einem der verspannten Antriebsstränge in Abhängigkeit vom Beschleunigungszustand auf. Anhand der in Kapitel 4.4 hergeleiteten Gleichungen (4-9) und (4-10) lassen sich die Gesamtdrehmomente $M_{ges,1}$ und $M_{ges,2}$, bei denen

das Umkehrspiel in Antriebsstrang 1 oder 2 auftritt, berechnen. Die betragsmäßig unteren Grenzen von $M_{ges,1}$ und $M_{ges,2}$ lassen sich anhand der Gleichungen (4-11) und (4-12) bestimmen. Unter Vernachlässigung der Reibung liegen diese beim Nulldurchgang der Antriebsdrehmomente M_1 und M_2 . Soll erreicht werden, dass das Umkehrspiel zu keinem Zeitpunkt in einem der Antriebsstränge auftritt, so ist ein Nulldurchgang von M_1 und M_2 zu vermeiden. Dies lässt sich anhand der in Abbildung 5-1 dargestellten Drehmomentverläufe erreichen. Wie zu erkennen ist, schneidet keiner der Verläufe der Drehmomente M_1 oder M_2 die X-Achse. Ein minimaler Verspannungsbetrag $M_{V,0}$, über den der Abstand zur X-Achse definiert werden kann, ist zu jedem Zeitpunkt gegeben.

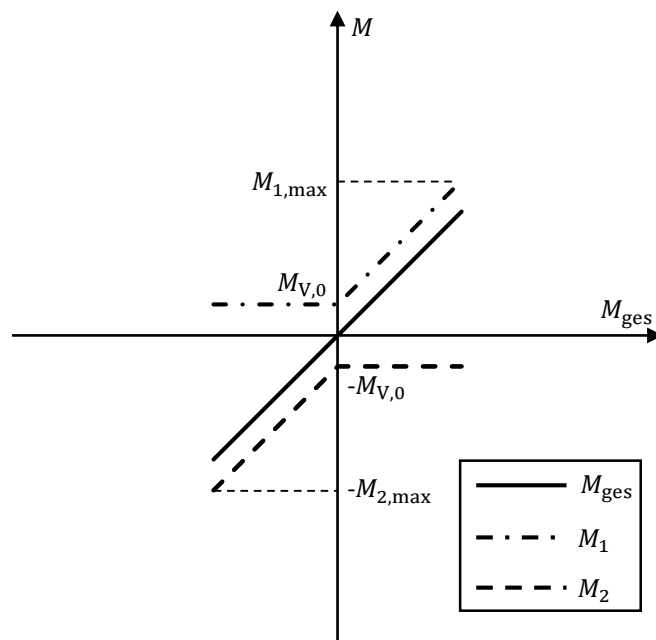


Abbildung 5-1: Drehmomente der umkehrspielfrei verspannten Antriebe

Ein vergleichbarer Ansatz wird auch bei Gewindespindel-Mutter-Antrieben mit mechanisch verspannter Doppelmutter eingesetzt, um einen Lastwechsel innerhalb einer Mutterhälfte zu vermeiden. Die mechanische Vorspannkraft im Stillstand des Systems wird so gewählt, dass diese einen Minimalwert bei maximaler Antriebskraft nicht unterschreitet. Details liefert (Verl et al. 2014). Ein Lastwechsel und somit das Auftreten des Umkehrspiels ist für Zahnstange-Ritzel-Antriebe als deutlich weniger kritisch einzustufen, da er keine Systemschäden verursacht. Dennoch wird das Übertragungsverhalten des Antriebssystems durch das Auftreten des Umkehrspiels in nur einem der verspannten Antriebsstränge verändert, da im Zeitraum des Flankenwechsels nur ein einzelner Antriebsstrang für die Kraftübertragung zur Verfügung steht. Das System kann zwar weiterhin über diesen Antriebsstrang gesteuert werden, allerdings

verfügt das gesamte Antriebssystem in diesem Zeitraum lediglich über die Steifigkeit des einzelnen Antriebsstrangs. Eine während des Betriebs stark schwankende Steifigkeit kann schwingungsanregend wirken und somit zu Genauigkeitseinbußen führen. Diese Einbußen ließen sich durch die in Abbildung 5-1 dargestellte Verspannungsstrategie vermeiden.

Ein zentraler Nachteil der dargestellten Verspannungsstrategie ist allerdings, dass für die Beschleunigung des Gesamtsystems lediglich ein maximales Gesamtdrehmoment

$$M_{\text{ges,max}} = M_{i,\text{max}} - M_{V,0} \quad (5-1)$$

und somit weniger als das maximale Antriebsdrehmoment $M_{i,\text{max}}$ eines einzelnen Antriebs zur Verfügung steht. Die theoretisch mittels zweier Antriebe erreichbare Antriebsdynamik wird demnach um mehr als die Hälfte reduziert. Außerdem wird das System mit anwachsendem Gesamtdrehmoment zunehmend verspannt. Bei hohen Vorschubkräften, für welche Zahnstange-Ritzel-Antriebe entsprechend Kapitel 2.1.2.4 vornehmlich eingesetzt werden, wird damit der Energiebedarf und die mechanische Belastung zusätzlich erhöht, weil ein Anwachsen der Verspannung entsprechend Kapitel 4.2 mit einer Steigerung der Reibung einhergeht.

Zusammenfassend wird festgehalten, dass sich ein spielfreier, elektrisch verspannter Zahnstange-Ritzel-Antrieb nur mit hohen Dynamik- und Effizienzeinbußen erzielen lässt. Neben dem Umkehrspiel hat das Gleichlaufverhalten entsprechend der Untersuchungen in den Kapiteln 4.1 und 4.5 einen zentralen Einfluss auf die Genauigkeit des Antriebssystems. Der Vergleich der meistgenutzten Antriebssysteme in Kapitel 2.1.2.4 zeigt zudem, dass mit Gewindespindel-Mutter-Antrieben oder linearen Direktantrieben ein besseres Gleichlaufverhalten erzielt werden kann. Somit wird abschließend in Frage gestellt, ob die vollständige Spielfreiheit tatsächlich einen Mehrwert darstellt. Vielmehr wird eine Optimierung des unzureichenden Gleichlaufverhaltens als zielführender eingeschätzt, um die durch Verspannung erzielte Genauigkeit weiter zu erhöhen und somit den Bereich von Gewindespindel-Mutter-Antrieben oder linearen Direktantrieben zu erreichen. Dies ist allerdings nicht Inhalt dieser Arbeit, sodass die Verspannungsstrategie des umkehrspielfreien Systems nicht weiter betrachtet wird.

5.1.2 Maximal verspanntes System

Der minimal notwendige Verspannungsbetrag zur Kompensation des Umkehrspiels lässt sich anhand von Gleichung (4-5) berechnen. Entsprechend Kapitel 4.8 führt eine über diesen Mini-

malbetrag hinausgehende Verspannung zu einer Steigerung der Performanz des Antriebssystems. Um die Performanz des Antriebssystems zu maximieren, erscheint demnach eine Maximierung der Verspannung entsprechend Abbildung 4-32 als zielführend. Eine maximale Verspannung kann erreicht werden, indem der nicht für die Vorschubbewegung genutzte Anteil der insgesamt verfügbaren Antriebsleistung für die Verspannung aufgewendet wird. Das Resultat dieser Vorgehensweise ist in Abbildung 5-2 dargestellt. Die abgebildeten Drehmomentverläufe ergeben sich aus der bereits im Stand der Technik gelieferten Strategie der adaptiven Verspannung (siehe Abbildung 2-11), indem $M_{V,0} = M_{i,max}$ gewählt wird. Im Stillstand beziehungsweise bei $M_{ges} = 0 \text{ Nm}$ wird somit das maximale Antriebsdrehmoment $M_{i,max}$ für die Verspannung aufgewendet. Der zentrale Vorteil dieser Strategie gegenüber der konstanten Verspannung ist, dass das maximal verfügbare Gesamtdrehmoment, also die Summe der maximalen Antriebsdrehmomente, nicht durch die Verspannung reduziert wird. Somit wird die maximal erreichbare Dynamik des Antriebssystems nicht beeinflusst. Das Umkehrspiel tritt auch hier im statischen Zustand beim Übergang zwischen den Bereichen ①, ② und ③ auf, da hier jeweils das Vorzeichen eines der Antriebsdrehmomente wechselt.

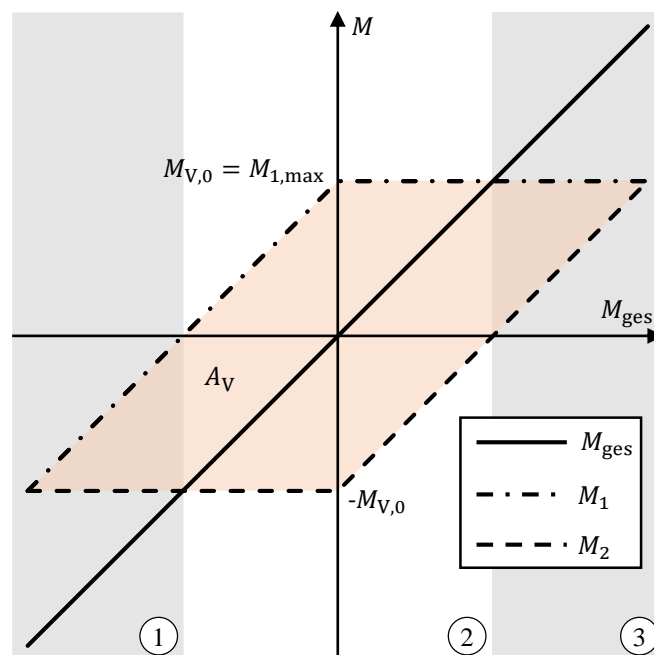


Abbildung 5-2: Drehmomente der maximal verspannten Antriebe

Entsprechend Abbildung 4-30 führt diese Verspannungsstrategie neben der Maximierung der Performanz allerdings auch zu einer maximalen mechanischen Belastung der Antriebe, einem

maximalen Energiebedarf des Antriebssystems und einer maximalen Reibung. Die für die Verspannung aufgebrauchte Energie lässt sich anhand der in Abbildung 5-2 in Orange dargestellten Fläche A_V , die von den Drehmomentverläufen der Antriebe eingeschlossen wird, abschätzen. Da es sich hier um die maximal mögliche Fläche $A_{V,max}$ handelt, wird festgehalten, dass es sich somit um eine in Bezug auf die Vorschubbewegung maximal ineffiziente Verspannungsstrategie handelt. Überdies sind elektrische Antriebe nicht für eine dauerhafte Bestromung mit Maximalstrom ausgelegt. Der zulässige Dauerstrom, der sich anhand von Projektierungshandbüchern der Antriebshersteller ermittelt lässt, liegt deutlich unter dem Maximalstrom. Ein dauerhafter Betrieb des Antriebssystems mit dieser Verspannungsstrategie ist somit nicht möglich. Folglich ist eine Reduzierung von $M_{V,0}$ notwendig, sodass der zulässige Dauerstrom nur bei hohen Beschleunigungen innerhalb eines begrenzten Zeitraums überschritten wird. Durch diese Maßnahme wird die angestrebte Maximierung der Antriebsdynamik allerdings verfehlt. Somit wird diese Strategie nicht weiter betrachtet.

5.1.3 Minimal verspanntes System

Die Energie, die für die Verspannung aufgewendet wird, steht nicht für die Vorschubbewegung zur Verfügung. Überdies zeigt Abbildung 4-30, dass die mechanische Belastung und somit der Verschleiß sowie die Reibung und somit der Temperatureintrag durch eine Erhöhung der Verspannung zunehmen. Dies führt zu einer Verkürzung der Lebensdauer des Antriebssystems. Entsprechend der Zielsetzung dieser Arbeit ist es aus Gründen der Effizienz daher sinnvoll, eine Verspannungsstrategie zu entwickeln, die zu einer minimalen Verspannung führt, ohne die Genauigkeit, die durch konstante Verspannung erzielt wird, zu reduzieren. Die entsprechende Strategie des minimal verspannten Systems wurde vom Autor dieser Arbeit erstmals in (Verl et al. 2018) vorgestellt. Um eine minimale Verspannung zu erreichen, werden drei Kriterien für den effizienten Betrieb elektrisch verspannter Zahnstange-Ritzel-Antriebe definiert:

1. Minimale Verspannung, wenn diese für den Erhalt der bereits durch konstante Verspannung erzielten Genauigkeit benötigt wird.
2. Keine Verspannung, wenn diese nicht für den Erhalt der bereits durch konstante Verspannung erzielten Genauigkeit benötigt wird.
3. Keine Reduzierung des maximalen Gesamtdrehmoments durch Verspannung.

Kriterium 1 wird bereits durch das anhand von Gleichung (4-5) abschätzbare minimale Verspannungsdrehmoment $M_{V,min}$ erfüllt. Kriterium 3 wird erfüllt, insofern

$$M_V(M_{\text{ges,max}}) = 0 \text{ Nm} \quad (5-2)$$

gilt. Wird die in Abbildung 2-11 dargestellte Strategie der adaptiven Verspannung aus dem Stand der Technik herangezogen und $M_{V,0} = M_{V,\text{min}}$ gewählt, so erfüllt diese bereits die Kriterien 1 und 3. Zwischen $M_{\text{ges}} = 0 \text{ Nm}$ und $M_{\text{ges,max}}$ wird das Verspannungsdrehmoment allerdings linear von $M_{V,0}$ auf 0 Nm reduziert. Somit erfüllt diese Verspannungsstrategie nicht Kriterium 2, da die Verspannung nur bei maximalem Gesamtdrehmoment deaktiviert wird. Es ist also zu prüfen, wie das Verspannungsdrehmoment in Abhängigkeit vom Gesamtdrehmoment zu wählen ist, ohne die durch konstante Verspannung erzielte Genauigkeit des Systems zu reduzieren. Dafür werden die in Kapitel 4.4 hergeleiteten Gleichungen (4-9) und (4-10) herangezogen, anhand derer sich die Gesamtdrehmomente $M_{\text{ges},1}$ und $M_{\text{ges},2}$, bei denen das Umkehrspiel in einem der Antriebsstränge auftritt, berechnen lassen. Für Gesamtdrehmomente oberhalb von $M_{\text{ges},2}$ beziehungsweise unterhalb von $M_{\text{ges},1}$ kann die Verspannung deaktiviert werden, da das Umkehrspiel bereits durchlaufen wurde. Unter dieser Annahme wird das von M_{ges} abhängige Verspannungsdrehmoment

$$M_V(M_{\text{ges}}) = \begin{cases} M_{V,0}, & |M_{\text{ges}}| \leq |M_{\text{ges,aus}} - 2M_{V,0}| \\ \frac{1}{2}(M_{\text{ges,aus}} - |M_{\text{ges}}|), & |M_{\text{ges,aus}} - 2M_{V,0}| < |M_{\text{ges}}| < |M_{\text{ges,aus}}| \\ 0, & |M_{\text{ges,aus}}| \leq |M_{\text{ges}}| \end{cases} \quad (5-3)$$

für das minimal verspannte System definiert. Die entsprechenden Drehmomentverläufe sind in Abbildung 5-3 dargestellt. Für kleine Beträge von M_{ges} wird das System konstant mit $M_{V,0}$ verspannt. Dabei ist $M_{V,0} = M_{V,\text{min}}$ zu wählen, um Kriterium 1 zu erfüllen. Ab einem gewissen Betrag von M_{ges} wird die Verspannung reduziert. Die lineare Reduzierung ergibt sich aus der Forderung monoton steigender Verläufe der Antriebsdrehmomente. Erreicht M_{ges} das so definierte Ausschaltmoment $M_{\text{ges,aus}}$, wird die Verspannung deaktiviert.

Damit die Verspannungsstrategie neben den Kriterien 1 und 3 auch Kriterium 2 erfüllt, ist der minimal notwendige Betrag von $M_{\text{ges,aus}}$ abzuschätzen. Die Verspannung kann ausgeschaltet werden, sobald das Umkehrspiel durchlaufen wurde. Somit muss gelten, dass

$$|M_{\text{ges},1}| < M_{\text{ges,aus}} \quad (5-4)$$

und

$$|M_{\text{ges},2}| < M_{\text{ges,aus}}. \quad (5-5)$$

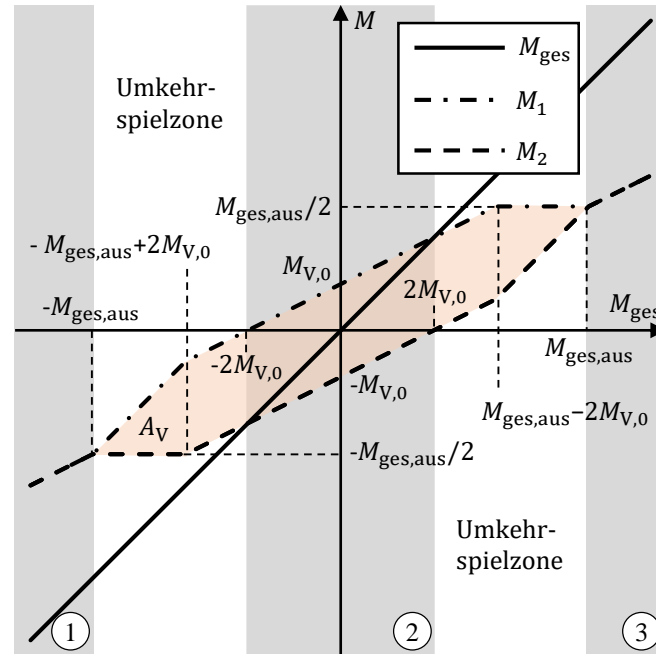


Abbildung 5-3: Drehmomente der minimal verspannten Antriebe

Wird der zweite Fall aus Gleichung (5-3) in die Gleichungen (4-9) und (4-10) und die daraus resultierenden und von $M_{\text{ges,aus}}$ abhängigen Gesamtdrehmomente $M_{\text{ges,1}}$ und $M_{\text{ges,2}}$ anschließend in die Gleichungen (5-4) und (5-5) eingesetzt, so ergeben sich durch Umformen der so hergeleiteten Gleichung nach $M_{\text{ges,aus}}$ die Wertebereiche für das Ausschaltmoment

$$\frac{2J_1}{J_1 - J_{S+2}} (M_{R,2} + M_{R,S} - M_{\text{stör}}) - \frac{2J_{S+2}}{J_1 - J_{S+2}} M_{R,1} < M_{\text{ges,aus}} \quad (5-6)$$

und

$$\frac{2J_2}{J_2 - J_{S+1}} (M_{R,1} + M_{R,S} - M_{\text{stör}}) - \frac{2J_{S+1}}{J_2 - J_{S+1}} M_{R,2} < M_{\text{ges,aus}}, \quad (5-7)$$

die einzuhalten sind, damit das Umkehrspiel im verspannten Zustand des Systems auftritt. Um eine allgemeingültige Aussage über den notwendigen Betrag von $M_{\text{ges,aus}}$ treffen zu können, werden die Grenzwerte der Trägheitsmomente betrachtet. Für Antriebsstrang 1 ergibt sich eine betragsmäßig obere Grenze von

$$\lim_{J_1 \rightarrow \infty} \left(\frac{2J_1}{J_1 - J_{S+2}} (M_{R,2} + M_{R,S} - M_{\text{stör}}) - \frac{2J_{S+2}}{J_1 - J_{S+2}} M_{R,1} \right) = 2(M_{R,2} + M_{R,S} - M_{\text{stör}}) \quad (5-8)$$

und für Antriebsstrang 2

$$\lim_{J_2 \rightarrow \infty} \left(\frac{2J_2}{J_2 - J_{S+1}} (M_{R,1} + M_{R,S} - M_{\text{stör}}) - \frac{2J_{S+1}}{J_2 - J_{S+1}} M_{R,2} \right) = 2(M_{R,1} + M_{R,S} - M_{\text{stör}}). \quad (5-9)$$

Diese Grenzen werden erreicht, wenn das Trägheitsmoment des jeweiligen Antriebsstrangs sehr groß wird. Das Stördrehmoment $M_{\text{stör}}$ kann im nächsten Schritt vernachlässigt werden, da es auf den Maschinenschlitten einwirkt und somit das Auftreten des Umkehrspiels in beiden Antriebssträngen auf gleiche Weise beeinflusst. Wird demnach

$$M_{\text{ges,aus}} > 2(\max(M_{\text{H},1}, M_{\text{H},2}) + M_{\text{H},S}) \quad (5-10)$$

gewählt, kann sichergestellt werden, dass das Umkehrspiel stets unterhalb von $M_{\text{ges,aus}}$ und damit immer im verspannten Bereich auftritt.

