

Fertigungstechnik - Erlangen

Herausgeber:

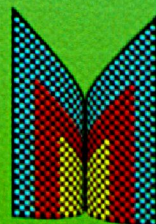
Prof. Dr.-Ing. Klaus Feldmann

Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. mult. Dr. h.c. Manfred Geiger

Ulrich Wenger

147

**Prozessoptimierung in der Wickel-
technik durch innovative maschinen-
bauliche und regelungstechnische
Ansätze**



Ulrich Wenger

Prozessoptimierung in der Wickel- technik durch innovative maschinen- bauliche und regelungstechnische Ansätze

Herausgegeben von

Professor Dr.-Ing. Klaus Feldmann,

Lehrstuhl für

Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik

FAPS



Meisenbach Verlag Bamberg

Als Dissertation genehmigt von der Technischen Fakultät
der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Tag der Einreichung: 22. Januar 2004
Tag der Promotion: 13. Mai 2004
Dekan: Prof. Dr. rer. nat. A. Winnacker
Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. K. Feldmann
Prof. Dr.-Ing. G. Seliger, TU Berlin

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der
Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten
sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

ISBN 3-87525-203-9
ISSN 1431-6226

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt.

Alle Rechte, auch die der Übersetzung, des Nachdrucks
und der Vervielfältigung des Buches oder Teilen daraus,
vorbehalten.

Kein Teil des Werkes darf ohne schriftliche Genehmigung des
Verlages in irgendeiner Form (Fotokopie, Mikrofilm oder ein
anderes Verfahren), auch nicht für Zwecke der Unterrichts-
gestaltung - mit Ausnahme der in den §§ 53, 54 URG ausdrücklich
genannten Sonderfälle -, reproduziert oder unter Verwendung
elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder
verbreitet werden.

© Meisenbach Verlag Bamberg 2004
Herstellung: Gruner Druck GmbH, Erlangen-Eltersdorf
Printed in Germany



G 04-309

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Klaus Feldmann, dem Leiter dieses Lehrstuhls am Institut für Maschinenbau und Fertigungstechnik, danke ich für die Förderung meiner Arbeit und den wissenschaftlichen Freiraum, den er mir bei der Durchführung meiner Forschungsprojekte gewährte. Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Günther Seliger, dem Leiter des Fachgebiets Montagetechnik und Fabrikbetrieb der TU Berlin, für die wohlwollende Übernahme des Korreferats.

Ferner bedanke ich mich bei allen Kollegen am Lehrstuhl für die fachlichen Diskussionen und die angenehme Zusammenarbeit. Hervorheben möchte ich hier Herrn Markus Koch, Herrn Matthias Wenk, Herrn Stefan Lang, Herrn Andreas Dobroschke, Herrn Wolfgang Wolf sowie Frau Gordana Michos. Besonders herzlicher Dank gilt Herrn Rainer Schubert, der durch seine engagierte Mitarbeit bei der technischen Ausführung der in meiner Arbeit vorgestellten Lösungen einen wesentlichen Beitrag geleistet hat.

Nicht zuletzt bedanke ich mich bei meinen Eltern und meiner Schwester Barbara, ebenso wie bei meinen Freunden Robert Poppendorfer und Uli Forster, deren Rückhalt und Motivation den erfolgreichen Abschluss der Arbeit ermöglicht haben.

Nürnberg, Mai 2004

Ulrich Wenger

3.1 Grundlagen der Modellbildung	19
3.1.1 Einteilung mathematischer Modelle	19
3.1.2 Experimentelle Analyse von Regelstrecken mit Sprungantworten	20
3.2 Strukturen und Auslegung von Reglern für kontinuierliche Systeme	23
3.2.1 PI-Regler – Kompensation der großen Streckenzeitkonstante	24
3.2.2 Methode der Betraganpassung nach Latzel	24
3.2.3 Frequenzkennmethoden	25
3.2.4 Wurzelortskurvenverfahren	26
3.2.5 Zustandsregelung	27
3.2.6 Beobachter	28
3.2.7 Störbeobachter	32
3.3 Strukturen und Auslegung von Reglern für diskrete Systeme	33
3.3.1 Quasikontinuierliche Abtastregelung	33
3.3.2 Entwurf eines Zustandsreglers auf endliche Einstellzeit	36
3.4 Nichtlineare Regelungen	37

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Klaus Feldmann, dem Leiter dieses Lehrstuhls, danke ich für die Förderung meiner Arbeit und die wissenschaftlichen Freiräume, die er mir bei der Durchführung meiner Forschungsprojekte gewährte. Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Günther Seiger, dem Leiter des Fachgebiets Montagetechnik und Fertigteile der TU Berlin, für die wohlwollende Übernahme des Konzepts.

Ferner bedanke ich mich bei allen Kollegen am Lehrstuhl für die fachlichen Diskussionen und die angenehme Zusammenarbeit. Hervorheben möchte ich hier Herrn Markus Koch, Herrn Matthias Wink, Herrn Stefan Land, Herrn Andreas Dobroschke, Herrn Wolfgang Wolf sowie Frau Cordula Michor. Besonders herzlich Dank gilt Herrn Rainer Schubert, der durch seine engagierte Mitarbeit bei der technischen Ausarbeitung der in meiner Arbeit vorgestellten Lösungen einen wesentlichen Beitrag geleistet hat.

Nicht zuletzt bedanke ich mich bei meinen Eltern und meiner Schwester Barbara, ebenso wie bei meinen Freunden Robert Foppendorfer und Uli Fötter, deren Ratschläge und Motivation den erfolgreichen Abschluss der Arbeit ermöglicht haben.

Erlangen, Mai 2004
Ulrich Wegner

ISBN 3-528-23851-0
ISBN 3-528-23851-1

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt.

Alle Rechte, auch die der Übersetzung, des Nachdrucks, auszugsweise oder gänzliche Vervielfältigung des Buches oder Teilen davon, vorbehalten.

Kein Teil des Werkes darf ohne schriftliche Genehmigung des Verlages in irgendeiner Form (Fotokopie, Mikrofilm oder ein anderes Verfahren), auch nicht für Zwecke der Unterrichts-gestaltung, mit Ausnahme der in §§ 53, 54 URG geregelten, gemachten Sonderfälle, reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

WV-Verlag, Weinheim 2004

Herstellung: Gruner Druck GmbH, Erlangen-Ellerried

Printed in Germany



G 04-300

Prozessoptimierung in der Wickeltechnik durch innovative maschinenbauliche und regelungstechnische Ansätze

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Maschinen- und Systemkomponenten zur Automatisierung des Spulenwickelns.....	5
2.1	Bauformen von Wickelmaschinen.....	5
2.1.1	Tischwickelmaschinen.....	5
2.1.2	Wickelautomaten	6
2.1.3	Ankerwickelmaschinen.....	7
2.1.4	Roboterbasierte Automatisierung von Wickelprozessen	8
2.2	Systeme zur Einkopplung von Drahtzugkräften.....	10
2.2.1	Mechanische Drahtbremsen.....	10
2.2.2	Elektrische Drahtzugsteller.....	11
2.2.3	Systeme zur Kompensation von Drahtzugkraftschwankungen.....	12
2.2.4	Elektronische Drahtzugregler	16
3	Modellbildung und Reglerentwurf für wickeltechnische Systeme.....	19
3.1	Grundlagen der Modellbildung.....	19
3.1.1	Einteilung mathematischer Modelle.....	19
3.1.2	Experimentelle Analyse von Regelstrecken mit Sprungantworten	20
3.2	Strukturen und Auslegung von Reglern für kontinuierliche Systeme	23
3.2.1	PI-Regler – Kompensation der größten Streckenzeitkonstante.....	24
3.2.2	Methode der Betragsanpassung nach Latzel	24
3.2.3	Frequenzkennlinienvorgahren	25
3.2.4	Wurzelortskurvenverfahren	26
3.2.5	Zustandsregelung.....	27
3.2.6	Beobachter	28
3.2.7	Störbeobachter	32
3.3	Strukturen und Auslegung von Reglern für diskrete Systeme	33
3.3.1	Quasikontinuierliche Abtastregelung	33
3.3.2	Entwurf eines Zustandsreglers auf endliche Einstellzeit.....	36
3.4	Nichtlineare Regelungen	37

4 Entwicklung und Realisierung innovativer Lösungen zur Optimierung von Drahtzugregelsystemen	40
4.1 Sensorik zur Drahtzugkraftmessung	41
4.1.1 Dehnungsmessstreifen	42
4.1.2 Kapazitive Sensoren	43
4.2 Einkopplung der Drahtzugkraft	44
4.2.1 Klemmprinzip	44
4.2.2 Bremsrad	45
4.3 Piezoklemmbremse	46
4.3.1 Struktur und Aufbau von Piezoaktoren	47
4.3.2 Realisierung des Regelkreises	49
4.3.3 Gegenüberstellung experimenteller Ergebnisse bei Einsatz der Piezoklemmbremse im Vergleich mit handelsüblichen Drahtzugreglern ..	52
4.3.4 Weitere Optimierungspotentiale der Piezo-Klemmtechnik	53
4.4 Drahtzugregler für Feindrähte	56
4.5 Drahtzugregler mit optimiertem Regelungskonzept	59
4.5.1 Identifikation der Streckenübertragungsfunktion	59
4.5.2 Angepasste Struktur zur Drahtzugkraftregelung bei der Bewicklung von Spulenkörpergeometrien unrunder Querschnitts	60
4.5.3 Experimenteller Vergleich mit einem herkömmlichen Drahtzugregler	61
4.6 Drahtzugregler mit Bremsrad und schnellem Aktor	62
4.7 Einsatz eines Linearmotors zum Ausgleich von Drahtzugkraftschwankungen ..	65
4.7.1 Struktur und Aufbau von Linearmotoren	65
4.7.2 Aufbau eines Regelkreises für die Positionierung des Linearmotors	67
5 Regelung der Wickelachse beim Einsatz unterschiedlicher Spulenkörpergrößen	71
5.1 Trägheitsmoment einer Wicklung runden Querschnitts	71
5.2 Trägheitsmoment einer Wicklung rechteckigen Querschnitts	73
5.3 Modellierung der Wickelachse und Konzepte zur Reglerparametrierung	74
5.3.1 Mathematisches Modell einer Gleichstrommaschine	75
5.3.2 Drehzahlregelung nach dem Stromleitverfahren	76
5.3.3 Direkte Drehzahlregelung	79
5.3.4 Vergleich beider Verfahren	80

5.4	Regelungskonzept für die Wickelachse	80
6	Aufbau eines Systems zur Herstellung orthozyklischer Wicklungen	84
6.1	Unterschiedliche Arten des Wicklungsaufbaus	84
6.1.1	Wildwicklung	85
6.1.2	Schraubenförmige Wicklung	85
6.1.3	Orthozyklische Wicklung	86
6.2	Problemstellungen bei der Fertigung orthozyklischer Wicklungen	88
6.3	Realisierung eines Robotersystems zur Fertigung orthozyklischer Wicklungen	90
6.3.1	Integration der Wickelachse in die Robotersteuerung	91
6.3.2	Koordination der Bewegungen von Wickelachse und Roboter	94
6.3.3	Drahtzugsteller	95
6.3.4	Vergleich des Wickelergebnisses anhand eines Beispielprodukts	96
6.3.5	Werkzeug zur Herstellung von Folgewicklungen	97
6.4	Sensorunterstützung im Wickelprozess zur Qualitätssicherung	99
6.4.1	Sensorgesteuerter Aufwickler mit Randkorrektur	100
6.4.2	Dreidimensionale Bildverarbeitung	101
6.4.3	Aufgaben eines Lichtschnittsensors am Wickelroboter	104
7	Programmierung von Wickelsystemen	107
7.1	Motivation für den Einsatz der Simulationstechnologie	108
7.2	CAD-CAM-Verfahrenskette für NC-Wickelmaschinen	108
7.3	Programmierung von Robotern	110
7.4	CAD-CAM-Kopplung für den Wickelroboter	112
7.5	Modellierung des Drahtes	115
7.5.1	Bedingungen für die Festlegung des Drahtverlaufs	116
7.5.2	Konzept zur Kinematischen Simulation des Drahtes	119
8	Zusammenfassung und Ausblick	121
9	Literaturverzeichnis	123

1 Einleitung

Wickeltechnische Produkte haben ein sehr breites Anwendungsspektrum und werden deshalb in zahllosen Ausführungsformen benötigt und gefertigt. Das Spektrum der Baugrößen reicht dabei von der Induktivität in SMD-Bauform mit einem Drahtdurchmesser von ca. 20 μm bis hin zum Kraftwerksgenerator, bei dem Kupferschienen mit mehreren Quadratzentimetern Querschnittsfläche als Leiter zum Einsatz kommen.

Neben "klassischen" Wickelprodukten, wie Antrieben, Transformatoren und Schütze, gibt es eine Reihe weiterer Einsatzfelder für Spulen in unterschiedlichster Gestaltung. Hier sind beispielhaft Transponder-Identifikationssysteme, induktive Ladegeräte, Hörgeräte oder Herzschrittmacher zu nennen.



Bild 1: Unterschiedliche Anwendungsfelder der Spulenwickeltechnik (Bild: Darda Systemtechnik, Marsilli)

Die Automobilindustrie trägt wesentlich zur Nachfrage nach Wickelprodukten bei. Die Ursache liegt zum einen im steigenden Elektronikanteil in den Fahrzeugen, zum anderen im vermehrten Einsatz von Gleichstrommotoren. Deren zunehmende Verwendung in diesem Bereich sorgte nach einem kurzen Einbruch im Frühjahr 2002 für eine deutliche Erholung der Nachfrage, ein Trend, der sich im Jahr 2003 weiter fortsetzte [85, 86].