In Gleichung (5-10) werden anstelle der Reibungsdrehmomente $M_{\text{R},1}$ und $M_{\text{R},2}$ die Haftreibungsdrehmomente $M_{\text{H},1}$ und $M_{\text{H},2}$ für die Abschätzung von $M_{\text{ges,aus}}$ angegeben. Dies lässt sich anhand des Drehmoments eines einzelnen Antriebs erklären. Das Drehmoment des nicht vom Umkehrspiel betroffenen Antriebs muss ausreichen, um den Maschinenschlitten zu beschleunigen, während der andere Antrieb das Umkehrspiel durchläuft und somit keine Kraft auf den Maschinenschlitten ausüben kann. Eine Beschleunigung des Maschinenschlittens ist in diesem Zustand nur dann möglich, wenn das Antriebsdrehmoment größer als die Summe der Haftreibungsdrehmomente des Antriebsstrangs und des Maschinenschlittens ist. Entsprechend Abbildung 5-3 und unter Berücksichtigung von Gleichung (5-10) ist genau das der Fall, während die Verspannung reduziert wird ($M_1 = M_{\text{ges,aus}}/2$ beziehungsweise $M_2 = -M_{\text{ges,aus}}/2$).

Anhand der hergeleiteten Beziehungen lässt sich der Bereich von M_{ges} , in dem Umkehrspiel auftreten kann, eingrenzen. Es ergeben sich die in Abbildung 5-3 dargestellten Umkehrspielzonen, welche die Bereiche ① bis ③ voneinander abgrenzen. Nur in diesen Zonen kann Umkehrspiel auftreten, insofern die Gleichungen (4-5) und (5-10) eingehalten werden. In den Bereichen ① und ③ wurde das Umkehrspiel somit bereits durchlaufen, sodass hier ein Deaktivieren der Verspannung möglich ist, ohne die Genauigkeit des Systems zu reduzieren. In Bereich ② ist die Verspannung $M_{\text{V,min}}$ für den Erhalt der Genauigkeit notwendig. Somit erfüllt die in Abbildung 5-3 dargestellte Verspannungsstrategie alle drei Kriterien für den effizienten Betrieb eines elektrisch verspannten Antriebssystems. Dies äußert sich darin, dass die durch die Kennlinien eingeschlossene Fläche den minimal möglichen Wert $A_{\text{V,min}}$ annimmt und somit nur der minimal notwendige Anteil der Antriebsleistung für die Verspannung aufgewendet wird, um die durch konstante Verspannung erzielte Genauigkeit zu erhalten.

Vor der Umsetzung der Strategie des minimal verspannten Systems wird abschließend die zeitliche Veränderung von M_{ges} in Verbindung mit der Zeitspanne, die für einen Flankenwechsel benötigt wird, betrachtet. Bei einem Abbremsvorgang des bereits beschleunigten Maschinenschlittens kann Bereich ① inklusive der Umkehrspielzonen beispielsweise so schnell durchlaufen werden, dass ein Flankenwechsel in beiden Antriebssträngen quasi zeitgleich erfolgt. Dies führt zu Einbußen in der Genauigkeit, da das System in diesem Zustand nicht steuerbar ist. Weiterhin hat das auf den Maschinenschlitten einwirkende Störmoment $M_{\text{stör}}$ einen direkten Einfluss auf M_{ges} . Hochfrequente Anregungen, wie sie beispielsweise beim Fräsen auftreten, können somit zu einer hochfrequenten Änderung von M_V führen. Entsprechend der Erkenntnisse aus Kapitel 4 haben weiterhin das nicht ideale Gleichlaufverhalten und die positionabhängige Steifigkeit des Antriebssystems einen Einfluss auf M_{ges} und können mitunter ebenfalls zu einer periodischen Änderung von M_V führen. Auf dieser Grundlage wird ein sogenannter Kompensator ergänzt, der eine Reduzierung der Verspannung nur dann erlaubt, wenn die Sollbeschleunigung \ddot{x}_{soll} und die Sollgeschwindigkeit \dot{x}_{soll} ungleich null und deren Vorzeichen identisch sind. Andernfalls wird das System konstant mit $M_{V,0} = M_{V,\text{min}}$ verspannt. Eine detaillierte Beschreibung des Kompensators folgt in Kapitel 5.2.

5.2 Regelungstechnische Umsetzung der adaptiven Verspannung

Für die Umsetzung der entwickelten Verspannungsstrategien ist eine Erweiterung der regelungstechnischen Struktur der Momentenausgleichsregelung notwendig. Die erweiterte Momentenausgleichsregelung ist in Abbildung 5-4 dargestellt. Die ursprüngliche Struktur, die in Abbildung 2-14 dargestellt ist, verfügt bereits über den Eingang $M_{V,\text{soll}}$ sowie die Solldrehmomente $M_{1,\text{soll}}$ und $M_{2,\text{soll}}$, deren Summe das geforderte Gesamtdrehmoment M_{ges} ergeben. Somit sind alle geforderten Ein- und Ausgangsgrößen vorhanden, sodass die in Abbildung 5-4 in Grau dargestellte Erweiterung lediglich eine softwareseitige Anpassung des bereits entwickelten Drive Control Charts erfordert. Die Verspannungsstrategie wird in Form eines Kennlinienreglers, der den Zusammenhang von M_V und M_{ges} abbildet, umgesetzt. Die Kennlinien für $M_{V,\text{soll}}$ ergeben sich entsprechend Gleichung (2-25) aus der halbierten Differenz der Antriebsdrehmomente $M_{1,\text{soll}}$ und $M_{2,\text{soll}}$ der in Kapitel 5.1 hergeleiteten Drehmomentverläufe der einzelnen Verspannungsstrategien. Die Eingangsgröße des Kennlinienreglers wird über ein PT1-Glied entsprechend Gleichung (3-9) gefiltert, um das durch die rückgekoppelten Messgrößen

der Geschwindigkeiten verursachte Rauschen von $M_{1,soll}$ und $M_{2,soll}$ zu reduzieren. Die Zeitkonstante $T_{f,\Sigma}$ des PT1-Gliedes ist größer zu wählen als die Zeitkonstanten $T_{f,\Delta}$ der PT1-Glieder der Momentenausgleichsregelung. So wird gewährleistet, dass die Dynamik der überlagerten Regelkaskade geringer ist als die Dynamik der unterlagerten Kaskade. Um eine gute Performance bei gleichzeitig ausreichender Glättung von M_V zu erzielen, wird $T_{f,\Sigma} = 40$ ms gewählt.

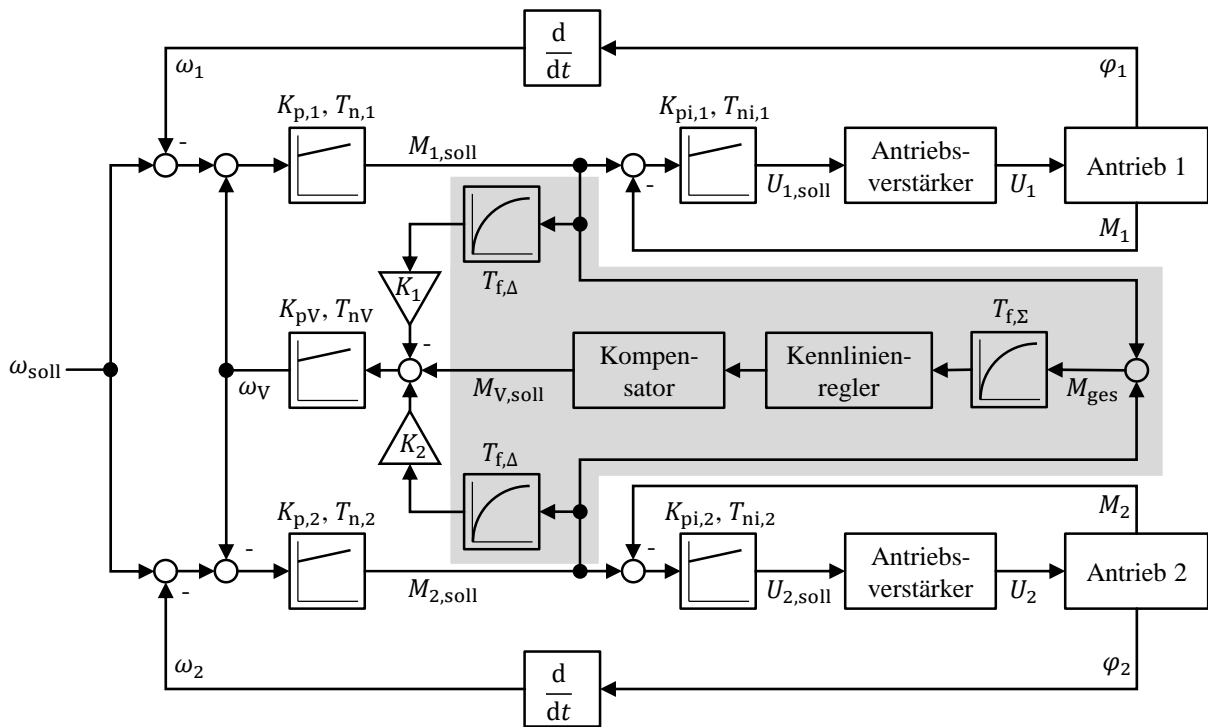


Abbildung 5-4: Erweiterte Momentenausgleichsregelung

Die jeweiligen Kennlinien der Verspannungsstrategien sind in Abbildung 5-5 gezeigt. Für die Strategie des minimal verspannten Systems bildet der Regler beispielsweise Gleichung (5-3) ab, deren Kennlinie in Abbildung 5-5 rechts dargestellt ist.

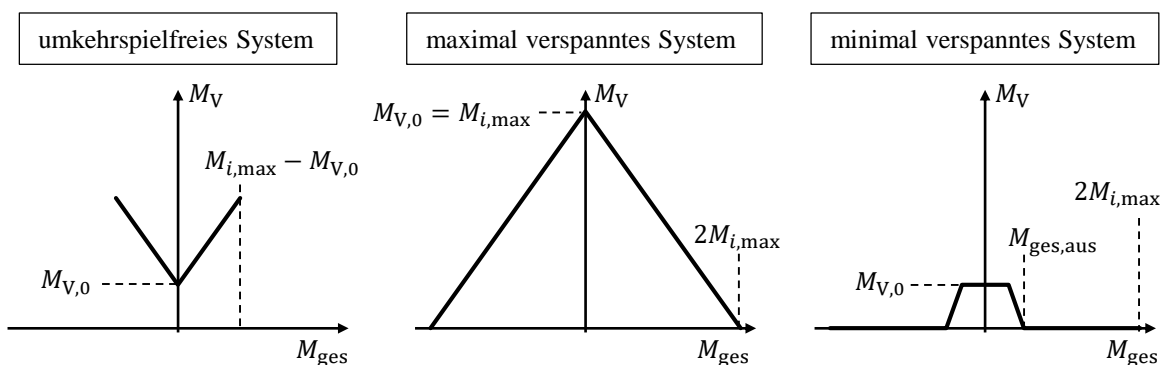


Abbildung 5-5: Kennlinien der Verspannungsstrategien

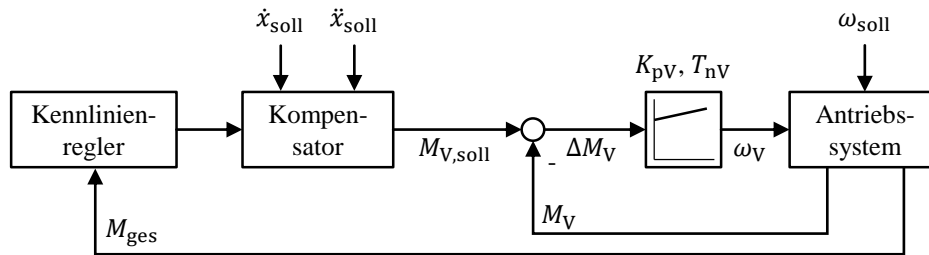


Abbildung 5-7: Erweiterte Momentenausgleichsregelung in kaskadierter Darstellung

Für die innere Kaskade beziehungsweise den Momentenausgleichsregler wird die Stabilität bereits in Kapitel 3.3.2.1 nachgewiesen. Somit ist im Folgenden lediglich der Einfluss des Kennlinienreglers auf die Stabilität des Systems zu untersuchen. Dafür wird geprüft, ob

$$M_{ges} = f(M_{V,soll}) \quad (5-11)$$

gilt. Anschaulich wird also geprüft, ob die Stellgröße $M_{V,soll}$ des Kennlinienreglers einen Einfluss auf die zurückgeführte Größe M_{ges} hat und es sich bei der in Abbildung 5-7 dargestellten äußeren Kaskade tatsächlich um eine Rückkopplung handelt. Das Gesamtdrehmoment

$$M_{ges} = G_{\omega,1}(\omega_{soll} - \omega_1 + G_V \Delta M_V) + G_{\omega,2}(\omega_{soll} - \omega_2 - G_V \Delta M_V) \quad (5-12)$$

ergibt sich entsprechend Abbildung 5-4 aus den Drehzahlen ω_{soll} , ω_1 und ω_2 , den Übertragungsfunktionen $G_{\omega,1}$ und $G_{\omega,2}$ der Drehzahlregler, G_V des Momentenausgleichsreglers sowie der Regelabweichung

$$\Delta M_V = M_{V,soll} - \frac{1}{2}(M_{1,soll} + M_{2,soll}) \quad (5-13)$$

des Momentenausgleichsreglers. Werden die Drehzahlregler identisch parametrisiert, sodass

$$(G_{\omega,1} \equiv G_{\omega,2}) = G_{\omega} \quad (5-14)$$

gilt, kann Gleichung (5-12) in einem ersten Schritt vereinfacht werden. Eine identische Parametrisierung ist möglich, da bei elektrisch verspannten Antriebssystemen in der Regel baugleiche Antriebe eingesetzt werden. Das resultierende Gesamtdrehmoment

$$M_{ges} = G_{\omega}(2\omega_{soll} - \omega_1 - \omega_2) \quad (5-15)$$

ist somit nicht mehr direkt abhängig vom Spannungsdrehmoment $M_{V,soll}$. Aufgrund der rückgeführten Drehzahl ω_1 und ω_2 kann anhand von Gleichung (5-15) allerdings noch keine Aussage über die Stabilität getroffen werden. So ist in einem zweiten Schritt zu prüfen, ob

$$\omega_1 + \omega_2 = f(M_{V,soll}) \quad (5-16)$$

gilt. Dafür wird die Drehmomentregelung in Verbindung mit der Mechanik des Antriebsstrangs betrachtet. Durch eine auf den Kennwerten der jeweiligen Antriebe basierende Parametrisierung der Drehmomentregler, wie sie in der Literatur beschrieben wird (beispielsweise Zirn et al. 2006, S. 267–271), lässt sich ein identisches Übertragungsverhalten der baugleichen Antriebe erzielen. Somit werden die durch die Antriebe erzeugten Drehmomente M_1 und M_2 auf gleiche Weise, allerdings mit entgegengesetzten Vorzeichen, jeweils durch das Verspannungsdrehmoment $M_{V,soll}$ modifiziert. Unter Annahme eines identischen Übertragungsverhaltens der mechanischen Elemente der Antriebsstränge werden weiterhin die Drehzahlen ω_1 und ω_2 ebenfalls auf gleiche Weise durch $M_{V,soll}$ modifiziert. Aufgrund der entgegengesetzten Vorzeichen wird die Verspannung also über die mechanische Kopplung der Antriebsstränge kompensiert. Dies lässt sich anschaulich anhand der Bewegung des Maschinenschlittens erklären. Die Bewegung des Maschinenschlittens wird nicht durch das Aufbringen der Verspannung beeinflusst. Dies bedeutet, dass keine Rückführung von $M_{V,soll}$ auf M_{ges} über die in Gleichung (5-15) enthaltene Summe der Drehzahlen ω_1 und ω_2 vorliegt.

Zusammenfassend kann demnach festgehalten werden, dass

$$M_{ges} \neq f(M_{V,soll}) \quad (5-17)$$

gilt und der Kennlinienregler somit zu keiner weiteren Rückkopplung im System führt, insofern

- die Antriebsstränge ein identisches mechanisches Übertragungsverhalten aufweisen,
- die Drehmomente- und Drehzahlregler konsistent parametrisiert sind und
- die Stellgröße des Kennlinienreglers beschränkt ist.

Die in Kapitel 5.2 erläuterten Kennlinien der jeweiligen Verspannungsstrategien sind alle beschränkt, sodass deren Integration in den Regelkreis zulässig ist. Die Stabilität der erweiterten Momentenausgleichsregelung ist somit unter den getroffenen Annahmen gegeben, sodass eine Implementierung der adaptiven Verspannung möglich ist und eine experimentelle Validierung des Konzepts im nachfolgenden Kapitel vorgenommen werden kann.

6 Experimentelle Validierung der adaptiven Verspannung

In diesem Kapitel wird die entwickelte Strategie des minimal verspannten Systems validiert. Die Validierung erfolgt stets im Vergleich zum konstant mit $M_{V,\min}$ verspannten System, sodass geprüft werden kann, ob die adaptive Verspannung den Energiebedarf und die mechanische Belastung minimiert, ohne die durch konstante Verspannung erzielte Genauigkeit zu beeinflussen. Es soll also geprüft werden, ob die entwickelte Strategie eine Antwort auf die zweite zentrale Fragestellung dieser Arbeit nach den Systemzuständen, in denen die Verspannung deaktiviert werden kann, ohne die erzielte Genauigkeit zu beeinflussen, darstellt. Ein Teil der folgenden Ergebnisse wurde bereits in (Engelberth et al. 2019b) präsentiert.