Der Markt für passive Bauelemente – zu denen Spulen als induktive Bauelemente gehören – hat sich im Jahr 2000 durch ein außergewöhnlich hohes Wachstum ausgezeichnet. Neben der bereits erwähnten Automobilindustrie war der Bereich der Telekommunikation, hier vor allem der Mobilfunkbereich, der stärkste Treiber. Weiterhin trug auch die steigende Nachfrage nach Industrie-Elektronik zu dem rasanten Wachstum dieses Marktsegments bei [84].

In den Jahren 2001 und 2002 musste ein deutlicher Umsatzrückgang im Vergleich zum jeweiligen Vorjahr hingenommen werden. Ursachen hierfür sind neben der anhaltenden Nachfrage-Schwäche im Telekommunikationsbereich ein hoher Preisdruck und die Verlagerung von Produktionskapazitäten ins Ausland. Lediglich der Bereich der Kfz-Elektronik konnte im Jahr 2002 mit einem vergleichsweise geringen Rückgang von 2,3% stabilisierende Impulse setzen und einen noch deutlicheren Einbruch verhindern. Für das Jahr 2003 waren im Bereich der passiven Bauelemente erste positive Wachstumstendenzen erkennbar, die maßgeblich von der Automobil-Industrie getragen werden [87].

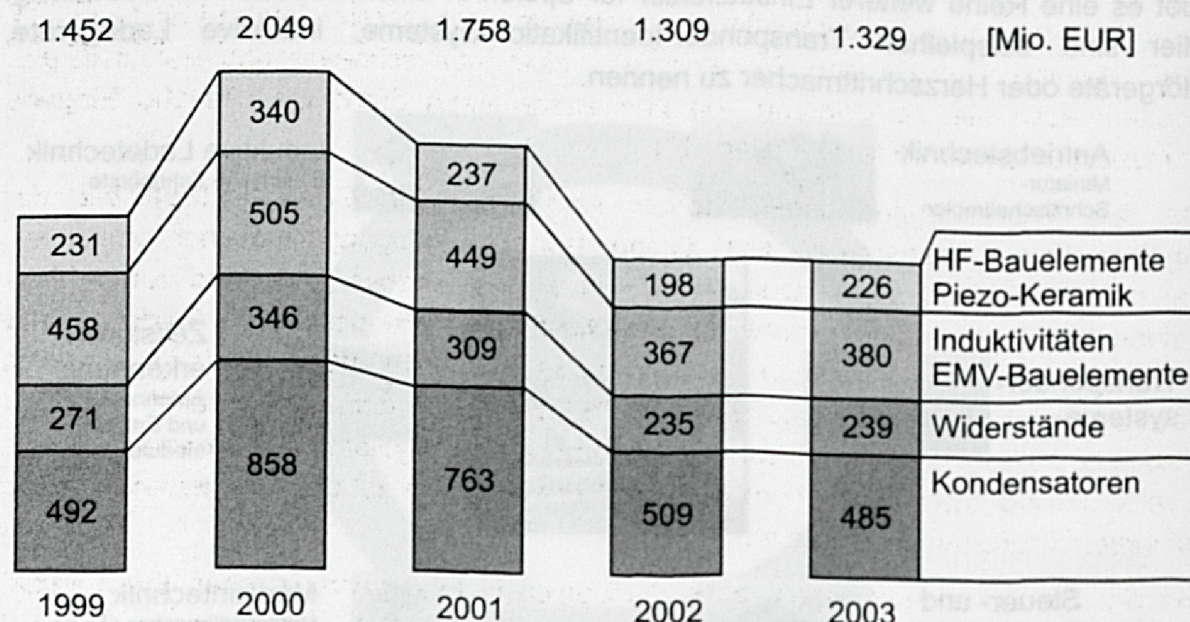


Bild 2: Entwicklung des Marktes für passive Bauelemente am Beispiel Deutschland (Quelle: ZVEI)

Erste Ansätze zur Automatisierung des Spulenwickelns gab es – in einfachster Form – bereits am Ende des 19. Jahrhunderts, als zum ersten Mal Spulen in größerer Stückzahl für Telegraphen benötigt wurden. Die Erfinder der Telegraphie waren gezwungen, neben ihrer eigentlichen Erfindung auch die notwendige Ausrüstung zur Produktion der benötigten Spulen zu entwickeln. Drehmaschinen, wie sie bereits zur Bearbeitung der Metallteile der Telegraphen eingesetzt wurden, konnten durch entsprechende Anpassungen zum Bewickeln von Spulenkörpern eingesetzt werden. Der Draht wurde dabei von Hand geführt, die Anzahl der Windungen wurde durch Zählen der Lagen oder die Verarbeitung abgemessenen Drahts überwacht [55].

Die Automatisierung des Wickelprozesses wurde in den 1950er Jahren forciert, als Firmen wie General Electric, Western Electric oder General Motors begannen, spezielle Wickelmaschinen zur Herstellung von Spulen für den eigenen Bedarf zu bauen. In den 70er und 80er Jahren des vorigen Jahrhunderts wurden dann – entsprechend dem gestiegenen Bedarf – von Maschinenherstellern Wickelmaschinen mit erweiterten Automatenfunktionen angeboten. Mit dieser Entwicklung ging auch ein Umdenken in

der Betrachtung des Wickelprozesses einher. Während bisher das Hauptaugenmerk auf das Aufbringen des Drahtes an sich gerichtet war, übernahmen mit zunehmendem Automatisierungsgrad die angebotenen Maschinen auch Einzelschritte und Prozesse, die vor oder nach dem eigentlichen Wickelprozess durchgeführt werden müssen [55].

Zu Beginn der 1990er Jahre stiegen die Anforderungen an die Flexibilität der Wickelautomaten sowie an die Qualitätskontrolle der Wickelprodukte. Mit Hilfe moderner CNC-Steuerungen und Servo-Antrieben konnten die Wickelmaschinenhersteller diese Anforderungen erfüllen. Die heutigen Mehrspindelwickelautomaten mit entsprechenden Transfersystemen und elektronischen Drahtzugreglern sind das Ergebnis dieser Veränderungen hinsichtlich der Automatisierung von Wickelmaschinen in den vergangenen zehn Jahren [55]. Durch die CNC-Steuerung wurde der Wickelprozess nicht nur schneller und zuverlässiger, sondern auch die Veränderung von Wickelparametern durch die einfache Eingabe numerischer Zahlenwerte erleichtert [12].

Da der Wickelvorgang einen hohen Anteil an der Gesamttaktzeit bei der Spulenfertigung beansprucht, sind ökonomische Ausbringungsraten nur erreichbar, wenn mehrere Spulen gleichzeitig gewickelt werden können. Dies wird durch CNC-gesteuerte Mehrspindelautomaten realisiert. Nachdem die peripheren Prozesse, wie das Lötten des Drahtes an die Anschlusspins, nicht die gleiche Zeit in Anspruch nehmen, wie der Wickelvorgang selbst, ist hier eine geringere Anzahl paralleler Stationen ausreichend. Hierzu waren geeignete Transfersysteme zu entwickeln, um die Spulen von der Vielzahl von parallel arbeitenden Spindeln auf die geringere Anzahl der folgenden Stationen umzusetzen.

Für die Zukunft ist abzusehen, dass die Spulen in ihrer geometrischen Form immer mehr an das Produkt angepasst werden, für das sie benötigt werden, und weniger auf ein wickelgerechtes Design des Spulenkörpers geachtet wird [13]. Als Folge des Trends zur Miniaturisierung werden die Spulenkörper immer flacher und ihre Querschnittsfläche wird zunehmend rechteckig. Dies führt zu erheblichen Problemen im Prozessablauf, da eine von der Kreisform abweichende Querschnittsfläche des Wickelkörpers zu beträchtlichen Schwankungen der Drahtabzugsgeschwindigkeit und damit der Drahtzugkraft führt [6]. Diese ist jedoch einer der wesentlichen Einflussparameter des Wickelprozesses und muss möglichst konstant gehalten werden, um ein qualitativ hochwertiges Wickelprodukt zu erhalten.

Im Rahmen dieser Arbeit werden unterschiedliche maschinenbauliche und regelungstechnische Ansätze zur Optimierung des Fertigungsprozesses mit dem übergeordneten Ziel der Qualitätssteigerung des Wickelprodukts vorgestellt. Da der Drahtzug wesentlichen Einfluss auf die mechanischen und elektrischen Eigenschaften von Spulen hat, wird großes Gewicht auf die Einhaltung enger Toleranzen der Drahtzugkraft auch bei der Bewicklung von Spulenkörpern mit ungünstigen Geometrien, insbesondere rechteckigen Querschnitten, gelegt.

Des Weiteren wird eine innovative Lösung zur automatisierten Fertigung orthozyklischer Wicklungen aufgezeigt. Das entwickelte System basiert auf einem Industrieroboter und nutzt dessen zusätzliche Freiheitsgrade zur exakten Platzierung von Windungen und zum geeigneten Vorbiegen des Drahtes. Ein orthozyklischer Wicklungsaufbau leistet ebenfalls einen Beitrag zur Einhaltung enger Toleranzen der mechanischen und elektrischen Eigenschaften, sorgt darüber hinaus aber auch für eine optimale Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Volumens und somit zu einer Steigerung des Füllfaktors. Dadurch lässt sich eine Leistungssteigerung von Motoren bei gleicher Baugröße erreichen, was insbesondere mit Hinblick auf die Entwicklung von Leichtbau- und Servicerobotern von entscheidender Bedeutung ist [47].

Durch die Umsetzung der beschriebenen Konzepte, die Weiterentwicklung der im Labor aufgebauten Prototypen zu Serienprodukten und die Übertragung der Erkenntnisse aus dem mit einem Industrieroboter aufgebauten Wickelsystem auf NC-Wickelmaschinen kann der Wickelprozess entscheidend optimiert und so ein Beitrag zur Fertigung von Spulenerzeugnissen, die gestiegenen Qualitätsansprüchen zu genügen haben, geleistet werden.

2 Maschinen- und Systemkomponenten zur Automatisierung des Spulenwickelns

In den folgenden Abschnitten werden die auf dem Markt erhältlichen Komponenten für Wickelsysteme systematisch charakterisiert und vorgestellt. Neben den verschiedenen Arten von Wickelmaschinen, die sowohl nach dem verwendeten Verfahren, als auch nach dem Grad der Automatisierung unterteilt werden können, werden insbesondere Systeme zur Drahtzugkrafteinkopplung und -steuerung sowie mögliche Ausgleichsmechanismen zur Vermeidung von Zugkraftschwankungen dargestellt.

2.1 Bauformen von Wickelmaschinen

Generell kann bei den Wickelmaschinen zwischen den für kleinere Losgrößen geeigneten Tischwickelmaschinen und den für die Serienproduktion konzipierten Vollautomaten unterschieden werden. Tischwickelmaschinen sind aufgrund ihres relativ einfachen Aufbaus sehr flexibel einsetzbar, benötigen dafür allerdings einen Mitarbeiter zum manuellen Spulenwechsel, für den Anwickelvorgang und das Starten des Wickelprozesses. Bei den Vollautomaten muss lediglich für ausreichenden Draht- und Spulenkörpervorrat gesorgt und im Falle einer Störung eingegriffen werden. Die Flexibilität bei einem Produktwechsel ist bei diesen jedoch deutlich geringer.

2.1.1 Tischwickelmaschinen

Standard-Tischwickelmaschinen sind im Allgemeinen für Drahtstärken zwischen 0.01 mm und 2 mm ausgelegt. In Einzelfällen können auch Drahtstärken bis 5 mm verarbeitet werden. Ihre maximale Drehzahl liegt im Bereich von 15000 U/min, die im jeweiligen Anwendungsfall mögliche Drehzahl hängt jedoch auch vom benötigten Drehmoment, d.h. dem Spulendurchmesser und der notwendigen Drahtzugkraft, ab. Je nach Ausstattung der Maschine variiert der Flugkreisdurchmesser, den die zu bewickelnde Spule bei ihrer Rotation aufweisen darf, zwischen 120 mm und 200 mm. Die seitliche Verlegung des Drahtführers liegt bei Standardmaschinen üblicherweise in einem Bereich von 150 mm bis 300 mm [3, 63, 81].

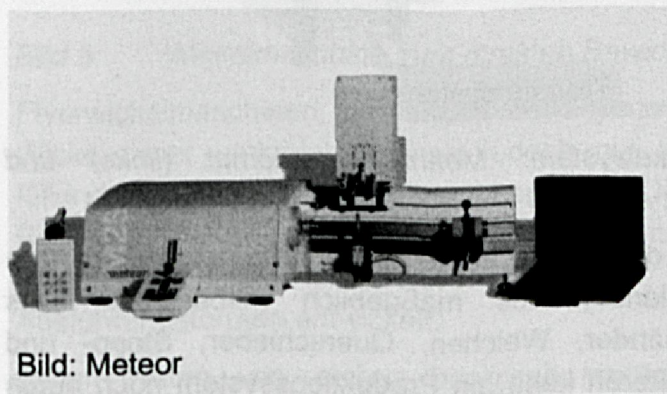


Bild: Meteor

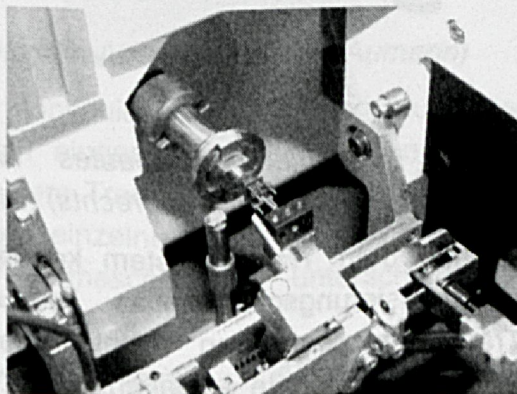


Bild 3: Beispiel für eine Tischwickelmaschine (links) mit Detailansicht des Spulenkörpers während des Anwickelvorgangs (rechts)

Die Programmierung der Wickelmaschinen ist stets herstellerspezifisch und erfolgt meist im Teach-In Verfahren. Die Programmerstellung erfolgt dabei am PC, der ständig mit der Steuerung der Wickelmaschine kommuniziert. Der PC gestattet sowohl eine übersichtliche Verwaltung und Speicherung einmal erstellter Programme, die Unterstützung des Anwenders durch Eingabemasken sowie die Übertragung erstellter Programme an die Wickelmaschinensteuerung.