In Kapitel 6.1 wird zunächst auf die generelle Funktionsfähigkeit der Verspannungsstrategie eingegangen. Es wird experimentell geprüft, ob die in Kapitel 5.1.3 hergeleiteten Bedingungen für die minimale Verspannung $M_{V,0} = M_{V,\min}$ und das Ausschaltmoment $M_{\text{ges,aus}}$ ausreichen, um das Umkehrspiel zu kompensieren. Anschließend wird die Genauigkeit des adaptiv verspannten Systems in Kapitel 6.2 untersucht. Darauf folgt die Untersuchung der Effizienz anhand des Energiebedarfs und der mechanischen Belastung in Kapitel 6.3. Nachfolgend wird die Robustheit gegenüber Störgrößen in Kapitel 6.4 betrachtet, da Störkräfte direkt auf das Gesamtdrehmoment M_{ges} einwirken und die adaptive Verspannung somit beeinflussen können. Abschließend wird das dynamische Übertragungsverhalten des adaptiv verspannten Systems in Kapitel 6.5 untersucht. Die Ergebnisse der einzelnen Untersuchungen sowie das Optimierungspotential des entwickelten Konzepts werden in Kapitel 6.6 abschließend diskutiert.

6.1 Umkehrspiel

Für den Funktionsnachweis der adaptiven Verspannung wird das Auftreten des Umkehrspiels in Abhängigkeit von der Verspannung untersucht. Dazu wird die gleiche in Abbildung 4-16 oben dargestellte Sollposition für die indirekte Lageregelung des Systems vorgegeben, wie sie bei der Untersuchung des Umkehrspiels bei konstanter Verspannung verwendet wurde. Bei der Messung ist der in Abbildung 5-4 dargestellte Kompensator deaktiviert, da die Bewegung quasistatisch erfolgt und der zeitliche Einfluss des Flankenwechsels somit vernachlässigbar ist. Es werden die in Tabelle 6-1 aufgelisteten Beträge für $M_{V,0}$ und $M_{\text{ges,aus}}$ vorgegeben. Diese lassen sich anhand der Gleichungen (4-5) und (5-10) aus den Haftreibungsdrehmomenten $M_{H,1}$, $M_{H,2}$

und $M_{H,S}$ der einzelnen Antriebskomponenten berechnen. Die Beträge der Haftreibungsdrehmomente werden aus den in Abbildung 4-5 dargestellten Reibungskennlinien abgelesen. Für das in dieser Arbeit untersuchte Antriebssystem ergeben sich die Beziehungen

$$M_{V,0} > \max(M_{H,1}, M_{H,2}) \approx 0,6 \text{ Nm} \quad (6-1)$$

und

$$M_{\text{ges,aus}} > 2(\max(M_{H,1}, M_{H,2}) + M_{H,S}) \approx 2(0,6 \text{ Nm} + 0,8 \text{ Nm}) = 2,8 \text{ Nm}. \quad (6-2)$$

Ein Vergleich der ermittelten unteren Grenzwerte von $M_{V,0}$ und $M_{\text{ges,aus}}$ mit den in Tabelle 6-1 aufgelisteten Werten zeigt, dass nur die Fälle ② (konstante Verspannung) und ⑥ (adaptive Verspannung) die Ungleichungen (6-1) und (6-2) erfüllen. Demnach ist zu prüfen, ob diese Fälle zu einer Kompensation des Umkehrspiels führen, während das Umkehrspiel bei allen anderen Fällen, die mindestens eine der genannten Ungleichungen nicht erfüllen, weiterhin auftritt.

Tabelle 6-1: *Parametrisierung der Kennlinie des minimal verspannten Systems für den Nachweis der Funktionsfähigkeit*

	konstant		adaptiv			
Fall	①	②	③	④	⑤	⑥
$M_{V,0}$ [Nm]	0,125	0,7	0,125	0,125	0,7	0,7
$M_{\text{ges,aus}}$ [Nm]	∞	∞	1,75	3	1,75	3
$M_{\text{ges,aus}} - 2M_{V,0}$ [Nm]	–	–	1,5	2,75	0,35	1,6

Die gemessenen Positionsdifferenzen für die in Tabelle 6-1 aufgelisteten Fälle sind in Abbildung 6-1 dargestellt. Wie zu erkennen ist, wird das Umkehrspiel für die Fälle ② und ⑥ kompensiert. Die Signalverläufe der Positionsdifferenz sind für die Fälle ② und ⑥ nahezu identisch. Eine Abweichung im sub- μm -Bereich erfolgt immer dann, wenn die Verspannung für Fall ⑥ entsprechend Gleichung (5-3) reduziert wird. Die entsprechenden Beträge des Gesamtdrehmoments sind in der letzten Zeile von Tabelle 6-1 aufgelistet und dienen der Beschriftung der Y-Achse von Abbildung 6-1 oben. Die Abweichung im sub- μm -Bereich ergibt sich aufgrund der in Kapitel 4.4 thematisierten Abhängigkeit der Reibungsumkehrspanne von der Verspannung. Sie lässt sich also nicht verhindern. Bei den Fällen ①, ③ und ④ tritt das Umkehrspiel weiterhin auf, da die Verspannung nicht ausreicht, um das Haftreibungsdrehmoment des einzelnen Antriebsstrangs zu überwinden. Bei Fall ⑤ reicht die Verspannung zwar aus, allerdings wird diese ab einem zu geringen Betrag des Gesamtdrehmoments reduziert. Somit

tritt das Umkehrspiel auch bei Fall ⑤ auf. Aufgrund dieser Erkenntnisse wird zusammenfassend festgehalten, dass das Umkehrspiel kompensiert wird, insofern die Ungleichungen (6-1) und (6-2) erfüllt sind. Somit kann die Gültigkeit der in Kapitel 5.1.3 hergeleiteten Strategie des minimal verspannten Systems bestätigt werden.

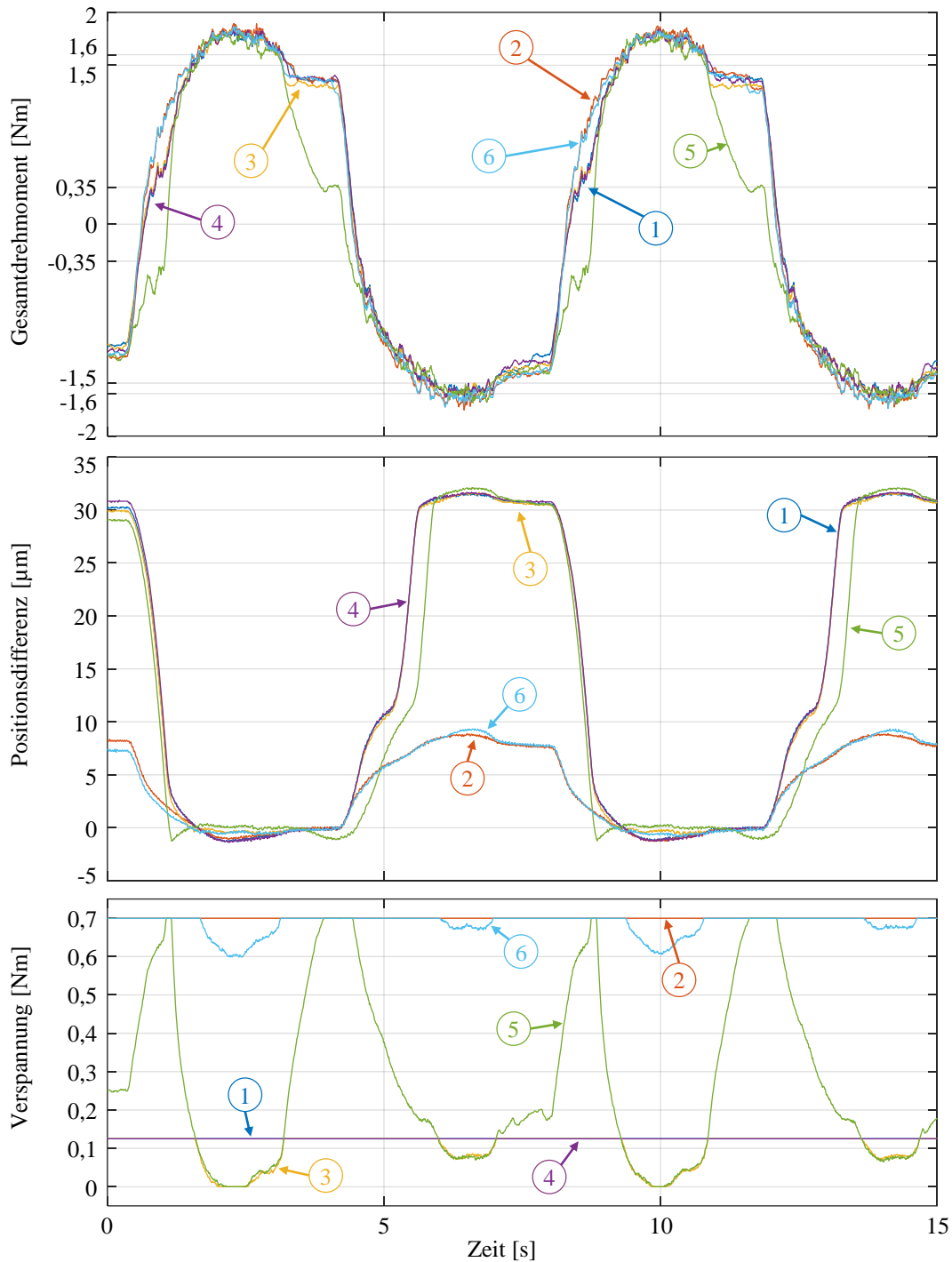


Abbildung 6-1: Gesamtdrehmomente (oben), Positionsdifferenzen von Maschinenschlitten und Antrieb 1 (Mitte) sowie Verspannungsdrehmomente (unten) für die in Tabelle 6-1 angegebenen Parametrisierungen

6.2 Genauigkeit

Wie in Kapitel 6.1 gezeigt, wird das Umkehrspiel bei adaptiver Verspannung genauso kompensiert wie bei konstanter Verspannung. Demnach sind die in Kapitel 5.1.3 hergeleiteten Bedingungen als funktional einzustufen. Als nächstes ist zu prüfen, welchen Einfluss die adaptive Verspannung auf die Genauigkeit des Systems hat. Dazu wird in Kapitel 6.2.1 zunächst die Positioniergenauigkeit und anschließend die Bahngenauigkeit in Kapitel 6.2.2 untersucht.

6.2.1 Positioniergenauigkeit

Die Vorgehensweise bei der Untersuchung der Positioniergenauigkeit entspricht der Vorgehensweise aus Kapitel 4.5. Es wird das Verspannungsdrehmoment $M_{V,0} = 0,7 \text{ Nm}$ und das Ausschaltmoment $M_{\text{ges,aus}} = 3 \text{ Nm}$ gewählt, sodass die Ungleichungen (6-1) und (6-2) für das betrachtete Antriebssystem erfüllt sind. Die resultierenden Messergebnisse sind in Abbildung 6-2 dargestellt. Die Ergebnisse unterscheiden sich nur minimal im sub- μm -Bereich voneinander. Dies bestätigen die in Abbildung 6-2 genannten Beträge der maximalen Differenz Δx_{max} der Positionsdifferenzen sowie der Positioniergenauigkeiten A_{stat} .

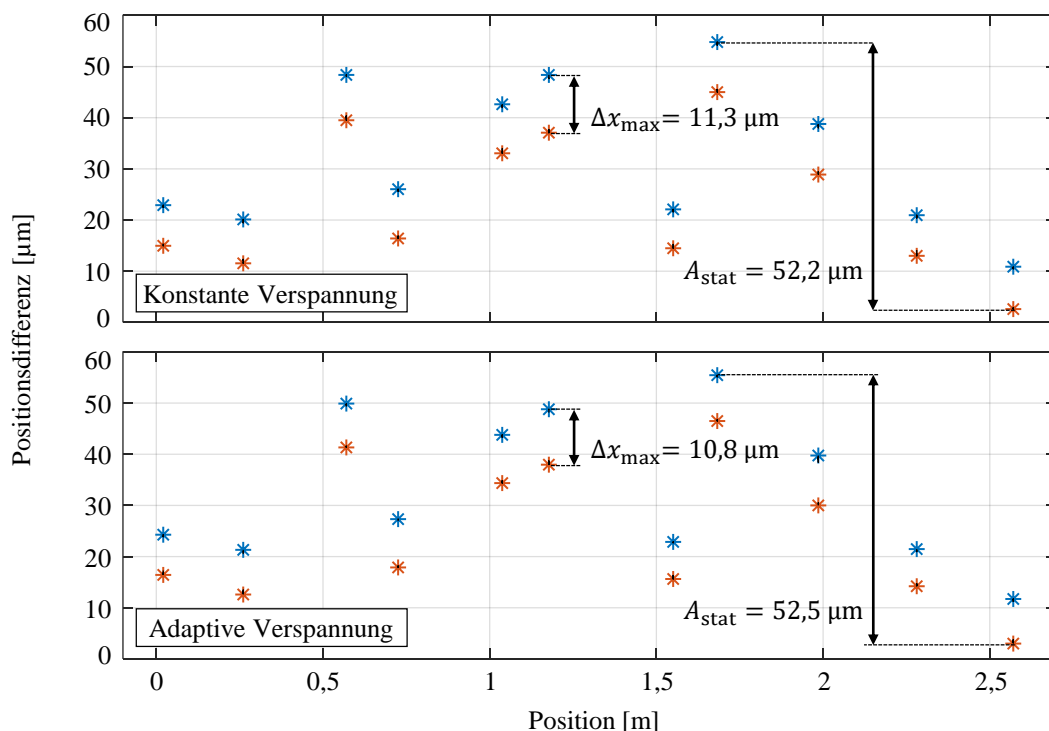


Abbildung 6-2: Messung der Positioniergenauigkeit des konstant und des adaptiv verspannten Systems im Vergleich

Diese sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse lässt sich anhand der Verspannungsdrehmomente bei konstanter und adaptiver Verspannung, die in Abbildung 6-3 dargestellt sind, in Verbindung mit der für die Messung abgefahrenen Trajektorie aus Abbildung 4-19 erklären. Die Verspannung wird nur während der Bewegung reduziert, da hier der Betrag des Gesamtdrehmoments oberhalb von $M_{ges,aus}$ liegt. Sobald der Maschinenschlitten steht, wird eine Verspannung von $M_{V,0}$ eingestellt. Der Zeitraum, in dem beispielsweise $\Delta x_{stat,9,+}$ bestimmt wird, ist in Abbildung 6-3 grau hinterlegt. Dieser zeigt, dass sich der Zustand des adaptiv verspannten Systems während der Messung nicht von dem des konstant verspannten Systems unterscheidet, sodass die Positioniergenauigkeiten identisch sind. Für den statischen Fall erfüllt die Strategie des minimal verspannten Systems somit die Forderung, dass die Anpassung der Verspannung keinen Einfluss auf die durch konstante Verspannung erzielte Genauigkeit hat.

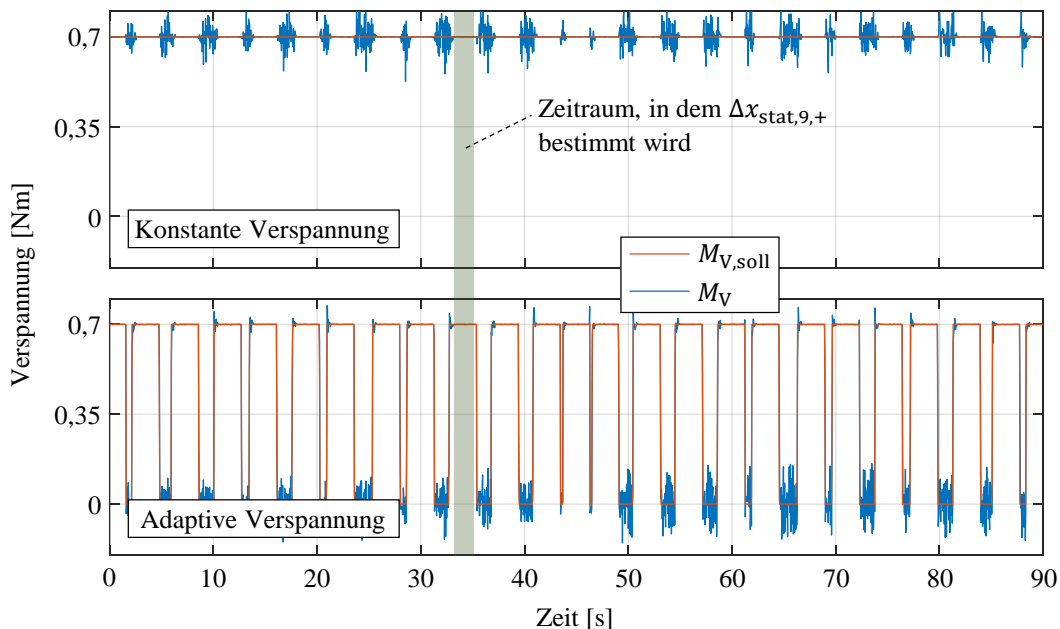


Abbildung 6-3: Verspannungsdrehmomente bei konstanter und adaptiver Verspannung während der Messung der Positioniergenauigkeit

6.2.2 Bahngenauigkeit

Für die Untersuchung des Einflusses der adaptiven Verspannung auf die Bahngenauigkeit im Vergleich zur konstanten Verspannung wird die in Abbildung 3-10 dargestellte Trajektorie verwendet. Die Untersuchung wird sowohl experimentell als auch simulativ durchgeführt. Die simulative Untersuchung ist notwendig, da das während der Bewegung nicht messbare Umkehrspiel betrachtet wird, um nachzuweisen, dass das Umkehrspiel trotz adaptiver Verspannung

nicht zeitgleich in beiden Antriebssträngen durchlaufen wird. Es werden die Beträge der Verspannung aus Kapitel 6.2.1 gewählt. Abbildung 6-4 zeigt die experimentell ermittelten Schleppabstände e und integrierten absoluten Regelfehler e_{sum} für das nicht verspannte, das konstant verspannte und das adaptiv verspannte System. Die aufgrund der Beschleunigung auftretenden Signalpeaks im Signalverlauf des Schleppabstands e können durch Verspannung reduziert werden. Wie die Detailansicht des Schleppabstands e zeigt, gilt dies sowohl für das konstant als auch das adaptiv verspannte System.

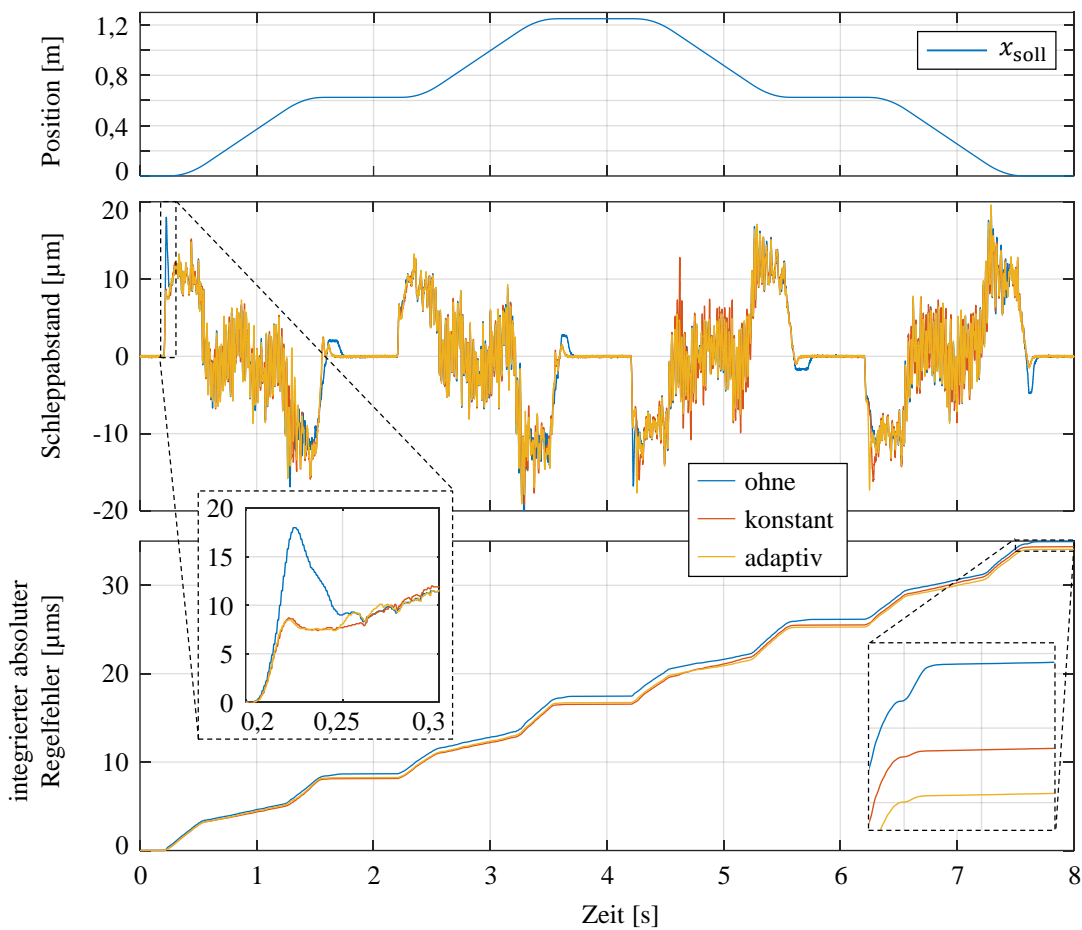


Abbildung 6-4: Experimentell ermittelte Schleppabstände (Mitte) und integrierte absolute Regelfehler (unten) für die oben dargestellte Trajektorie in Abhängigkeit von der Verspannung

Mit einer Reduzierung der Signalpeaks geht eine Steigerung der Bahngenauigkeit A_{dyn} einher. Wie die in Tabelle 6-2 aufgelisteten Werte zeigen, sind die Bahngenauigkeiten des konstant und des adaptiv verspannten Systems ähnlich. Weiterhin ist der Endwert von e_{sum} bei adaptiver

Verspannung sogar geringer als der Endwert bei konstanter Verspannung. Diese charakteristischen Größen legen somit nahe, dass die adaptive Verspannung einen ähnlich positiven Einfluss auf die Genauigkeit des Systems hat wie die konstante Verspannung.

Tabelle 6-2: Experimentell ermittelte Bahngenauigkeit und integrierter absoluter Regelfehler in Abhängigkeit von der Verspannung

Verspannung	ohne	konstant	adaptiv
A_{dyn}	22,8 μm	19,2 μm	19,6 μm
$e_{\text{sum}}(8 \text{ s})$	35 μms	34,4 μms	34 μms

Da die experimentell ermittelten Signalverläufe von e und somit von e_{sum} bei konstanter und adaptiver Verspannung allerdings nicht identisch sind, werden die in Abbildung 6-5 dargestellten Differenzen $\Delta|e|$ der absoluten Schleppabstände $|e|$ betrachtet. Der Index 0 steht für das nicht verspannte, der Index k für das konstant verspannte und der Index a für das adaptiv verspannte System.

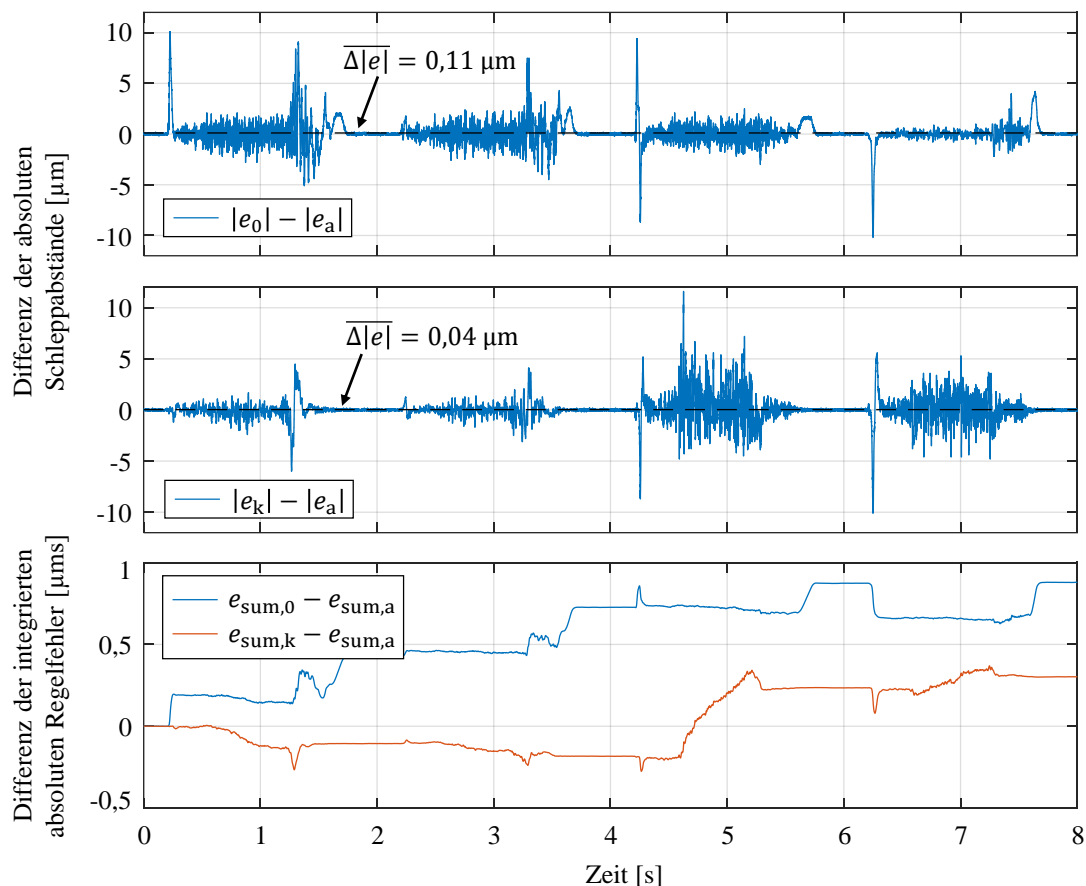


Abbildung 6-5: Differenzen der experimentell ermittelten absoluten Schleppabstände (oben und Mitte) und der integrierten absoluten Regelfehler (unten)

Aufgrund der Betragsbildung zeigt eine negative Differenz an, dass das adaptiv verspannte System zu diesem Zeitpunkt einen größeren Schleppabstand hat, als das nicht verspannte (Abbildung 6-5 oben) beziehungsweise das konstant verspannte (Abbildung 6-5 Mitte) System. Wie die Signalverläufe zeigen, treten sowohl positive als auch negative Differenzen auf. Der Mittelwert $\overline{\Delta|e|}$ der Differenzen $\Delta|e|$ ist in beiden Fällen allerdings positiv. Dies zeigt, dass e_a im Mittel kleiner ist, als e_0 und e_k . Der Mittelwert der Differenz von e_k und e_a ist allerdings sehr gering. Dies zeigen auch die Differenzen Δe_{sum} der integrierten absoluten Regelfehler e_{sum} , wie sie in Abbildung 6-5 unten dargestellt sind. Während die Differenz von $e_{\text{sum},0}$ und $e_{\text{sum},a}$ mit der Zeit zunimmt, pendelt die Differenz von $e_{\text{sum},k}$ und $e_{\text{sum},a}$ um Null.

Dies bestätigt, dass die adaptive Verspannung einen ähnlichen Einfluss auf die Bahngenauigkeit hat wie die konstante Verspannung. Es treten Betriebszustände auf, in denen die adaptive Verspannung eine höhere Bahngenauigkeit erzielt als die konstante Verspannung und umgekehrt. Dieser nicht identische Einfluss auf die Bahngenauigkeit ist darauf zurückzuführen, dass die Verspannung entsprechend Abbildung 6-6 angepasst wird und sich somit der Betrag des Gesamtdrehmoments M_{ges} , bei dem das Umkehrspiel entsprechend der Gleichungen (4-9) und (4-10) auftritt, im Vergleich zum konstant verspannten System verändert.

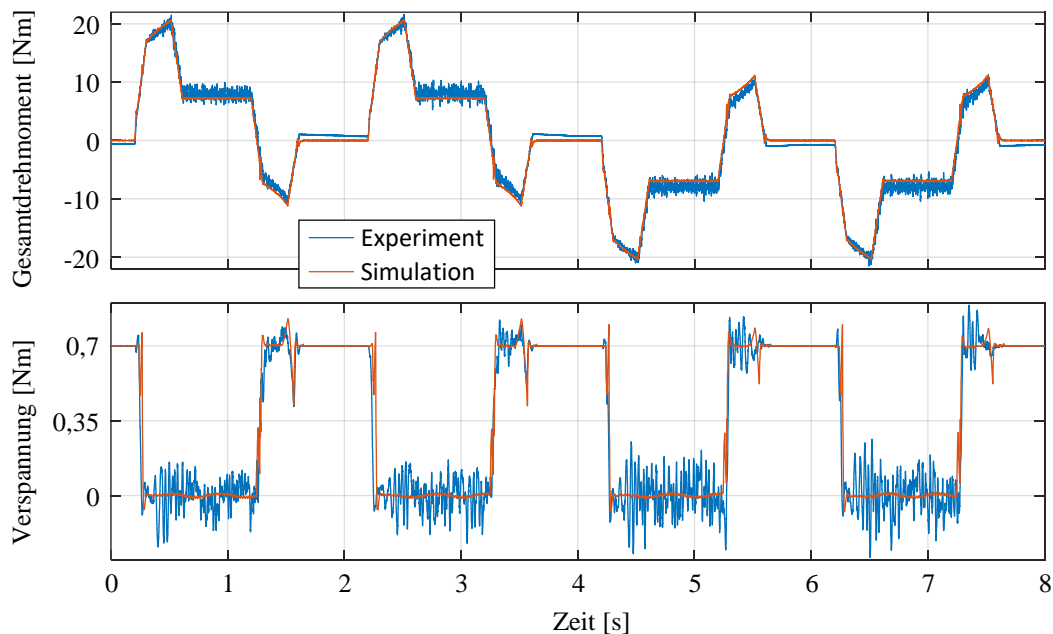


Abbildung 6-6: Simulativ und experimentell ermitteltes Gesamtdrehmoment (oben) und Verspannungsdrehmoment (unten) des adaptiv verspannten Systems

Die experimentell ermittelten und in Abbildung 6-6 dargestellten Signalverläufe des Gesamtdrehmoments und des Verspannungsdrehmoments stimmen sehr gut mit den simulativ ermittelten Signalverläufen überein. Da das Auftreten des Umkehrspiels entsprechend Kapitel 4.4 vom Betrag des Gesamtdrehmoments abhängt, lässt sich das Auftreten von Umkehrspiel, das sich bei Bewegung experimentell nicht bestimmen lässt, somit anhand des Simulationsmodells untersuchen. Abbildung 6-7 zeigt die Differenzen Δx_1 und Δx_2 der Positionen des Maschinenschlittens und der Antriebe entsprechend Gleichung (4-1) für das nicht verspannte (oben), das konstant verspannte (Mitte) und das adaptiv verspannte (unten) System. Es ist zu erkennen, dass das Umkehrspiel von 50 μm in beiden Antriebssträngen stets gleichzeitig durchlaufen wird, wenn das System nicht verspannt ist. Dies führt zu Einbußen in der Genauigkeit, da der Maschinenschlitten während des Flankenwechsels nicht steuerbar ist. Im Gegensatz dazu tritt das Umkehrspiel sowohl bei konstanter als auch bei adaptiver Verspannung nie gleichzeitig in beiden Antriebssträngen auf. Allerdings findet der Flankenwechsel bei unterschiedlichen Gesamtdrehmomenten und somit zu verschiedenen Zeitpunkten statt. Dies begründet, dass die Schleppabstände e_k und e_a nicht identisch sein können und die in Abbildung 6-5 dargestellten Differenzen der absoluten Schleppabstände immer dann einen Peak zeigen, wenn das Umkehrspiel in mindestens einem der Antriebsstränge durchlaufen wird.

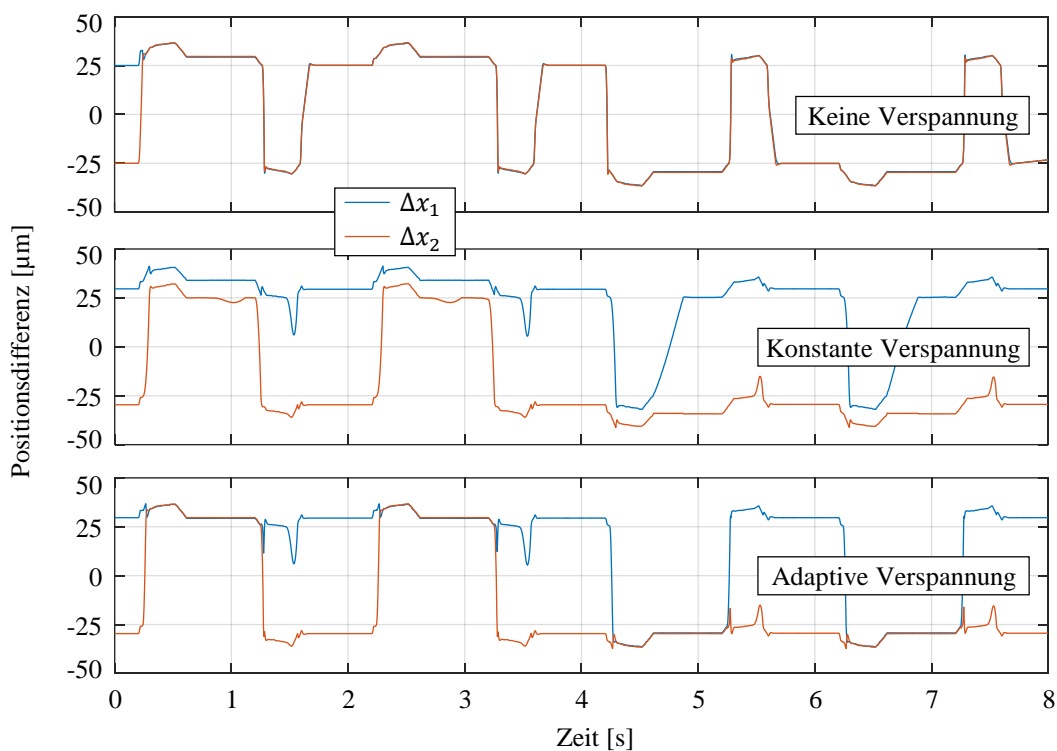


Abbildung 6-7: Simulativ ermittelte Positionsunterschiede für das nicht verspannte, das konstant verspannte und das adaptiv verspannte System

Zusammenfassend wird festgehalten, dass die konstante und die adaptive Verspannung zu einer nahezu identischen Steigerung der Bahngenauigkeit und des absoluten integrierten Regelfehlers im Vergleich zum nicht verspannten System führen, da sowohl die konstante als auch die adaptive Verspannung verhindern, dass das Umkehrspiel in beiden Antriebssträngen gleichzeitig auftritt. Dennoch unterscheiden sich die Schleppabstände bei konstanter und adaptiver Verspannung voneinander, weil die Zeitpunkte, zu denen das Umkehrspiel auftritt, aufgrund der Anpassung der Verspannung nicht identisch sind. Da das Umkehrspiel allerdings sowohl bei konstanter als auch bei adaptiver Verspannung auftreten muss, kompensieren sich die positiven und negativen Einflüsse der Anpassung der Verspannung über die Zeit.

Somit kann bestätigt werden, dass die adaptive Verspannung zwar zu einer Veränderung allerdings nicht zu einer Verringerung der durch konstante Verspannung erzielten Bahngenauigkeit führt. Die Simulation bestätigt, dass das Umkehrspiel trotz einer Anpassung der Verspannung nicht zeitgleich durchlaufen wird. Weiterhin zeigen die experimentellen Untersuchungen, dass der Schleppabstand durch adaptive Verspannung im Mittel sogar verbessert werden kann. Zusammen mit den Ergebnissen aus den vorherigen Kapiteln kann abschließend festgehalten werden, dass die in Kapitel 5.1.3 entwickelte Strategie des minimal verspannten Systems in Bezug auf das Umkehrspiel, die Positioniergenauigkeit und die Bahngenauigkeit als funktional einstufig ist und somit den gestellten Anforderungen entspricht.

6.3 Effizienz

Die adaptive Verspannung wird entwickelt, um die Effizienz des Antriebssystems zu steigern, da eine Erhöhung der Verspannung entsprechend Kapitel 4.6 mit einer Steigerung des Energiebedarfs und der mechanischen Belastung einhergeht. Auf dieser Grundlage sorgt die in Kapitel 5.1.3 vorgestellte Strategie des minimal verspannten Systems dafür, dass die Verspannung immer dann reduziert beziehungsweise deaktiviert wird, wenn sie nicht für den Erhalt der durch konstante Verspannung erzielten Genauigkeit benötigt wird. Die Funktionalität der Strategie wurde in den Kapiteln 6.1 und 6.2 bestätigt. Im Folgenden ist nun nachzuweisen, dass die entwickelte Strategie tatsächlich zu einer Steigerung der Effizienz führt.

Die Effizienz wird anhand der gleichen Trajektorie, wie sie bei der Untersuchung der Bahngenauigkeit verwendet wird, untersucht. Die Bewertung der mechanischen Belastung und des Energiebedarfs erfolgt anhand des Belastungsintegrals B_{ges} und der elektrischen Energie E_{ges} .

Die entsprechenden Verläufe des nicht verspannten, des konstant verspannten und des adaptiv verspannten Systems sind in Abbildung 6-8 links dargestellt. Anhand der Detailansichten ist zu erkennen, dass das adaptiv verspannte System sowohl eine geringere mechanische Belastung erfährt als auch einen geringeren Energiebedarf aufweist als das konstant verspannte System. Dies zeigen auch die in Abbildung 6-8 rechts dargestellten Differenzen der Belastungsintegrale und der Energien des konstant und des adaptiv verspannten Systems. Das nicht verspannte System erfährt eine noch geringere mechanische Belastung als das adaptiv verspannte System, da die Antriebsdrehmomente im Mittel geringer sind. Der Energiebedarf des nicht verspannten Systems liegt allerdings leicht oberhalb des Energiebedarfs des konstant verspannten Systems. Dieses Phänomen wird bereits in Kapitel 4.6 thematisiert und hier nicht weiter betrachtet.