2.1.2 Wickelautomaten

Für die Produktion großer Stückzahlen werden Wickelautomaten mit automatischen Handling- und Transfersystemen eingesetzt. Aufgrund der immer kürzeren Innovationszyklen ist es sinnvoll, modulare Konzepte für den Aufbau von Montageanlagen zu entwickeln und einzusetzen, um durch die Wiederverwendung von Modulen bei einem Produktwechsel Kosten einzusparen. Bei der Herstellung von Produkten, die auf Spulen basieren, können bei einem Produktwechsel 60% der ursprünglichen Maschinenausstattung weiterverwendet werden, wodurch Zeit und Kosten eingespart werden [4]. Neben der eigentlichen Wickelstation wird eine solche modular aufgebaute Fertigungslinie durch Stationen für das Einsetzen der Anschlusspins in den Spulenkörper, das Verlöten des Drahtes an den Pins sowie Test- und Beschriftungseinheiten ergänzt [4].

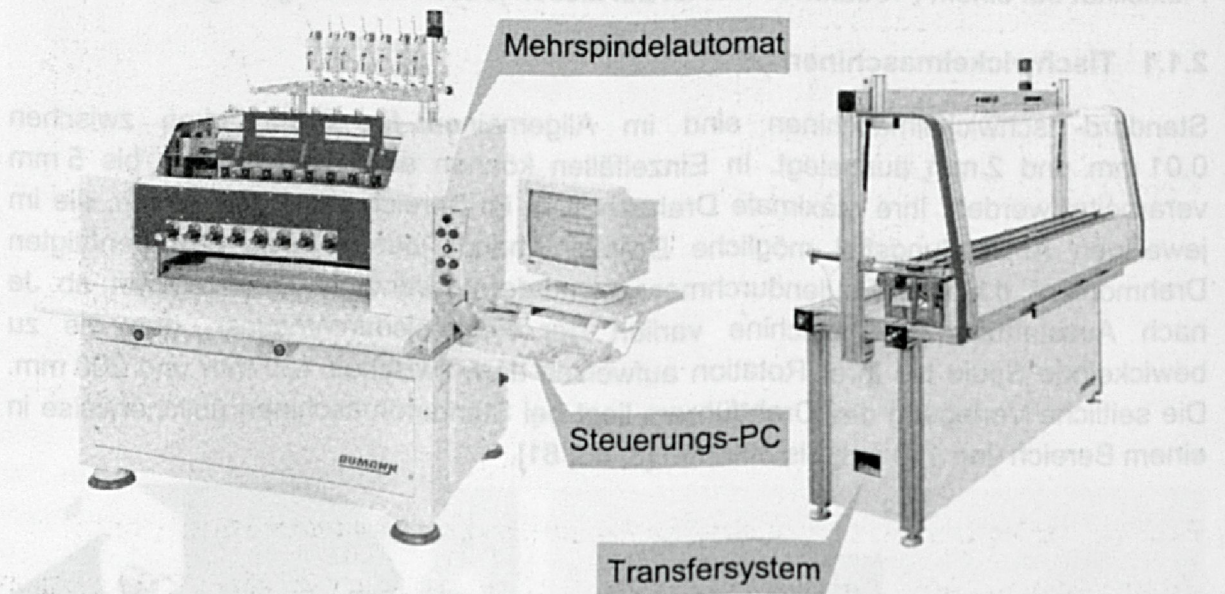


Bild 4: Modular aufgebautes Wickelsystem: Mehrspindelautomat (links) und Transfersystem (rechts) (Bild: Aumann)

Gerade dem Transfersystem kommt dabei besondere Bedeutung zu, da es den Automatisierungsgrad eines Produktionssystems maßgeblich mitbestimmt. Das Transportsystem kann dabei Pufferbänder, Weichen, Querschieber, Stopp- und Positionierelemente enthalten. Des Weiteren kann ein Produktionssystem noch durch Handhabungsgeräte bzw. Roboter für die Bereitstellung der Werkstücke an den Arbeitsstationen ergänzt werden.

2.1.3 Ankerwickelmaschinen

Die in den vorangegangenen Kapiteln vorgestellten Rotationswickelmaschinen sind für Motorwicklungen aufgrund der geometrischen Gegebenheiten ungeeignet, da die Wicklungen nicht um die spätere Rotationsachse des Motors, sondern um eine dazu senkrechte Achse eingebracht werden müssen. Zur Herstellung von Anker- und Statorwicklungen werden alternative Verfahren angewendet, die an die speziellen geometrischen Gegebenheiten der Motorwicklungen angepasst sind.

Eine Möglichkeit besteht darin, den Draht auf eine Hilfsvorrichtung zu wickeln, die es gestattet, das gewickelte Drahtpaket in den Stator einzuziehen. Jedoch wird bei dieser Vorgehensweise weder das zur Verfügung stehende Volumen optimal ausgenutzt, noch kann auf diese Art ein lagengenauer Wicklungsaufbau erreicht werden.

Zur direkten Bewicklung von Ankern werden spezielle Maschinen eingesetzt, die über einen oder mehrere sogenannte Flyer verfügen, welche den Draht um den feststehenden Motorläufer herumführen und damit die Ankernuten füllen. Ist die erste Wicklung vollständig eingebracht, wird der Anker entsprechend weiter gedreht, so dass die nächste Nut bewickelt werden kann.

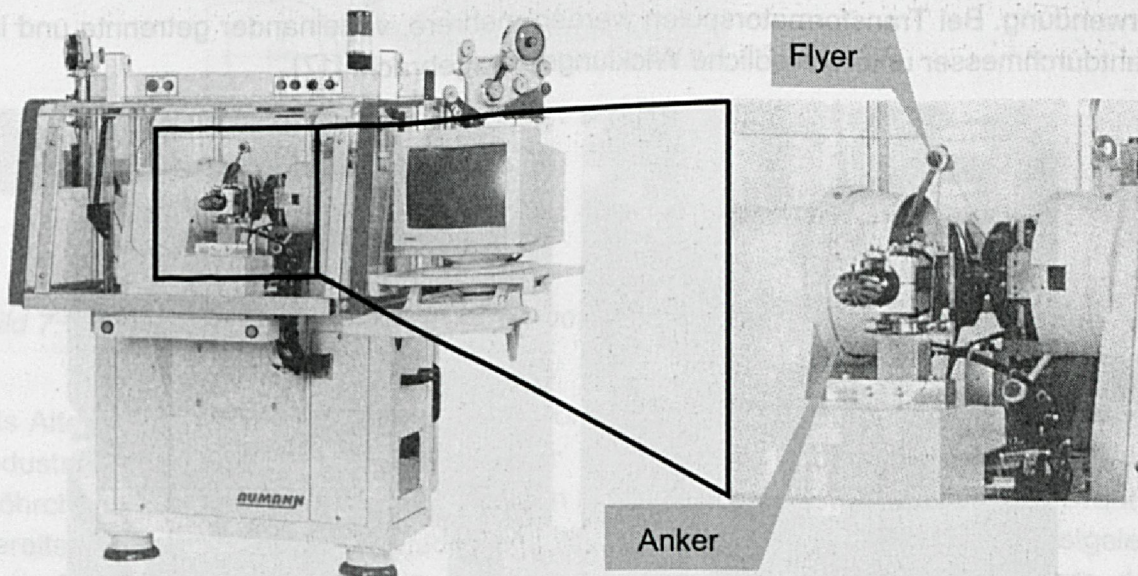


Bild 5: Wickelmaschine zum direkten Bewickeln von Ankernuten (Bild: Aumann)