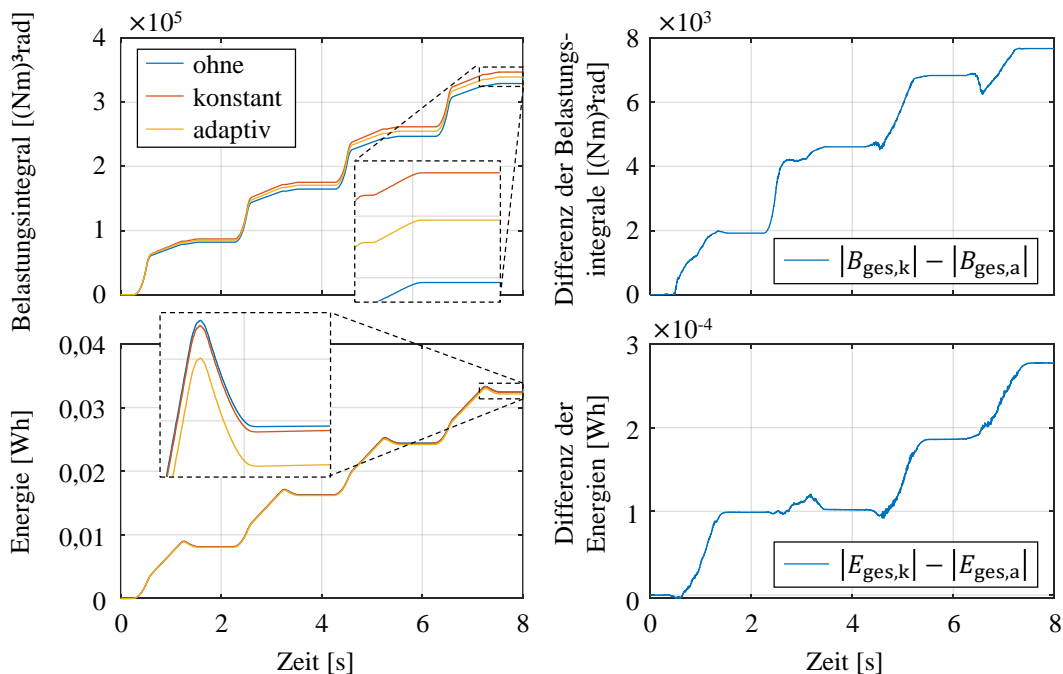


Abbildung 6-8: Belastungsintegrale (oben links) und von den Motormodulen aufgenommene Energien (unten links) sowie Differenzen der Signale des konstant und des adaptiv verspannten Systems (rechts)

Bisher wurde lediglich eine qualitative Bewertung der Effizienzsteigerung vorgenommen. Dies liegt daran, dass die adaptive Verspannung immer nur dann zu einem effizienteren Systemverhalten führt, wenn das Verspannungsdrehmoment reduziert beziehungsweise deaktiviert wird. Die Anpassung der Verspannung und somit das Einsparpotential hängen also von der abgefahrenen Trajektorie ab. Im gesamten Kapitel 6 wird die adaptive Verspannung außerdem stets mit der konstanten Verspannung mit $M_V = M_{V,min}$ verglichen. Für das betrachtete System bedeutet das eine Verspannung von etwa 5 %. Wie die Untersuchungen in Kapitel 4 zeigen, wird der

Einfluss der Verspannung insbesondere bei höheren Verspannungsbeträgen deutlich, da die Verspannung meist einen progressiven Einfluss auf die untersuchten Systemeigenschaften hat. Somit ist das Einsparpotential neben der abgefahrenen Trajektorie außerdem vom Betrag von $M_{V,0}$ abhängig. Aufgrund der genannten Abhängigkeiten ist keine allgemeingültige quantitative Bewertung der Effizienzsteigerung beziehungsweise des Einsparpotentials anhand von Abbildung 6-8 möglich.

Das maximale Einsparpotential des adaptiv verspannten Systems im Vergleich zum konstant mit $M_{V,\min}$ verspannten System lässt sich allerdings abschätzen, indem eine Trajektorie gewählt wird, die eine über die Zeit maximale Reduzierung der Verspannung hervorruft. Es wird eine Trajektorie gewählt, die ein Abfahren des gesamten Fahrwegs mit konstanter Geschwindigkeit erzeugt, sodass die Verspannung nur bei Richtungsumkehr aktiviert wird. Der maximale Fahrweg wird zehnmal in positive und zehnmal in negative Richtung abgefahren. Der resultierende Signalverlauf der Verspannung ist zusammen mit den Differenzen der Energien und der Belastungsintegrale des konstant und des adaptiv verspannten Systems in Abbildung 6-9 dargestellt. Wie zu erkennen ist, wird die Verspannung deaktiviert, sobald sich das System mit konstanter Geschwindigkeit bewegt. Außerdem ist zu erkennen, dass ein Anstieg der dargestellten Differenzen immer dann erfolgt, wenn die Verspannung deaktiviert wird.

Für die gewählte Trajektorie, bei der die durchschnittliche Verspannung um 59,5 % von 0,7 Nm auf 0,28 Nm reduziert wird, kann der Energiebedarf im betrachteten Zeitraum von 143 s um 0,016 Wh verringert werden. Dies entspricht einer durchschnittlichen Leistung von 0,41 W. Es lassen sich demnach 2,9 % der benötigten Energie des Antriebssystems einsparen.

Die mechanische Belastung des Antriebssystems wird bei Fahrt entlang der gewählten Trajektorie um 14,3 % reduziert. Dies bedeutet eine Einsparung von $39458 \text{ (Nm)}^3\text{rad}$ im Zeitraum von 143 s. Wird entsprechend Kapitel 2.1.1.4 davon ausgegangen, dass das System einen Abnutzungsvorrat aufweist, der durch die mechanische Belastung des Systems aufgebraucht wird, so führt eine Reduzierung der mechanischen Belastung zwangsläufig zu einer Verlängerung der Lebensdauer. Wird eine kontinuierliche und gleichbleibende mechanische Belastung angenommen, so wird die Lebensdauer um den gleichen Anteil verlängert, wie die mechanische Belastung reduziert wird. Für die hier betrachtete Trajektorie bedeutet dies, dass die Lebensdauer durch die adaptive Verspannung um 14,3 % gesteigert werden kann.

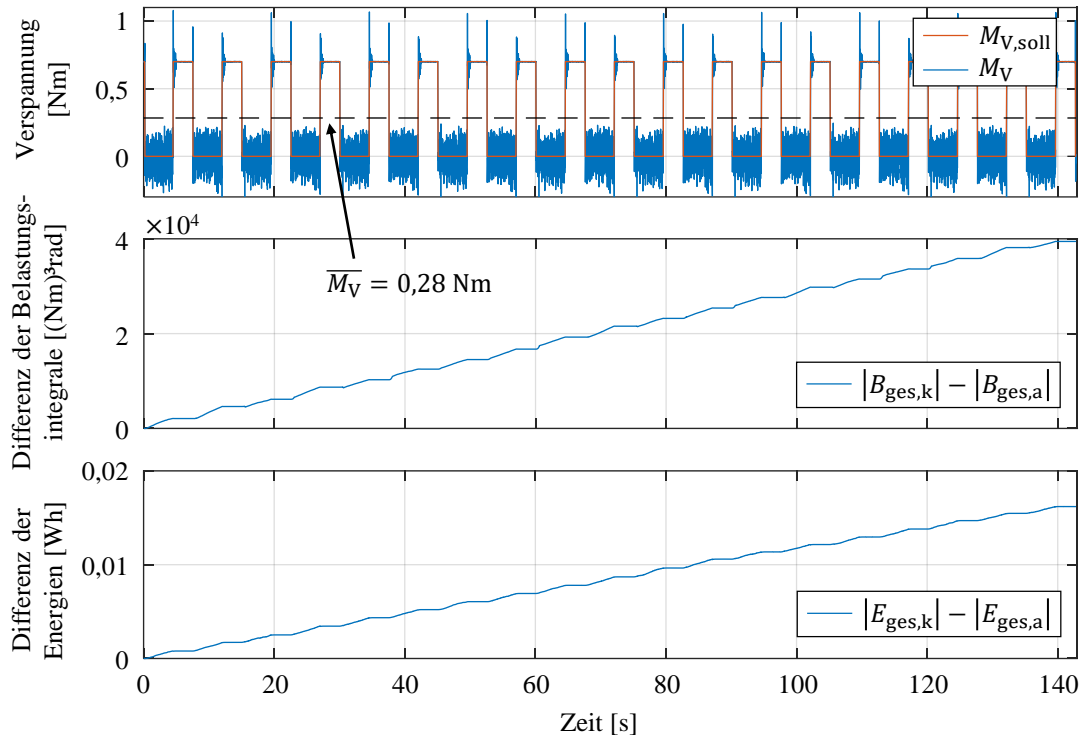


Abbildung 6-9: Verspannungsdrehmoment bei adaptiver Verspannung (oben) sowie Differenzen der Belastungsintegrale (Mitte) und der Energien (unten) des konstant und des adaptiv verspannten Systems

Zusammenfassend wird festgehalten, dass die adaptive Verspannung zu einer Steigerung der Effizienz des Antriebssystems führt. Für das hier betrachtete System lässt sich der Energiebedarf maximal um 2,9 % und die mechanische Belastung maximal um 14,3 % reduzieren, ohne die Genauigkeit des Antriebssystems zu beeinflussen. Da es sich bei der adaptiven Verspannung um eine rein softwaretechnische Optimierung handelt, führt der gesamte Anteil der eingesparten Energie und der reduzierten Belastung unmittelbar zu einem Mehrwert für den Anwender. Es wird folglich bestätigt, dass die adaptive Verspannung zu einer Effizienzsteigerung des Systems führt, ohne die durch konstante Verspannung erzielte Genauigkeit zu reduzieren. Dieses Ergebnis stellt die Beantwortung der zweiten zentralen Fragestellung dieser Arbeit dar.

6.4 Robustheit gegenüber Störgrößen

Bei adaptiver Verspannung wird der Betrag der Verspannung während des Betriebs anhand des Gesamtdrehmoments des Antriebssystems angepasst. Das Gesamtdrehmoment wird durch Störkräfte, die beispielsweise durch einen Fräsprozess entstehen und auf den Maschinenschlitzen einwirken, beeinflusst. Somit haben Störgrößen einen Einfluss auf die Verspannung.

Demnach ist zu überprüfen, inwiefern die Robustheit gegenüber Störgrößen durch die adaptive Verspannung im Vergleich zur konstanten Verspannung beeinflusst wird. Zunächst werden Störkraftsprünge, die anhand des linearen Direktantriebs erzeugt werden, in Kapitel 6.4.1 untersucht. Anschließend wird der bereits in Kapitel 4.7.2 verwendete Prozesskraftverlauf anhand des linearen Direktantriebs erzeugt, um den Einfluss dynamischer Störgrößen zu untersuchen. Die Untersuchung der Prozesskrafteinflüsse erfolgt in Kapitel 6.4.2.

6.4.1 Störkraftsprünge

Abbildung 6-10 zeigt die Signalverläufe von $M_{V,soll}$ und M_V für das konstant verspannte (oben) und das adaptiv verspannte (Mitte) System bei Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit von 0,25 m/s in positive Richtung. Es ist zu erkennen, dass die Strategie des minimal verspannten Systems unter diesen Bedingungen eine Verspannung von $M_V = 0$ Nm erzeugt, während das konstant verspannte System ein Verspannungsdrehmoment von $M_V = 0,7$ Nm aufweist. Bei $t = 0$ s wird eine Störkraft von -1200 N über den linearen Direktantrieb erzeugt, die entgegen der Bewegungsrichtung wirkt. Der Betrag der Störkraft liegt entsprechend Kapitel 4.7.2 im Bereich der Prozesskraft, die beim Umfangsfräsen entsteht.

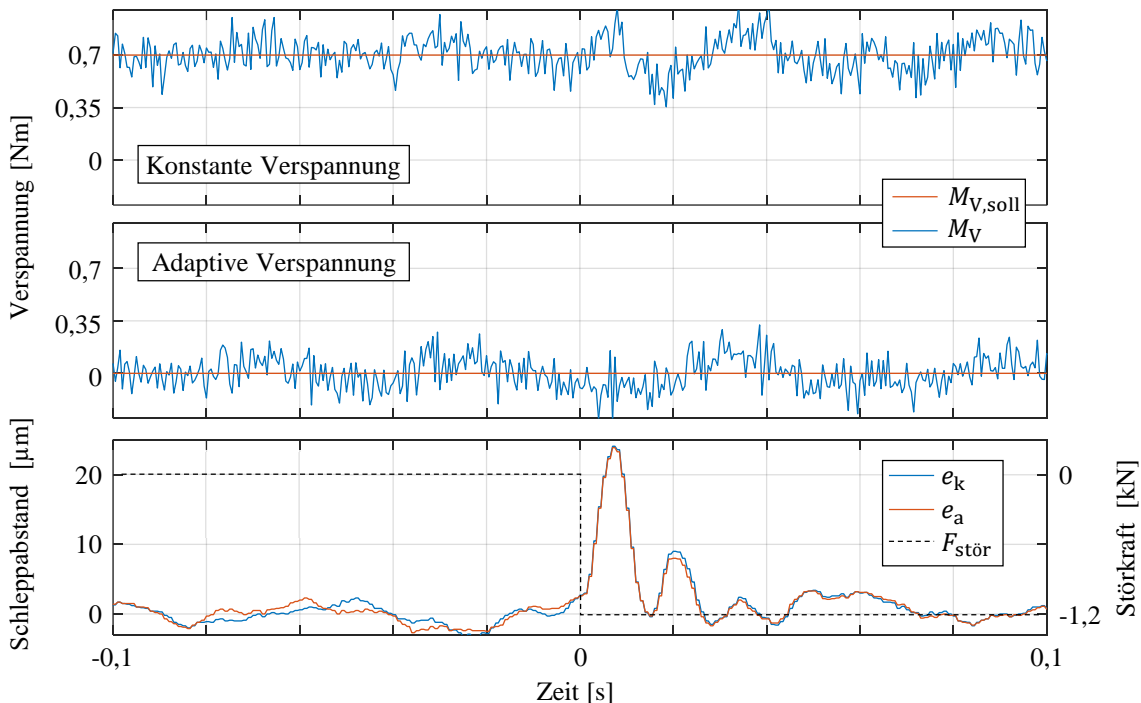


Abbildung 6-10: Verspannungsdrehmomente des konstant und des adaptiv verspannten Systems sowie Schleppabstände bei negativem Störkraftsprung

Die in Abbildung 6-10 unten dargestellten Schleppabstände e_k und e_a für das konstant und das adaptiv verspannte System erfahren beim Auftreten der Störkraft einen Überschwinger mit einer Amplitude von etwa $24\ \mu\text{m}$, der nach $0,03\ \text{s}$ abgeklungen ist. Es ist kein Unterschied zwischen e_k und e_a zu erkennen, da die Störkraft das Auftreten von Umkehrspiel nicht hervorrufen kann, weil die Störkraft entgegen der Bewegungsrichtung wirkt. Somit werden die Signalverläufe der Verspannung auch nicht durch die Störkraft beeinflusst. Die Flanken der Ritzel werden lediglich stärker an die Flanken der Zahnstange angepresst. Da dies sowohl für das konstant als auch das adaptiv verspannte System der Fall ist, treten keine Unterschiede auf, obwohl die Beträge der Verspannung für beide Systeme unterschiedlich sind. Somit weisen das konstant verspannte und das adaptiv verspannte System die gleiche Störgrößenunterdrückung auf.

Ein anderes Ergebnis wird erzielt, wenn die Störkraft in Bewegungsrichtung wirkt. Abbildung 6-11 zeigt die identischen Signale wie Abbildung 6-10 bei einer Störkraft von $+1200\ \text{N}$. Die Störkraft übernimmt in diesem Fall einen Teil der Vorschubkraft, sodass das Gesamtdrehmoment reduziert wird und das Umkehrspiel auftritt. Das Umkehrspiel tritt sowohl beim konstant als auch beim adaptiv verspannten System auf, wie die Signalverläufe der Verspannung zeigen.

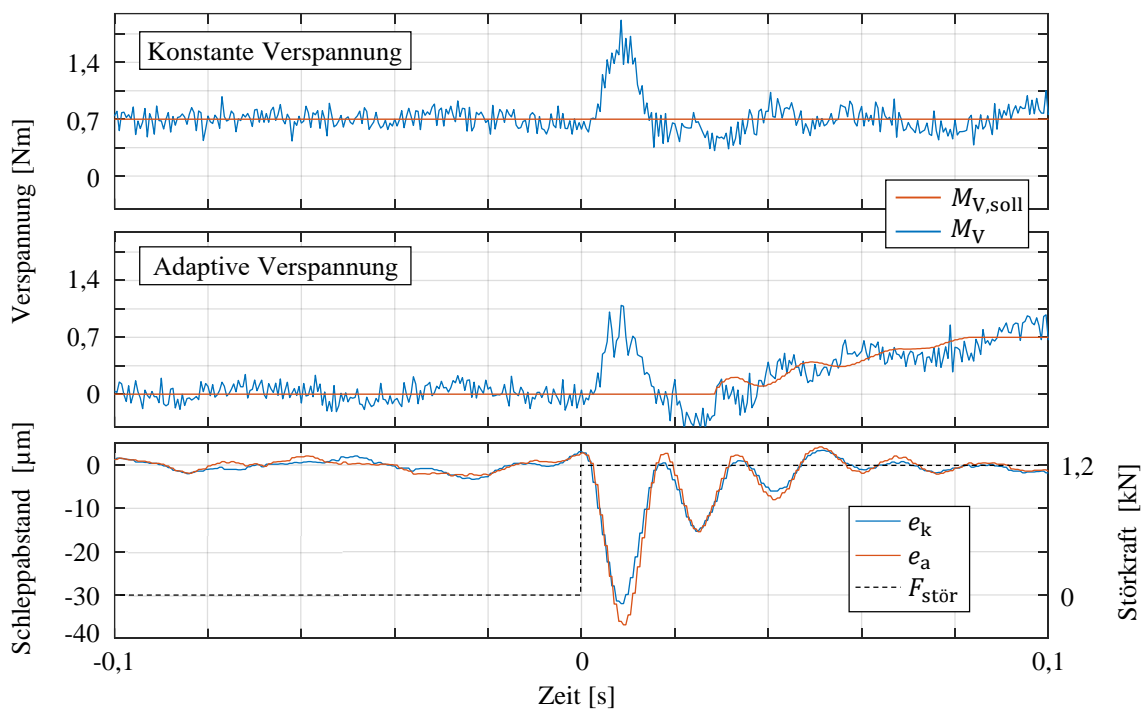


Abbildung 6-11: Verspannungsdrehmomente des konstant verspannten und des adaptiv verspannten Systems sowie Schleppabstände bei positivem Störkraftsprung

Somit werden die dargestellten Schleppabstände stärker beeinflusst als bei Störkraft in negative Richtung. Beim adaptiv verspannten System sorgt die Störkraft weiterhin dafür, dass die Verspannung innerhalb von 0,08 s auf $M_V = 0,7$ Nm anwächst, da das Gesamtdrehmoment im Bereich ② des minimal verspannten Systems entsprechend Abbildung 5-3 liegt, nachdem die Störkraft aufgetreten ist. Da das System zum Zeitpunkt des Störkraftsprungs bei adaptiver Verspannung nicht verspannt ist und die Verspannung nicht unmittelbar aufgebaut werden kann, tritt das Umkehrspiel in beiden Antriebssträngen nahezu gleichzeitig auf. Dies führt dazu, dass der Schleppabstand e_a einen Überschwinger mit einer maximalen Amplitude von 37 μm und damit eine um 5 μm größere Amplitude zeigt als e_k , dessen Überschwinger eine maximale Amplitude von 32 μm aufweist. Somit zeigt das adaptiv verspannte System in diesem Fall eine geringere Störgrößenunterdrückung als das konstant verspannte System.

Das Auftreten des Umkehrspiels hängt vom Verspannungsbetrag ab. Bei adaptiver Verspannung tritt das Umkehrspiel entsprechend der Gleichungen (4-9) und (4-10) bei geringeren Beträgen des Gesamtdrehmoments als bei konstanter Verspannung auf, da die Verspannung mit zunehmendem Gesamtdrehmoment reduziert wird. Somit kann es vorkommen, dass das Umkehrspiel aufgrund einer Störkraft in negative Richtung bei konstanter Verspannung auftritt und bei adaptiver Verspannung nicht. Dies würde zu einem geringeren Überschwinger des Schleppabstandes e_a im Vergleich zu e_k führen, sodass das konstant verspannte System in diesem Fall eine geringere Störgrößenunterdrückung als das adaptiv verspannte System aufweisen würde.

Aufgrund dieser Überlegung wird zusammenfassend festgehalten, dass keine allgemeingültige Aussage über den Einfluss der Verspannungsstrategie (konstant oder adaptiv) auf die Robustheit des Antriebssystems gegenüber Störkräften getroffen werden kann. Die Robustheit hängt vom aktuellen Bewegungszustand des Systems sowie dem Betrag und der Richtung der Störkraft ab. Ein zentraler Nachteil und somit eine Grenze der adaptiven Verspannung ist allerdings, dass die Verspannung nicht unmittelbar aufgebaut werden kann, sodass das Umkehrspiel in beiden Antriebssträngen nahezu gleichzeitig auftritt. Diesem Phänomen kann steuerungstechnisch nicht begegnet werden, da der Zeitpunkt des Auftretens einer Störgröße sowie deren Betrag im Allgemeinen unbekannt sind. Die konstante Verspannung unterliegt diesem Problem nicht, denn das System wird in jedem Zustand verspannt.

6.4.2 Prozesskräfte beim Fräsen

Der Einfluss der Prozesskraft bei adaptiver Verspannung wird anhand des bereits in Kapitel 4.7.2 genutzten Prozesskraftverlaufs untersucht (siehe Abbildung 4-27). Dieser Verlauf ruft eine Änderung des Gesamtdrehmoments innerhalb der in Abbildung 5-3 dargestellten Umkehrspielzonen hervor und führt somit zu einer Anpassung der Verspannung. Abbildung 6-12 unten zeigt die resultierenden Verspannungsdrehmomente $M_{V,soll}$ und M_V für die adaptive Verspannung. Um den Einfluss des Kompensators darzustellen, zeigt Abbildung 6-12 oben außerdem die adaptive Verspannung ohne Kompensator. Die Prozesskraft hat in beiden Fällen einen deutlichen Einfluss auf M_V , da die hochfrequente Anregung aufgrund des auftretenden Umkehrspiels nicht vollständig von den Reglern unterdrückt werden kann. Ohne Kompensator führt die Prozesskraft zusätzlich zu einem mit Anregungsfrequenz wechselnden Sollwert $M_{V,soll}$. Mit Kompensator wird $M_{V,soll}$ lediglich beim ersten Auftreten der Prozesskraft angepasst. Da die Verspannung für den restlichen Zeitraum konstant gehalten wird, besteht kein Unterschied zwischen adaptiver und konstanter Verspannung (vergleiche Abbildung 4-28 oben).

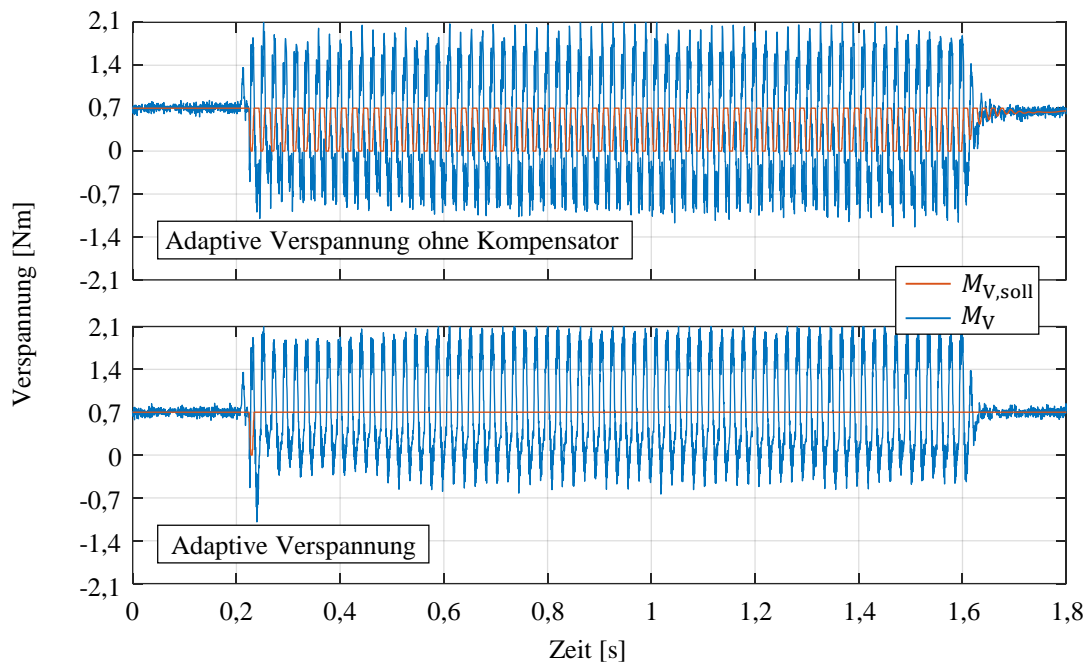


Abbildung 6-12: Verspannungsdrehmomente bei Prozesskraftanregung für das adaptiv verspannte System

Der in Abbildung 6-12 dargestellte Einfluss des Kompensators spiegelt sich auch in den integrierten absoluten Regelfehlern e_{sum} wider. Die Regelfehler e_{sum} des nicht verspannten, des konstant verspannten und des adaptiv verspannten Systems (mit und ohne Kompensation) sind

in Abbildung 6-13 dargestellt. Es zeigt sich, dass die adaptive Verspannung ohne Kompensator den größten Regelfehler e_{sum} erzeugt und somit eine geringere Robustheit gegenüber Störgrößen aufweist als das nicht verspannte System. Mit Kompensator führt die adaptive Verspannung zum gleichen Regelfehler e_{sum} wie die konstante Verspannung. Dies ist nachvollziehbar, da der Sollwert der Verspannung aufgrund des Kompensators nicht mehr durch die Prozesskraft beeinflusst wird. Somit wird zusammenfassend festgehalten, dass die adaptive Verspannung mit aktivem Kompensator bei hochfrequenten Störeregungen die gleiche Robustheit gegenüber dynamisch auftretenden Störkräften erzielt wie die konstante Verspannung.

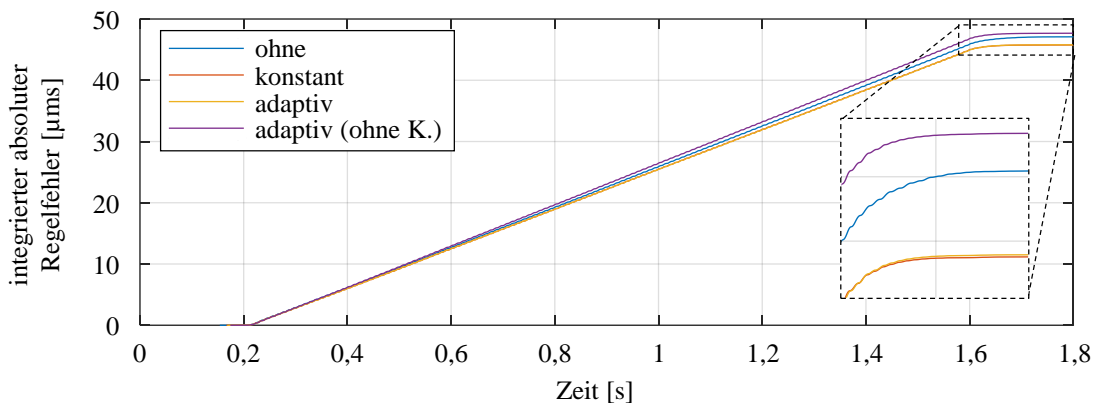


Abbildung 6-13: Integrierte absolute Regelfehler für das nicht verspannte, das konstant verspannte und das adaptiv verspannte System bei Prozesskraftanregung

6.5 Dynamisches Übertragungsverhalten

Der Betrag der Verspannung hat entsprechend den Untersuchungen in Kapitel 4.3 einen Einfluss auf das Übertragungsverhalten des Antriebssystems. Da die adaptive Verspannung eine Anpassung des Verspannungsbetrags anhand des Gesamtdrehmoments vornimmt, wird in diesem Kapitel untersucht, welchen Einfluss die adaptive Verspannung auf das dynamische Übertragungsverhalten des Antriebssystems hat. Da die Anpassung der Verspannung auf einer Rückkopplung des Gesamtdrehmoments beruht, wird außerdem untersucht, welchen Einfluss die Dynamik des Antriebssystems auf die Anpassung der Verspannung haben. Dazu werden die bereits in Kapitel 4.3.2 betrachteten Mechanikfrequenzgänge herangezogen. Neben dem Frequenzgang des nicht verspannten Systems sind in Abbildung 6-14 die Frequenzgänge des konstant und des adaptiv verspannten Systems dargestellt.

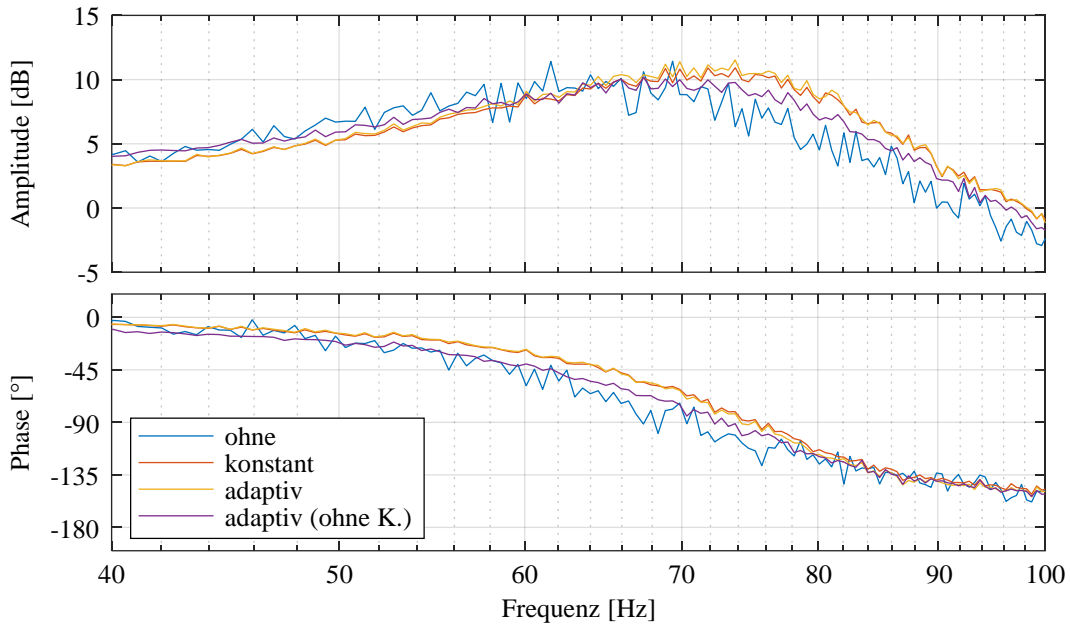


Abbildung 6-14: Mechanikfrequenzgänge von Antrieb 1 für das nicht verspannte, das konstant verspannte und das adaptiv verspannte System

Um den Einfluss des Kompensators darzustellen, zeigt Abbildung 6-14 die Frequenzgänge des adaptiv verspannten Systems mit und ohne Kompensator. Mit Kompensator ist kein Unterschied zwischen konstanter und adaptiver Verspannung erkennbar. Dies liegt daran, dass die Verspannung bei Messung des Frequenzgangs entsprechend Abbildung 6-15 nicht reduziert wird, da die für eine Reduzierung der Verspannung geforderten Bedingungen (siehe Kapitel 5.1.3) nicht erfüllt sind. Mit Kompensator wird $M_{V,soll}$ konstant auf 0,7 Nm gehalten. Ohne Kompensator ändert sich $M_{V,soll}$ in Abhängigkeit vom geforderten Gesamtdrehmoment. Der durchschnittliche Betrag von $M_{V,soll}$ sinkt dadurch von 0,7 Nm auf 0,614 Nm. Somit wandert der Frequenzgang in Richtung des nicht verspannten Systems und dessen Bandbreite nimmt ab.

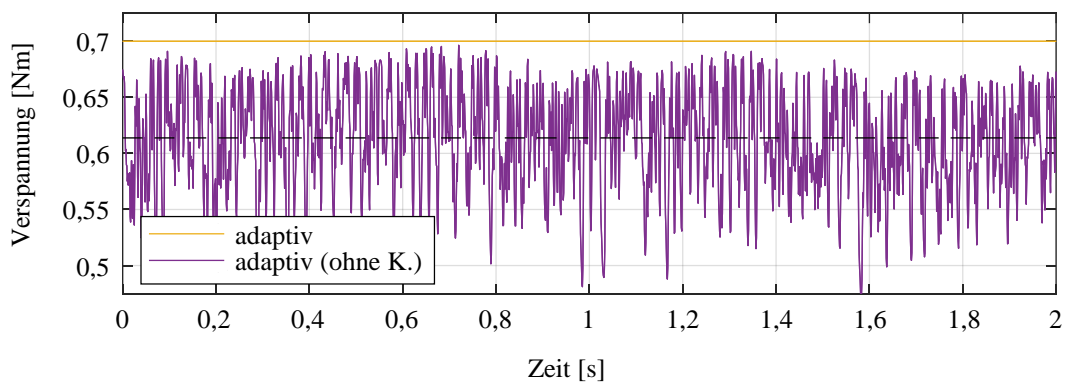


Abbildung 6-15: Sollwerte des Verspannungsdrehmoments bei der Frequenzgangmessung

Auf Grundlage dieser Erkenntnisse wird zusammenfassend festgehalten, dass die adaptive Verspannung mit aktiviertem Kompensator zu keiner Veränderung des dynamischen Übertragungsverhaltens im Vergleich zur konstanten Verspannung führt.

6.6 Diskussion der Ergebnisse

In den vorigen Kapiteln wurde der Einfluss der adaptiven Verspannung auf einige Systemeigenschaften untersucht, die bereits innerhalb des Themenkomplexes der konstanten Verspannung betrachtet wurden. Zu diesen Eigenschaften zählen das Umkehrspiel, die Genauigkeit, die mechanische Belastung, der Energiebedarf, die Robustheit gegenüber Störgrößen sowie das dynamische Übertragungsverhalten. Die statische Steifigkeit und die Reibung wurden nicht untersucht, da die Verspannung während der Messfahrten durch die adaptive Verspannung permanent deaktiviert wird, sodass sich kein Unterschied zum nicht verspannten System ergibt.

Der Fokus der Untersuchungen lag auf der zweiten zentralen Fragestellung dieser Arbeit nach den Systemzuständen, in denen die Verspannung deaktiviert werden kann, ohne die erzielte Genauigkeit zu beeinflussen. In Kapitel 6.6.1 werden die Ergebnisse dieser Untersuchungen zusammengefasst. Abschließend wird das Optimierungspotential des entwickelten Konzepts der adaptiven Verspannung in Kapitel 6.6.2 erläutert und die Beantwortung der zweiten zentralen Fragestellung diskutiert.

6.6.1 Einfluss der adaptiven Verspannung

Der Einfluss der adaptiven Verspannung auf alle betrachteten Systemeigenschaften ist qualitativ in Abbildung 6-16 dargestellt. Die Eigenschaften des konstant mit $M_{V,\min}$ verspannten Systems dienen dabei als Referenz. Es ist zu erkennen, dass die adaptive Verspannung keinen negativen Einfluss auf die Kompensation des Umkehrspiels und damit auf die Genauigkeit sowie auf die Bandbreite des Systems hat. Dies gilt, insofern das Verspannungsdrehmoment $M_{V,0}$ und das Ausschaldrehmoment $M_{\text{ges,aus}}$ entsprechend der in Kapitel 5.1.3 hergeleiteten Mindestbeiträge eingestellt werden und der Kompensator aktiv ist.

In Bezug auf die Robustheit des adaptiv verspannten Antriebssystems gegenüber Störgrößen kann keine allgemeingültige Aussage getroffen werden. Die Robustheit hängt vom aktuellen Bewegungszustand des Systems sowie dem Betrag und der Richtung der Störkraft ab. Ein zentraler Nachteil und somit eine Grenze der adaptiven Verspannung ist, dass die Verspannung

nicht unmittelbar aufgebaut werden kann, sobald ein Störkraftsprung auftritt. Die beim Auftreten der Störkraft fehlende Verspannung führt dazu, dass das Umkehrspiel in beiden Antriebssträngen nahezu gleichzeitig auftritt. Die konstante Verspannung unterliegt diesem Problem nicht, denn das System wird in jedem Zustand verspannt. Die Untersuchungen haben allerdings auch gezeigt, dass die adaptive Verspannung zu einer Verbesserung der Robustheit führen kann. Das Auftreten des Umkehrspiels hängt vom Betrag der Verspannung ab. So existieren Systemzustände, in denen ein Störkraftsprung einen Flankenwechsel bei konstanter Verspannung verursacht, bei adaptiver Verspannung allerdings nicht. Demnach ist der Einfluss der adaptiven Verspannung auf die Robustheit in Abbildung 6-16 in beide Richtungen eingetragen.

Abbildung 6-16 zeigt weiterhin, dass die adaptive Verspannung zu einer Steigerung der Effizienz des Antriebssystems führt, da die mechanische Belastung und der Energiebedarf reduziert wird. Für das hier betrachtete System lässt sich der Energiebedarf maximal um 2,9 % und die mechanische Belastung maximal um 14,3 % reduzieren. Da es sich bei der adaptiven Verspannung um eine rein softwaretechnische Optimierung handelt, die keine Anpassung der Hardware erfordert, führt der gesamte Anteil der eingesparten Energie und der reduzierten mechanischen Belastung unmittelbar zu einem Mehrwert für den Anwender.