Flyerwickelmaschinen, bei denen der Flyerarm kontinuierlich in einer Richtung den Wickelkörper umkreist, können jedoch nur dann eingesetzt werden, wenn die zu füllenden Nuten einander gegenüberliegen. Um dem Trend zu bürstenlosen Motoren Rechnung zu tragen, bei denen Wicklungen um einzelne Zähne des Rotors bzw. Stators notwendig sind, wurden spezielle Wickelmaschinen in unterschiedlichen Ausführungsformen entwickelt.

Sollen Nuten von außen bewickelt werden, kann auch in diesem speziellen Anwendungsfall ein Flyerarm eingesetzt werden, der sich im Gegensatz zu konventionellen Ankerwickelmaschinen nicht fortlaufend dreht, sondern immer nur

Schwenkbewegungen um jeweils etwa 180° in entgegengesetzte Richtungen ausführt. Durch die Bewegung des Flyers wird der Draht in eine Nut eingelegt. Zwischen zwei Schwenkbewegungen wird der Anker um mindestens eine Nutenteilung weiter gedreht und auf diese Weise die Bewicklung eines Stator- bzw. Rotorzahns ermöglicht [21, 22].

Sind Nuten von innen zu bewickeln, wird anstelle des Flyers eine Nadel, die den Draht führt, zur direkten Bewicklung eingesetzt. Diese Nadel taucht in den Stator bzw. Rotor ein und legt damit den Draht in die Nut. Bevor die Nadel wieder nach oben fährt, wird der Stator bzw. Rotor um eine Nutteilung gedreht, wodurch – wie bei der Variante mit Flyerarm – der Draht auch um einen einzelnen Zahn gelegt werden kann. Der Vorteil solcher Nadelwickelautomaten besteht darin, dass sowohl Statoren von Außenläufer- als auch von Innenläufermotoren gefertigt werden können, da im Gegensatz zu dem Flyerverfahren das Bewickeln mit der Nadel sowohl von innen als auch von außen erfolgen kann [2].

2.1.4 Roboterbasierte Automatisierung von Wickelprozessen

Um zeitraubende Arbeitsvorgänge, wie das Terminieren oder Durchführen des Drahtes durch Schlitze, zu vereinfachen finden in der Spulenwickeltechnik Röhrchendrahtführer Verwendung. Bei Transformatorspulen werden mehrere, voneinander getrennte und im Drahtdurchmesser unterschiedliche Wicklungen aufgebracht [17].

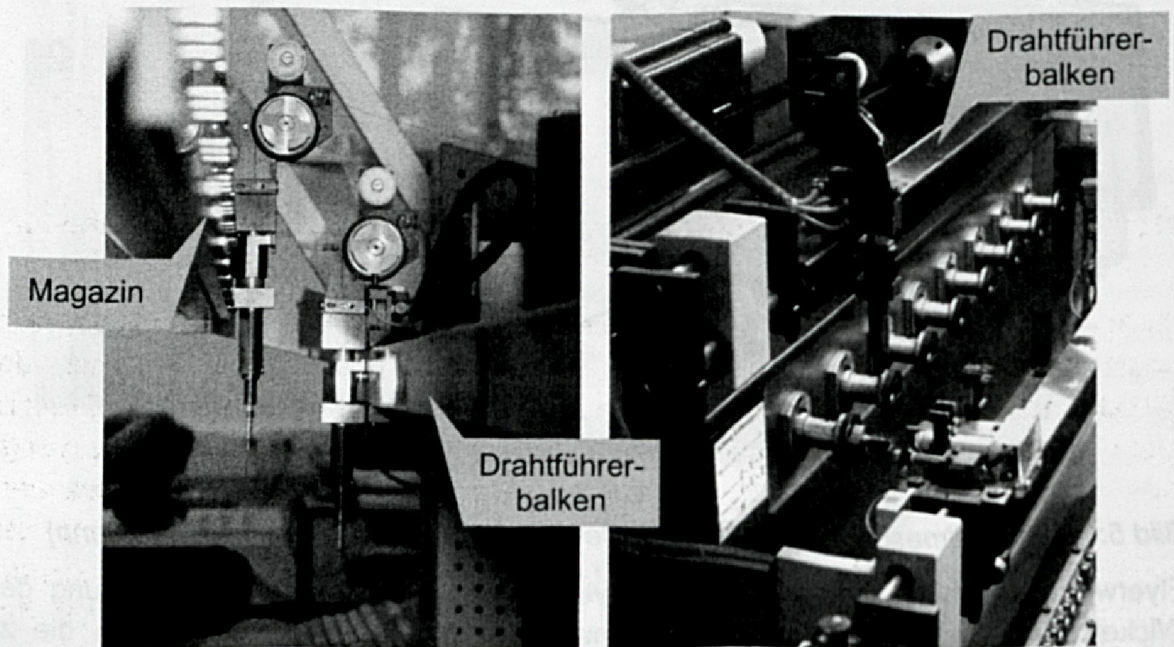


Bild 6: Siemens-Wickelroboter beim Wechsel des Drahtführers (links) und während des Wickelvorgangs (rechts)

Dies erfordert einen Wechsel des Röhrchendrahtführers, da diese dem jeweiligen Drahtdurchmesser angepasst sind. Durch die Verwendung mehrerer Drahtführer wird ein automatisierter Wechsel der Drahtstärke ermöglicht, da alle zur Fertigung des Produktes benötigten Drahtdurchmesser bereits zu Beginn des Prozesses bereitgestellt werden.

Zur Bewicklung eines Spulenkörpers mit unterschiedlichen Drähten werden von Wickelmaschinenherstellern alternative Lösungen vorgestellt. Bild 6 zeigt einen Wickelroboter, bei dem die Drahtführer automatisiert gewechselt werden können. Diese werden in einem Magazin bereitgestellt und von einem in drei Achsen frei programmierbaren Balken nach Bedarf von dort abgeholt. Anwickelvorgänge werden bei diesem System von einem Spezialwerkzeug übernommen.