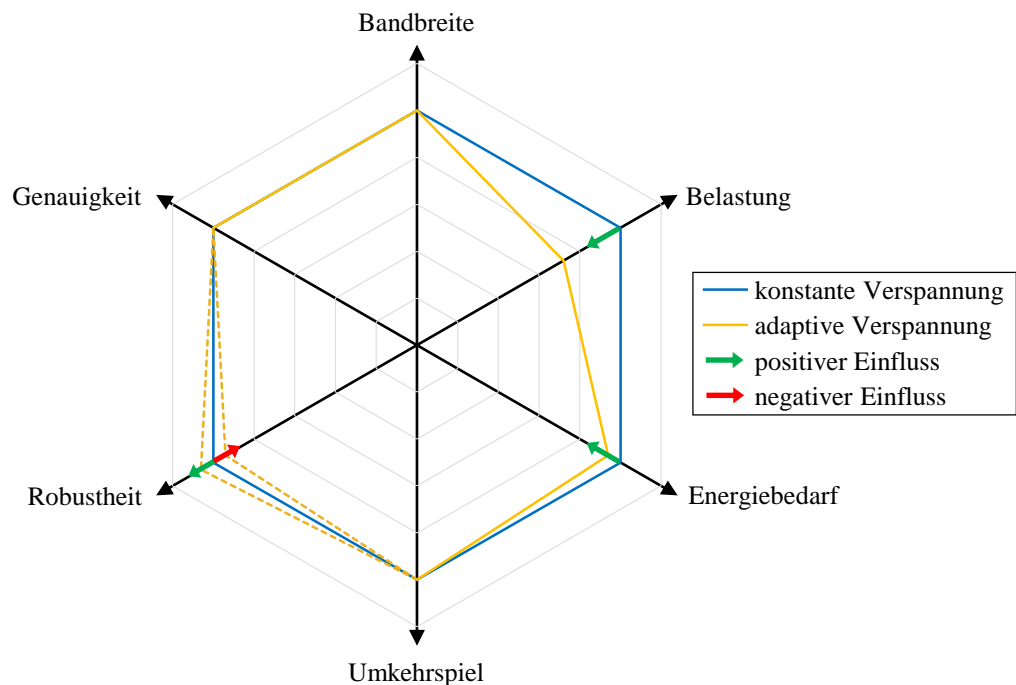


Abbildung 6-16: Einfluss der adaptiven Verspannung auf die betrachteten Eigenschaften des Antriebssystems im Vergleich zur konstanten Verspannung

6.6.2 Optimierungspotential

Abbildung 6-16 zeigt, dass die adaptive Verspannung sowohl eine höhere als auch eine geringere Robustheit des Systems gegenüber Störgrößen bewirken kann. Störgrößen treten hauptsächlich aufgrund der Bearbeitung auf. Entsprechend Kapitel 6.6.1 sind insbesondere Störkraftsprünge als kritisch zu betrachten. Aber auch die aufgrund der Bewegung des Maschinenschlittens hervorgerufene Vorschubkraft stellt eine Störgröße für das verspannte System dar. Es wurde festgestellt, dass sich das Verhalten des adaptiv verspannten Systems immer dann vom Verhalten des konstant verspannten Systems unterscheidet, wenn externe Einflüsse dafür sorgen, dass die aktuell deaktivierte Verspannung schneller aufgebaut werden muss, als die Performanz des Verspannungsreglers zulässt. Die Performanz des Verspannungsreglers hängt maßgeblich von seiner Parametrisierung ab. Somit ist ein entsprechender Aufwand bei der Reglerauslegung als sinnvoll einzustufen. Dementsprechend wurde der Istwert des als P-Regler ausgeführten Verspannungsreglers entsprechend Kapitel 3.3.2.1 tiefpassgefiltert, um den Verstärkungsfaktor erhöhen und somit dessen Performanz maximieren zu können.

Die Performanz des Reglers ist allerdings durch die Abtastzeit und die Leistungsfähigkeit der Motoren begrenzt. Demnach werden der Einfluss von Störkraftsprüngen und eine sprungförmige Änderung der Vorschubkraft als begrenzende Faktoren für die Anwendung der adaptiven Verspannung identifiziert. Im Folgenden wird darauf eingegangen, wie diesen begrenzenden Faktoren entgegengewirkt werden kann.

Dem begrenzenden Faktor der sprungförmigen Änderung der Vorschubkraft kann entgegengewirkt werden, indem ruckbegrenzte Bewegungsprofile genutzt werden, die zu einer ausreichenden Limitierung der Änderungsrate des Gesamtdrehmoments führen. Da ruckbegrenzte Bewegungsprofile Stand der Technik sind und zudem dazu beitragen, die Maschinenstruktur zu schonen, wird dieser begrenzende Faktor als unkritisch eingestuft. Dennoch stellt die Verwendung ruckbegrenzter Bewegungsprofile das erste Optimierungskriterium dieser Arbeit dar.

Dem begrenzenden Faktor der auf das System einwirkenden Störkraftsprünge kann entgegengewirkt werden, wenn der Zeitpunkt des Auftretens eines Störkraftsprungs vorhersagbar ist. Dies ist beispielsweise bei der Fräsbearbeitung möglich, da bekannt ist, wann der Fräser in das Werkstück eintaucht. Über eine entsprechende Funktion ließe sich die Verspannung vorzeitig aktivieren, sodass das System bereits verspannt ist, wenn der Störkraftsprung auftritt. Wie die

im Rahmen der Arbeit durchgeführten Untersuchungen zeigen, werden hochfrequente Störgrößen, wie sie beispielsweise während des Fräsens auftreten, durch die adaptive Verspannung genauso effektiv unterdrückt wie durch konstante Verspannung. Somit ist während des Fräsprozesses keine zusätzliche Funktionalität erforderlich. Lediglich das erstmalige Auftreten eines Störkraftsprungs ist durch eine bisher nicht umgesetzte Funktion abzufangen. Diese Funktion stellt somit das zweite Optimierungspotential der entwickelten adaptiven Verspannung dar.

Ein drittes Optimierungspotential bildet die Berücksichtigung der aktuellen Betriebsphase. So ließe sich beispielsweise durch eine automatisierte Interpretation des NC-Programms entscheiden, ob die Verspannung generell benötigt wird, um die Genauigkeit des Antriebssystems zu erhöhen. Eine solche Funktionalität würde zusätzlich zur Steigerung der Effizienz des Systems beitragen, da der Mittelwert der Verspannung weiter reduziert würde.

Die genannten Optimierungspotentiale beziehen sich auf die Grenzen des entwickelten Konzepts der adaptiven Verspannung. Die grundlegende Funktionalität wird durch das Optimierungspotential nicht geschmälert. Entsprechend Kapitel 6.6.1 führt die entwickelte Strategie des minimal verspannten Systems immer dann zu einer Reduzierung beziehungsweise Deaktivierung der Verspannung, wenn diese nicht für das Erhalten der Genauigkeit, die durch die konstante Verspannung erzielt wurde, benötigt wird. Durch die adaptive Verspannung wird die Effizienz des Systems also maximiert. Demnach kann die zweite zentrale Fragestellung dieser Arbeit beantwortet und zusammenfassend festgehalten werden, dass die Zielsetzung der Arbeit vollumfänglich erfüllt wurde.

7 Zusammenfassung

Elektrisch verspannte Zahnstange-Ritzel-Antriebe werden insbesondere in großen Werkzeugmaschinen mit langen Verfahrwegen eingesetzt, da diese hier den ansonsten etablierten Gewindespindel-Mutter-Antrieben sowie den linearen Direktantrieben in Bezug auf die erreichbare Dynamik und die Kosten überlegen sind. Die elektrische Verspannung wird genutzt, um das Umkehrspiel im Antriebsstrang zu kompensieren und somit die Genauigkeit von Zahnstange-Ritzel-Antrieben zu erhöhen. Wie die Untersuchungen innerhalb des Themenkomplexes der konstanten Verspannung gezeigt haben, wird diese Forderung erfüllt, insofern ein gewisser Verspannungsbetrag eingehalten wird. Da bisher ein Konzept zur Festlegung des Verspannungsbetrags fehlt und der aktuelle Stand der Technik außerdem keine einheitlichen Angaben über den mindestens benötigten Betrag der Verspannung macht, wurde in dieser Arbeit die sogenannte Mindestverspannung anhand der Haftreibung des einzelnen Antriebsstrangs definiert. Es wurde gezeigt, dass das Umkehrspiel kompensiert wird, wenn das Verspannungsdrehmoment größer gewählt wird als das Haftreibungsdrehmoment des einzelnen Antriebsstrangs.

Die Kompensation des Umkehrspiels bedeutet nicht, dass das Umkehrspiel nicht mehr auftritt. Vielmehr wird durch das Einhalten der Mindestverspannung gewährleistet, dass das Umkehrspiel nicht in beiden Antriebssträngen gleichzeitig auftritt. Somit ist das System stets steuerbar, da zu jedem Zeitpunkt mindestens einer der Antriebe Kraft auf den Maschinenschlitten ausüben kann. Die Definition der Mindestverspannung führt somit zu einer maximalen Effizienz des konstant verspannten Systems, ohne die Kompensation des Umkehrspiels negativ zu beeinflussen. Dies konnte anhand von Untersuchungen der Genauigkeit, des Umkehrspiels, der Reibung, des Energiebedarfs und der mechanischen Belastung bestätigt werden. Damit wurde die erste zentrale Fragestellung dieser Arbeit nach dem für den Erhalt der Genauigkeit mindestens notwendigen Verspannungsbetrag beantwortet.

Das Konzept der elektrischen Verspannung bietet weiterhin die Möglichkeit, die Verspannung während des Betriebs anzupassen. Diese Möglichkeit wird im Rahmen dieser Arbeit genutzt, um die Effizienz des verspannten Systems weiter zu steigern. Innerhalb des Themenkomplexes der adaptiven Verspannung wurden drei Kriterien für den effizienten Betrieb eines elektrisch verspannten Antriebssystems definiert, auf deren Grundlage die Strategie des minimal verspannten Systems entwickelt wurde. Die Strategie des minimal verspannten Systems als ein Ansatz der adaptiven Verspannung führt nur dann zu einer Verspannung des Systems, wenn

diese im aktuellen Betriebszustand für den Erhalt der Genauigkeit benötigt wird. Im Wesentlichen wird die Verspannung deaktiviert, wenn das Gesamtdrehmoment einen von der Haftreibung des einzelnen Antriebssystems und des Maschinenschlittens abhängigen Betrag überschreitet, da das Umkehrspiel in diesem Zustand nicht mehr auftreten kann. Unterhalb des in dieser Arbeit definierten Ausschalt Drehmoments wird das System konstant mit der Mindestverspannung verspannt. Wie die Validierung der entwickelten Verspannungsstrategie zeigt, lässt sich die Effizienz des Antriebssystems im Vergleich zum konstant verspannten System steigern, ohne die durch konstante Verspannung erzielte Genauigkeit negativ zu beeinflussen. Der Energiebedarf lässt sich durch die adaptive Verspannung maximal um etwa 3 % und die mechanische Belastung um etwa 14 % reduzieren. Vor allem die reduzierte mechanische Belastung ist von Bedeutung, da die Lebensdauer unter Annahme einer konstanten mechanischen Belastung um denselben prozentualen Anteil verlängert werden kann. Damit wurde auch die zweite zentrale Fragestellung dieser Arbeit nach den Systemzuständen, in denen die Verspannung deaktiviert werden kann, ohne die erzielte Genauigkeit zu beeinflussen, beantwortet.

Zusammenfassend konnte die Zielsetzung dieser Arbeit also vollumfänglich erreicht werden. Das entwickelte Konzept der adaptiven Verspannung wurde in einem industriell eingesetzten Antriebsverstärker implementiert und am realen System erfolgreich getestet. Dafür wurde die zur Erzeugung der Verspannung etablierte Momentenausgleichsregelung erweitert. Die Stabilität der erweiterten Struktur wurde durch eine systemtheoretische Betrachtung des geschlossenen Regelkreises nachgewiesen und ein Verfahren zur performanten Auslegung des Reglers vorgeschlagen. Demnach kann dem entwickelten Konzept der adaptiven Verspannung bereits jetzt ein Technologie-Reifegrad von mindestens TRL 5 zugeschrieben werden. Da es sich um eine rein softwareseitige Optimierung handelt, die keine hardwareseitige Anpassung des elektrisch verspannten Antriebssystems erfordert, wird die Hemmschwelle bei der Anwendung der neuen Technologie außerdem als niedrig eingestuft. In Verbindung mit dem in dieser Arbeit diskutierten Optimierungspotential bildet die adaptive Verspannung folglich eine ideale Methode zur Effizienzsteigerung elektrisch verspannter Zahnstange-Ritzel-Antriebe, ohne die durch konstante Verspannung erzielte Genauigkeit des Antriebssystems zu beeinflussen.

Literaturverzeichnis

- Abele et al. 2005** Abele, Eberhard; Munirathnam, Madhu; Roth, Michael, 2005. Dynamik leicht gemacht: Dynamik durch Lineardirektantriebe und Leichtbaumethoden verbessern. *wt-online* **95** (5), S. 331–336
- Allan et al. 1980** Allan, Peter; Levy, Norman, 1980. The Determination of Minimum Pre-Load Torque for Anti-backlash Gears in a Positional Servomechanism. *IEEE Transactions on Industrial Electronics and Control Instrumentation* **IECI-27** (1), S. 26–29
DOI: 10.1109/TIECI.1980.351657
- Altintas et al. 2011** Altintas, Yusuf; Verl, Alexander; Brecher, Christian; Uriarte, Luis; Pritschow, Günter, 2011. Machine tool feed drives. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* **60** (2), S. 779–796
DOI: 10.1016/j.cirp.2011.05.010
- Arndt 1999** Arndt, Holger, 1999. *Vorschubachsen für große Werkzeugmaschinen: Entscheidungskriterien zur Auslegung und zur Auswahl des Bewegungsprinzips*, Technische Universität Dresden, Abschlussbericht zum Forschungspraktikum T1/99, 1999
- Beck 2015** Beck, Matthias, 2015. *Analyse der Belastung und Beanspruchung von konischen Stirnrädern in kreuzender Achslage*. Bericht / KTD, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Universität Stuttgart 632.
ISBN 978-3-922823-89-6
DOI: 10.18419/opus-4597
- Brecher 2002** Brecher, Christian, 2002. *Vergleichende Analyse von Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen*, Dissertation. Aachen: Shaker Verlag.
Berichte aus der Produktionstechnik 17/2002.
ISBN 3-8322-0677-9
- Brecher et al. 1997** Brecher, Christian; Weck, Manfred, 1997. Vergleich und Optimierung mechanisch-elektrischer Vorschubantriebe. In: *Mechanisch-elektrische Antriebstechnik*, 9. - 10. Oktober, Wiesloch, S. 299–318
ISBN 3180913460

- Brecher et al. 2004** Brecher, Christian; Queins, Marcus; Weck, Manfred, 2004. Auslegung und Optimierung von Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen. In: *Elektrisch-mechanische Antriebssysteme*, 6. - 7. Oktober, Fulda, S. 85–106 ISBN 3800728524
- Brecher et al. 2013** Brecher, Christian; Heyers, Christian; Gsell, Stephan, 2013. Effiziente Antriebssysteme für Werkzeugmaschinen. *MM Maschinenmarkt* **119** (Sonderausgabe EMO Journal), S. 86–89
- Brecher et al. 2017a** Brecher, Christian; Weck, Manfred (Hrsg.), 2017. *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 2: Konstruktion, Berechnung und messtechnische Beurteilung*. 9. Auflage. Berlin: Springer Verlag. ISBN 978-3-662-46566-0 DOI: 10.1007/978-3-662-46567-7
- Brecher et al. 2017b** Brecher, Christian; Berners, Thomas; Gsell, Stephan; Epple, Alexander, 2017. Positionsabhängige Regelung von Werkzeugmaschinen. *Antriebstechnik* **56** (4), S. 118–121
- Chen et al. 2008** Chen, S-L; Lin, W-M; Chang, T-H, 2008. Tracking control for a synchronized dual parallel linear motor machine tool. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering* **222** (8), S. 851–862 DOI: 10.1243/09596518JSCE595
- Choi et al. 2015** Choi, Y. H; Choi, E. Y; Jang, S. H; Park, H. M; Ha, J. S., 2015. Vibration analysis and dynamic optimization of a rack and pinion typed feed drive system for a router machine. *Proceedings of the SPIE* **6042**, 60424I DOI: 10.1117/12.664815
- Conrad 2015** Conrad, Klaus-Jörg (Hrsg.), 2015. *Taschenbuch der Werkzeugmaschinen*. 3. neu bearbeitete Auflage. München: Carl Hanser Verlag. ISBN 978-3-446-43855-2
- Ding 2014** Ding, Zhiyi, 2014. *Energieeffizienzsteigerung der Vorschubachsen durch Deaktivieren im Stillstand*. Berichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen Konstruktion und Fertigung 55. ISBN 978-3-00046-114-9

- Dubbel et al. 2014** Dubbel, Heinrich; Feldhusen, Jörg; Grote, Karl-Heinrich (Hrsg.), 2014.
Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau.
24. aktualisierte und erweiterte Auflage.
Berlin: Springer Verlag.
ISBN 978-3-642-38891-0
- Eckl 2015** Eckl, Martin, 2015.
Untersuchung und Kompensation von Strukturverspannungen in direkt angetriebenen Gantry-Werkzeugmaschinen.
Hannover: PZH Verlag.
Berichte aus dem IFW 2/2016.
ISBN 978-3-95900-061-1
- Engelberth 2016** Engelberth, Tim, 2016.
Die Genauigkeit von Antriebssystemen steigern.
MM Maschinenmarkt **122** (9), S. 56–57
- Engelberth et al. 2015** Engelberth, Tim; Apprich, Stefanie; Friedrich, Jens; Coupek, Daniel; Lechler, Armin, 2015.
Properties of electrically preloaded rack-and-pinion drives.
Production Engineering **9** (2), S. 269–276
DOI: 10.1007/s11740-015-0601-3
- Engelberth et al. 2016** Engelberth, Tim; Dietmair, Anton; Verl, Alexander, 2016.
Modeling and analysis of control valves applied in compressor plants with consideration of time-variable factors.
In: *Proceedings of the 17th International Conference on Mechatronics*,
7. - 9. Dezember, Prag, Tschechische Republik, S. 261–268
ISBN 978-8-0010-5883-1
- Engelberth et al. 2018** Engelberth, Tim; Verl, Alexander; Heckmann, Marco, 2018.
Potenziale von Zahnstange-Ritzel-Antriebssystemen.
Antriebstechnik **57** (3), S. 52–58
- Engelberth et al. 2019a** Engelberth, Tim; Neubauer, Michael; Verl, Alexander, 2019.
Master-Switch für verspannte Zahnstange-Ritzel-Antriebe: Genauigkeitssteigerung indirekt lage geregelter Systeme.
atp magazin **61** (3), S. 54–63
DOI: 10.17560/atp.v61i3.2389
- Engelberth et al. 2019b** Engelberth, Tim; Verl, Alexander, 2019.
Adaptive Verspannung von Zahnstange-Ritzel-Antrieben: Eine Methode zur Effizienzsteigerung elektrisch verspannter Antriebssysteme.
wt-online **109** (5), 312-318

- Eppler 2003** Eppler, Claus, 2003.
Kompensation fremderregter Schwingungen in Antriebssystemen mit Umlaufgetrieben.
Heimsheim: Jost-Jetter Verlag.
ISW Forschung und Praxis 147.
ISBN 978-3-936947-21-2
- Erkorkmaz et al. 2001** Erkorkmaz, Kaan; Altintas, Yusuf, 2001.
High speed CNC system design. Part III: high speed tracking and contouring control of feed drives.
International Journal of Machine Tools and Manufacture **41** (11), S. 1637–1658
DOI: 10.1016/S0890-6955(01)00004-9
- Fecht 2012** Fecht, Nikolas, 2012.
Zwischen Kran und Kugelgewindetrieb: Wie Vorschubantriebe Werkzeugmaschinen präziser und produktiver machen.
antriebspraxis (1), S. 58–61
- Franco et al. 2017** Franco, Oier; Beudaert, Xavier; Erkorkmaz, Kaan; Barrios, A-sier; Mancisidor, Iker; Munoa, Jokin, 2017.
Control strategies for structural chatter suppression using a rack and pinion drive.
In: *6th International Conference on Virtual Machining Process Technology (VMPT 2017)*,
29. Mai - 2. Juni, Montréal, Canada
- Frey 2013** Frey, Siegfried, 2013.
Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben durch semiaktive Dämpfung.
Stuttgart: Fraunhofer Verlag.
Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung 24.
ISBN 978-3-8396-0648-3
DOI: 10.18419/opus-4560
- Gross 2006** Gross, Hans, 2006.
Elektrische Vorschubantriebe in der Automatisierungstechnik: Grundlagen, Berechnung, Bemessung.
2. vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage.
Erlangen: Publicis Verlag.
ISBN 978-3-895-78278-7
- Gross et al. 2006** Gross, Hans; Hamann, Jens; Wiegärtner, Georg, 2006.
Technik elektrischer Vorschubantriebe in der Fertigungs- und Automatisierungstechnik: Mechanische Komponenten, Servomotoren, Messergebnisse.
1. Auflage.
Erlangen: Publicis Verlag.
ISBN 978-3-895-78149-0

- Hack 2015** Hack, Alexander, 2015.
Laserschneidmaschine so einfach wie ein Bürodrucker.
MM Maschinenmarkt **121** (10), S. 42–45
- Heidenhain 2013** Heidenhain (Hrsg.), 2013.
Dynamic Precision – dynamisch und mit hoher Genauigkeit bearbeiten: Technische Information
- Heidenhain 2016** Heidenhain (Hrsg.), 2016.
iTNC 530 HSCI: Technisches Handbuch
- Hirsch 2016** Hirsch, Andreas, 2016.
Werkzeugmaschinen: Anforderungen, Auslegung, Ausführungsbeispiele.
3. überarbeitete und aktualisierte Auflage.
Wiesbaden: Springer Verlag.
ISBN 978-3-658-14249-0
- Hoffmann 2008** Hoffmann, Frank, 2008.
Optimierung der dynamischen Bahngenauigkeit von Werkzeugmaschinen mit der Mehrkörpersimulation.
Aachen: Apprimus Verlag.
Ergebnisse aus der Produktionstechnik 8/2008.
ISBN 978-3-940565-12-9
- Huf 2012** Huf, Alexander, 2012.
Kumulative Lastermittlung aus Antriebsdaten zur Zustandsbewertung von Werkzeugmaschinenkomponenten.
Heimsheim: Jost-Jetter Verlag.
ISW/IPA Forschung und Praxis 190.
ISBN 978-3-939890-96-6
DOI: 10.18419/opus-4457
- Jukic et al. 2001** Jukic, Tomislav; Peric, Nedjeljko, 2001.
Model based backlash compensation.
In: *Proceedings of American Control Conference*,
25. - 27. Juni, Arlington, VA, USA, S. 775–780
ISBN 0-7803-6495-3
- Jukic et al. 2003** Jukic, Tomislav; Peric, Nedjeljko, 2003.
A comparative study of backlash compensation methods.
In: *Proceedings of the European Control Conference*,
1. - 4. September, Cambridge, UK, S. 3261–3266
- Karim et al. 2018** Karim, Ali; Lindner, Philipp; Verl, Alexander, 2018.
Control-based compensation of friction and backlash within rack-and-pinion drives.
Production Engineering **12** (5), S. 589–596
DOI: 10.1007/s11740-018-0838-8

- Kiel 2007** Kiel, Edwin, 2007.
Antriebslösungen: Mechatronik für Produktion und Logistik.
Berlin Heidelberg: Springer Verlag.
ISBN 978-3-540-73425-3
- Klement 2008** Klement, Joachim, 2008.
Fräskopf- und Motorspindeltechnologie: Entwicklungen und Innovationen.
Renningen: Expert Verlag.
ISBN 978-3-8169-2712-2
- Klement 2009** Klement, Joachim, 2009.
Technologie der elektrischen Direktantriebe: Mit 4 Tabellen.
Renningen: Expert Verlag.
ISBN 978-3-8169-2822-5
- Klocke et al. 2016** Klocke, Fritz; Brecher, Christian, 2016.
Zahnrad- und Getriebetechnik: Auslegung - Herstellung - Untersuchung - Simulation.
München: Carl Hanser Verlag.
ISBN 978-3-446-43068-6
- Koch 2018** Koch, Michael, 2018.
Hochdynamische Antriebe präzise positionieren.
Konstruktionspraxis (6), S. 48–50
- Koschnick et al. 2017** Koschnick, Gunther; Sattler, Bernhard (Hrsg.), 2017.
Energieeffizienz mit elektrischen Antrieben, ZVEI - Zentralverband Elektrotechnik- und Elektronikindustrie e.V. Fachverband Automation Fachbereich elektrische Antriebe
Verfügbar unter: <https://www.zvei.org/presse-medien/publikationen/energieeffizienz-mit-elektrischen-antrieben/>
Zugriff am: 29.08.2019
- Kuhrke 2011** Kuhrke, Benjamin, 2011.
Methode zur Energie- und Medienbedarfsbewertung spanender Werkzeugmaschinen.
Berlin: epubli Verlag.
Schriftenreihe des PTW: 'Innovation Fertigungstechnik'.
ISBN 978-3-8442-1461-1
- Lee et al. 2012** Lee, Jinho; Dixon, Warren; Ziegert, John, 2012.
Adaptive nonlinear contour coupling control for a machine tool system.
The International Journal of Advanced Manufacturing Technology **61** (9-12), S. 1057–1065
DOI: 10.1007/s00170-011-3760-1
- Liang et al. 2016** Liang, Steven; Shih, Albert, 2016.
Analysis of Machining and Machine Tools.
Boston, MA: Springer Verlag.
ISBN 978-1-4899-7643-7

- Lopez de Lacalle et al. 2009** Lopez de Lacalle, Luis Norberto; Lamikiz, Aitzol, 2009.
Machine tools for high performance machining.
London: Springer Verlag.
ISBN 978-1-84800-379-8
- Lunze 2006** Lunze, Jan, 2006.
Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung.
4. neu bearbeitete Auflage.
Dordrecht: Springer Verlag.
ISBN 978-3-540-32335-8
- Márton et al. 2009** Márton, Lőrinc; Lantos, Béla, 2009.
Control of mechanical systems with Stribeck friction and backlash.
Systems & Control Letters **58** (2), S. 141–147
DOI: 10.1016/j.sysconle.2008.10.001
- Michos 2005** Michos, Gordana, 2005.
Mechatronische Ansätze zur Optimierung von Vorschubachsen,
Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Dissertation,
2005
- Müller et al. 2013** Müller, Egon; Engelmann, Jörg; Löffler, Thomas; Jörg,
Strauch, 2013.
Energieeffiziente Fabriken planen und betreiben.
Berlin Heidelberg: Springer Verlag.
ISBN 978-3-642-31945-7
- Munzinger 2009** Munzinger, Christian (Hrsg.), 2009.
*Steigerung der Verfügbarkeit durch Überlastbegrenzung und
prozessparallele Last- und Verschleißüberwachung (OP-
TILAST): 08/2006 - 07/2009 Abschlußbericht.*
Aachen: Apprimus Verlag.
ISBN 978-3-94056-597-6
- Neugebauer 2012** Neugebauer, Reimund, 2012.
*Werkzeugmaschinen: Aufbau, Funktion und Anwendung von
spanenden und abtragenden Werkzeugmaschinen.*
Berlin Heidelberg: Springer Verlag.
ISBN 978-3-642-30077-6
- Niemann et al. 2003** Niemann, Gustav; Winter, Hans, 2003.
*Maschinenelemente: Band 2: Getriebe allgemein, Zahnradge-
triebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe.*
2. Auflage.
Berlin Heidelberg: Springer Verlag.
ISBN 978-3-54011-149-8
- Nollau 2009** Nollau, Reiner, 2009.
*Modellierung und Simulation technischer Systeme: Eine pra-
xisnahe Einführung.*
Berlin Heidelberg: Springer Verlag.
ISBN 978-3-540-89120-8

- Norm DIN ISO 230-2 2011** DIN ISO 230-2:2011.
Prüfregeln für Werkzeugmaschinen - Teil 2: Bestimmung der Positioniergenauigkeit und der Wiederholpräzision der Positionierung von numerisch gesteuerten Achsen
- Oppermann 2014** Oppermann, Birgit, 2014.
Ritzel und Zahnstange hängen Linearmotor ab: Integrierte und präzise Elektromechanik verfährt mit 200 m/min.
Industrieanzeiger
Verfügbar unter: <https://industrieanzeiger.industrie.de/allgemein/ritzel-und-zahnstange-haengen-linearmotor-ab/>
Zugriff am: 29.08.2019
- Özdemir 2016** Özdemir, Denis, 2016.
Optimierung von Vorschubantrieben mit objektorientierten Verhaltensmodellen.
Aachen: Apprimus Verlag.
Ergebnisse aus der Produktionstechnik 18/2016.
ISBN 978-3-86359-432-9
- Pehnt 2010** Pehnt, Martin (Hrsg.), 2010.
Energieeffizienz: Ein Lehr- und Handbuch.
Berlin Heidelberg: Springer Verlag.
ISBN 978-3-642-14251-2
- Pi et al. 2018** Pi, Shiwei; Liu, Qiang; Liu, Qitong, 2018.
A novel dynamic contour error estimation and control in high-speed CNC.
The International Journal of Advanced Manufacturing Technology **60** (2), S. 779
DOI: 10.1007/s00170-018-1629-2
- Pritschow 1996** Pritschow, Günter, 1996.
Zum Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung auf die dynamischen Bahnabweichungen.
Werkstattstechnik **86**, S. 337–341
- Probst 2016** Probst, Uwe, 2016.
Servoantriebe in der Automatisierungstechnik: Komponenten, Aufbau und Regelverfahren.
2. Auflage.
Wiesbaden: Springer Verlag.
ISBN 978-3-658-03592-1
- Rebafka 2008** Rebafka, Martin, 2008.
Erfahrungsbericht über neue Regelungsverfahren im praktischen Einsatz an Portalfräsmaschinen.
In: *ISW Lageregelseminar*,
4. April 2008, Stuttgart

- Riefenstahl 2010** Riefenstahl, Ulrich, 2010.
Elektrische Antriebssysteme: Grundlagen, Komponenten, Regelverfahren, Bewegungssteuerung.
3. durchgesehene und verbesserte Auflage.
Wiesbaden: Vieweg Verlag.
ISBN 978-3-83481-331-2
- Rostalski et al. 2007** Rostalski, P; Besselmann, T; Barić, M; van Belzen, F; Morari, M, 2007.
A hybrid approach to modelling, control and state estimation of mechanical systems with backlash.
International Journal of Control **80** (11), S. 1729–1740
DOI: 10.1080/00207170701493985
- Ruderman 2012** Ruderman, Michael, 2012.
Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen, Technische Universität Dortmund, Dissertation, 2012
- Rw 2004** Rw, 2004.
Überzeugendes Revival: Ritzel-/Zahnstangenantrieb: Ein altes System auf der Höhe der Zeit.
Fertigung: das Fachmagazin für die Metallbearbeitung (8/9), S. 88–92
- Sauer 2018** Sauer, Bernd, 2018.
Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2.
8. Auflage.
Berlin Heidelberg: Springer Verlag.
ISBN 978-3-642-39502-4
- Shahin 2004** Shahin, Rami, 2004.
Supervisory control of machine tool feed drives.
Verfügbar unter: <https://scholar.uwindsor.ca/etd/3669>
Zugriff am: 29.08.2019
- Siemens 2012** Siemens (Hrsg.), 2012.
SINUMERIK 840D sl / 828D: Sonderfunktionen, Funktionshandbuch
- Siemens 2018** Siemens (Hrsg.), 2018.
SINAMICS S120: Antriebsfunktionen STARTER, Funktionshandbuch
- Sommer et al. 2018** Sommer, Karl; Schöfer, Jörg; Heinz, Rudolf, 2018.
Verschleiß metallischer Werkstoffe: Erscheinungsformen sicher beurteilen.
3. neu bearbeitete Auflage.
Wiesbaden: Springer Verlag.
ISBN 978-3-658-17850-5

- Suraneni et al. 2005** Suraneni, Sreekanth; Kar, Indra; Ramana Murthy, Oruganti; Bhatt, Rajendra, 2005.
Adaptive stick–slip friction and backlash compensation using dynamic fuzzy logic system.
Applied Soft Computing **6** (1), S. 26–37
DOI: 10.1016/j.asoc.2004.10.005
- Surmann 2017** Surmann, Tobias, 2017.
Simulation der Dynamik von Dreh- und Fräsprozessen.
Essen: Vulkan Verlag.
Schriftenreihe des ISF H 3.
ISBN 978-3-8027-8794-2
- Thomsen et al. 2008** Thomsen, Sönke; Fuchs, Friedrich, 2008.
Konventionelle Regelung und Zustandsregelung für elektrische Antriebssysteme zur aktiven Dämpfung mechanischer Schwingungen bei Wirkung von Lose.
In: *Elektrisch-mechanische Antriebssysteme*,
23. - 24. September, Böblingen, S. 1–6
ISBN 978-3800730926
- Uriarte et al. 2013** Uriarte, Luis; Zatarain, Mikel; Axinte, Dragos; Yagüe-Fabra, Jose; Ihlenfeldt, Steffen; Eguia, Josu; Olarra, Aitor, 2013.
Machine tools for large parts.
CIRP Annals - Manufacturing Technology **62** (2), S. 731–750
DOI: 10.1016/j.cirp.2013.05.009
- VDI-Richtlinie 2861-2 1988** VDI-Richtlinie 2861- 2:1988.
Kenngrößen für Industrieroboter: Einsatzspezifische Kenngrößen
- Verl et al. 2014** Verl, Alexander; Frey, Siegfried; Heinze, Tobias, 2014.
Double nut ball screw with improved operating characteristics.
CIRP Annals - Manufacturing Technology **63** (1), S. 361–364
DOI: 10.1016/j.cirp.2014.03.128
- Verl et al. 2018** Verl, Alexander; Engelberth, Tim, 2018.
Adaptive preloading for rack-and-pinion drive systems.
CIRP Annals - Manufacturing Technology **67** (1), S. 369–372
DOI: 10.1016/j.cirp.2018.03.006
- Weck et al. 2006** Weck, Manfred; Brecher, Christian, 2006.
Werkzeugmaschinen 3: Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose.
6. neu bearbeitete Auflage.
Heidelberg Berlin New York: Springer Verlag.
ISBN 978-3-540-22506-5

- Weigel 2005** Weigel, Jan, 2005.
Modellbildung und parameteradaptive hochdynamische Regelung eines permanenterregten Synchronlinearmotors.
Darmstadt: Shaker Verlag.
Berichte aus der Elektrotechnik.
ISBN 978-3832238728
- Winkler 2001** Winkler, Steffen, 2001.
Linearmotoren in der Laserbearbeitung.
A&D Newsletter (März/April), S. 19–20
- Zhang et al. 2018** Zhang, Huijie; Liu, Hui; Du, Chao; Lv, Dun; Zhang, Jun; Zhao, Wanhua, 2018.
Dynamics analysis of a slender ball-screw feed system considering the changes of the worktable position.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science **94**
DOI: 10.1177/0954406218799781
- Zirn 2008** Zirn, Oliver, 2008.
Machine tool analysis: modelling, simulation and control of machine tool manipulators
DOI: 10.3929/ethz-a-005825192
- Zirn et al. 2006** Zirn, Oliver; Weikert, Sascha, 2006.
Modellbildung und Simulation hochdynamischer Fertigungssysteme: Eine praxisnahe Einführung.
Berlin: Springer Verlag.
ISBN 978-3-540-29279-1
- Zwettler 2010** Zwettler, Monika, 2010.
Ritzel-Zahnstangensysteme erreichen Wirkungsgrad von 97%: Wittenstein.
MM Maschinenmarkt
Verfügbar unter: https://www.maschinenmarkt.vogel.de/themenkanale/automatisierung/fertigungsautomatisierung_prozessautomatisierung/articles/272012/
Zugriff am: 29.08.2019

Lebenslauf

Persönliches:	Name:	Tim Engelberth	
	Geburtsort:	Waldbröl	
	Geburtsdatum:	05.12.1987	
	Eltern:	Frank und Rita Engelberth	
	Familienstand:	Verheiratet mit Lisa Helen Engelberth, 2 Kinder	
Schulbildung:	1994 – 2007	Allgemeine Hochschulreife Hollenberg-Gymnasium in Waldbröl Gemeinschaftsgrundschule in Hermesdorf	
	Studium:	2007 – 2012	Duales Bachelor-Studium Maschinenbau mit Ausbildung zum Industriemechaniker Hochschule Bonn-Rhein-Sieg in Sankt Augustin BPW Bergische Achsen KG in Wiehl
		2012 – 2014	Master-Studium Mechatronik Universität Stuttgart
Beruf:	2014 – 2019	Wissenschaftlicher Mitarbeiter ISW der Universität Stuttgart	
	2017 – 2019	Leiter der Gruppe Mechatronische Systeme und Prozesse ISW der Universität Stuttgart	
	seit 2019	BPW Bergische Achsen KG in Wiehl	

Zahnstange-Ritzel-Antriebe werden insbesondere in großen Werkzeugmaschinen als Vorschubantriebssysteme eingesetzt. Um das Umkehrspiel im Antriebsstrang zu kompensieren und damit die Genauigkeit zu erhöhen, werden elektrisch verspannte Zahnstange-Ritzel-Antriebe genutzt. Der aktuelle Stand der Technik macht keine eindeutigen Angaben über die minimal für die Kompensation des Umkehrspiels benötigte Verspannung. Auch ist nicht geklärt, in welchen Systemzuständen die Verspannung deaktiviert werden kann, ohne die Genauigkeit zu beeinflussen. Dies führt zu einem ineffizienten Betrieb des Antriebssystems.

Um den Energiebedarf und die mechanische Belastung der verspannten Antriebe zu minimieren, wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit die so genannte Minimalverspannung definiert. Diese beschreibt den Verspannungsbetrag, der minimal für die Kompensation des Umkehrspiels und somit für den Erhalt der Genauigkeit notwendig ist. Darauf aufbauend wird ein Algorithmus zur Anpassung der Verspannung während des Betriebes entwickelt, die so genannte adaptive Verspannung. Es wird gezeigt, dass die adaptive Verspannung eine Reduzierung der mechanischen Belastung um bis zu 14 % und eine Reduzierung des Energiebedarfs um bis zu 3 % erzielt, ohne die Genauigkeit des Antriebssystems zu beeinflussen.