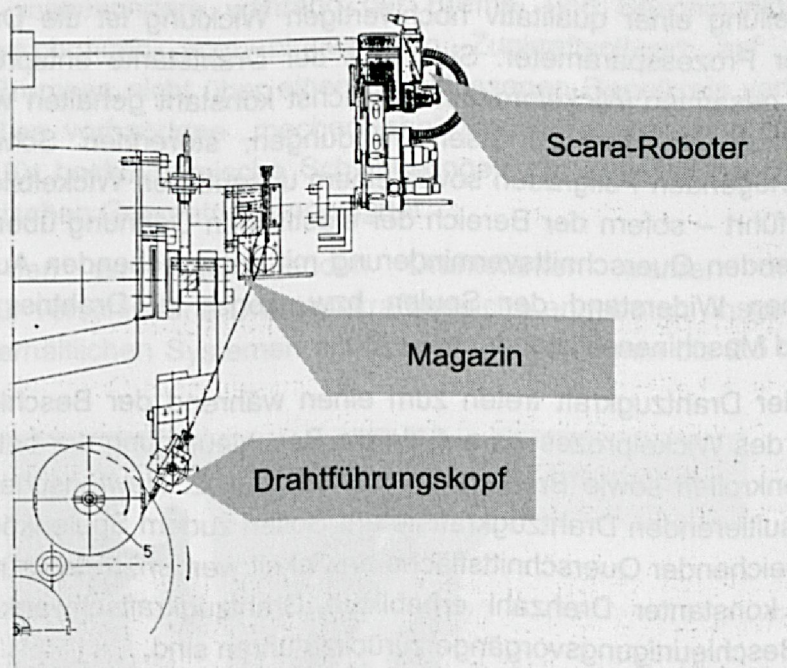


Bild 7: Schematische Darstellung einer Kombination aus Wickelmaschine und Roboter [17]

Als Alternative wird in [17] eine Kombination aus Wickelmaschine und konventionellem Industrieroboter vorgeschlagen. Dieser übernimmt dabei den Wechsel der Röhrchendrahtführer, die in einem Magazin zur Verfügung gestellt werden. Der Draht ist bereits in die Drahtführer eingefädelt und wird durch eine Klemmeinrichtung festgelegt. Zum Bewickeln der Spule holt der Roboter den benötigten Drahtführer aus dem Magazin, führt ihn an den Spulenkörper und wickelt den Draht an einem Pin des Spulenkörpers fest. Während dieses Terminiervorgangs wird der Draht noch von der Klemmeinrichtung des Magazins gehalten. Anschließend wird der Drahtführer in den dafür vorgesehenen Führungskopf eingerastet und der Spulenkörper im Rotationswickelverfahren bewickelt. Im Folgenden übernimmt der Roboter wieder den Drahtführer und führt den Terminiervorgang am zweiten Anschlusspin aus. Abschließend wird der Röhrchendrahtführer in das Magazin zurückgebracht und der Draht zwischen Spulenkörper und Magazin getrennt.

Der Vorteil dieser Anordnung liegt vor allem in ihrem modularen Aufbau. Bereits im Einsatz befindliche Wickelmaschinen können ohne großen Aufwand mit dem Drahtführermagazin und dem Führungskopf ausgerüstet werden. Darüber hinaus kann

bei diesem Systemaufbau der Roboter noch andere Handlingsaufgaben übernehmen, wie z. B. den Spulenkörperwechsel. Je nach Häufigkeit eines solchen Drahtführerwechsels kann ein Roboter auch zwei Wickelmaschinen bedienen und so sein Auslastungsgrad optimiert werden.

2.2 Systeme zur Einkopplung von Drahtzugkräften

Für die Herstellung einer qualitativ hochwertigen Wicklung ist die Drahtzugkraft ein entscheidender Prozessparameter. Sie muss der Drahtstärke entsprechend gewählt und über den gesamten Wickelprozess möglichst konstant gehalten werden. Eine zu geringe Drahtzugkraft führt zu losen Windungen, störenden Schwingungen des Drahtes, ungenügenden Füllgraden sowie einem unsauberen Wickelbild. Eine zu hohe Drahtzugkraft führt – sofern der Bereich der elastischen Dehnung überschritten wird – zu einer bleibenden Querschnittsverminderung mit entsprechenden Auswirkungen auf den elektrischen Widerstand der Spulen bzw. sogar zu Drahttriss und damit zu Ausschuss und Maschinenstillstandszeiten [83].

Änderungen der Drahtzugkraft treten zum einen während der Beschleunigungs- und Bremsphasen des Wickelprozesses auf, da die Beschleunigung der beteiligten Massen – Draht, Umlenkrollen sowie Bremsrad – gemäß dem 2. Newtonschen Gesetz einen Beitrag zur resultierenden Drahtzugkraft liefert. Sollen zudem Spulenkörper mit von der Kreisform abweichender Querschnittsfläche bewickelt werden, treten auch während des Wickelns mit konstanter Drehzahl erhebliche Drahtzugkraftschwankungen auf, die ebenfalls auf Beschleunigungsvorgänge zurückzuführen sind.

An die Funktionalität von Drahtzugreglern werden heutzutage unterschiedlichste Anforderungen gestellt. Dies sind vor allem Zuverlässigkeit, einfache Bedienung, Drahtbrucherkennung sowie kurze Umrüstzeiten bei einem Drahtstärkenwechsel. Des Weiteren sollen Abzugsgeschwindigkeiten bis 30 m/s ermöglicht werden. Einige dieser Aspekte können durchaus von qualitativ hochwertigen, mechanischen Drahtbremsen erfüllt werden. Jedoch werden heute im Allgemeinen bedingt durch veränderte Spulengeometrien, die Notwendigkeit zur schnelleren Produktion sowie der automatischen Zustandsüberwachung der Produktionsmaschinen Funktionalitäten gefordert, welche nur von elektronischen, geregelten Abzugssystemen erfüllt werden können [79].

2.2.1 Mechanische Drahtbremsen

Bei mechanischen Drahtzugsystemen wird ein Bremsrad mit einem möglichst konstanten Drehmoment beaufschlagt, das durch Reibelemente oder Feder-Hebel-Systeme aufgebracht wird [83]. Das Bremsrad wird vom Draht mehrere Male umschlungen und damit eine dem eingestellten Drehmoment entsprechende Kraft auf den Draht übertragen. Durch eine ausreichend große Reibung zwischen Draht und Bremsrad wird sichergestellt, dass kein Schlupf auftritt.

Durch den sogenannten Tänzerhebel wird ein begrenzter Drahrückzug ermöglicht, wie er bei bestimmten Prozessschritten, beispielsweise dem Anwickeln, notwendig sein kann. Bei einigen dieser Abzugssysteme wird mittels einer zweiten beweglichen Rolle über ein Hebel-Feder-System eine einfache mechanische Regelung realisiert, indem das Bremsmoment verkleinert wird, sobald die zusätzliche Rolle gegen die eingestellte Federkraft aus ihrer Position bewegt wird.

Dennoch treten insbesondere während der Brems- und Beschleunigungsvorgänge erhebliche Abweichungen vom eingestellten Zugkraftsollwert auf [79], da die mechanischen Bremsen nicht über einen geschlossenen Regelkreis verfügen. Die bei manchen Modellen vorhandene „mechanische“ Regelung über eine zweite Rolle ist sehr träge und für hochdynamische Schwankungen der Zugkraft bei der Bewicklung von nicht-zylindrischen Geometrien ungeeignet.

Entsprechend den zu verarbeitenden Drahtstärken werden unterschiedliche Drahtbremsen für verschiedene Drahtzugkraftbereiche angeboten. Insgesamt kann mit den im Handel erhältlichen Systemen ein Bereich von 0.01 mm bis 2.5 mm abgedeckt werden.

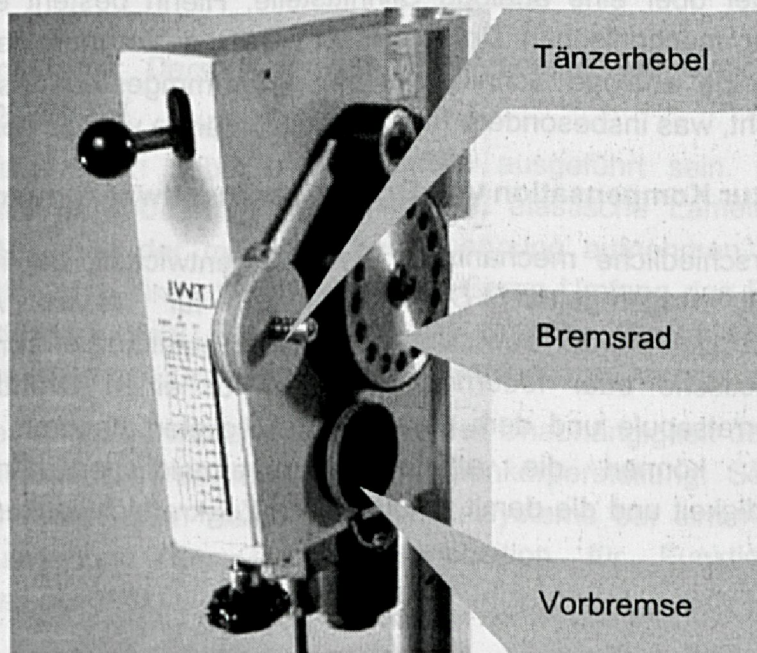


Bild 8: Mechanische Drahtbremse bestehend aus Vorbremse, Bremsrad und Tänzerhebel (Bild: IWT GmbH)

2.2.2 Elektrische Drahtzugsteller

Insbesondere für die Verarbeitung mittlerer und dickerer Drahtstärken werden neben den mechanischen Drahtbremsen auch elektrische Drahtzugsteller angeboten. Diese bestehen im Allgemeinen aus einer Vorbremse (Klemmung mit Filzbelägen), einem elektromagnetischen Bremssystem und einem Kompensationsarm. Die Rückholkraft des Arms ist dabei mechanisch einstellbar, beispielsweise durch eine Änderung der Federendposition auf dem Zugteil des Tänzerarms (siehe Bild 9 links).

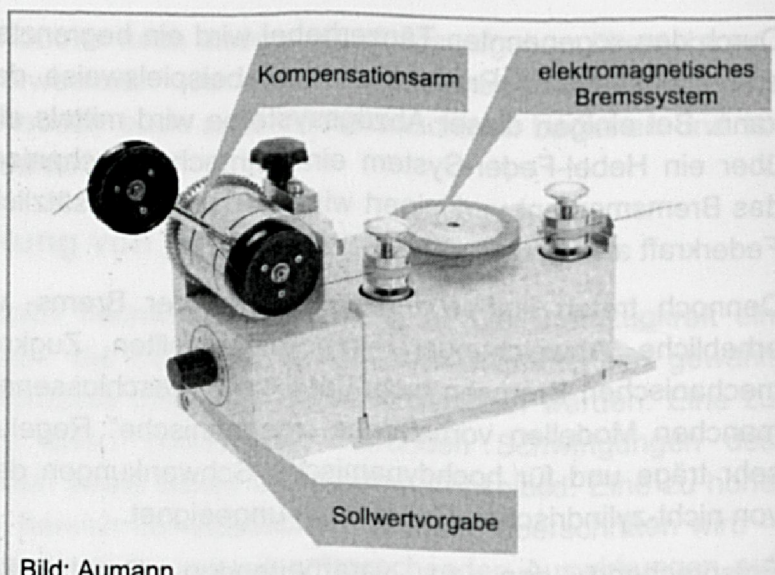
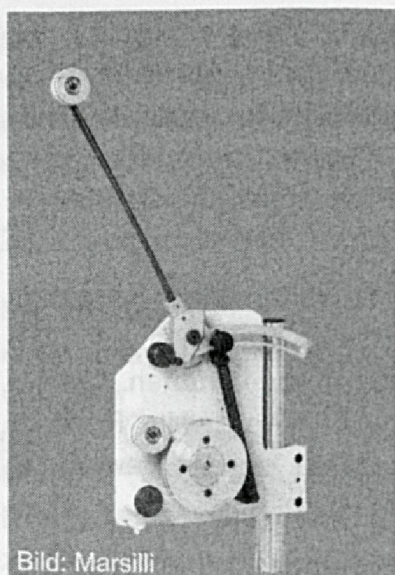


Bild 9: Beispiel für elektrische Drahtzugsteller unterschiedlicher Hersteller

Die Sollwertvorgabe erfolgt bei den elektrischen Drahtzugstellern entweder über ein Potentiometer oder über eine analoge Schnittstelle. Hierin besteht ein wesentlicher Vorteil gegenüber mechanischen Drahtbremsen, da die Vorgabe des gewünschten Drahtzugs über eine analoge Schnittstelle ein programmgesteuertes Absenken der Zugkraft ermöglicht, was insbesondere für Anwickelvorgänge von großer Bedeutung ist.

2.2.3 Systeme zur Kompensation von Drahtzugkraftschwankungen

Es wurden unterschiedliche mechanische Systeme entwickelt, die insbesondere in Kombination mit unregelmäßigen Drahtzugstellern für einen Ausgleich von Drahtzugschwankungen bei der Bewicklung unrunder Spulenkörper sorgen. Dabei wird meist durch elastische oder federnde Elemente für einen Drahtlängenausgleich zwischen der Vorratsspule und dem eigentlichen Wickelort gesorgt. Hält man diese Länge konstant, können die ansonsten unvermeidlichen Änderungen der Abzugsgeschwindigkeit und die damit verbundenen Zugkraftschwankungen vermieden werden.

Dämpfungsrad

Bei der in [15] vorgestellten Anordnung wird ein sogenanntes Dämpfungsrad in den Drahtverlauf eingebracht, das ortsfest und massearm ausgeführt ist. Der äußere, mit dem Draht in Kontakt stehende Umfang ist elastisch ausgebildet, so dass Änderungen der Drahtzugkraft ausgeglichen werden können.

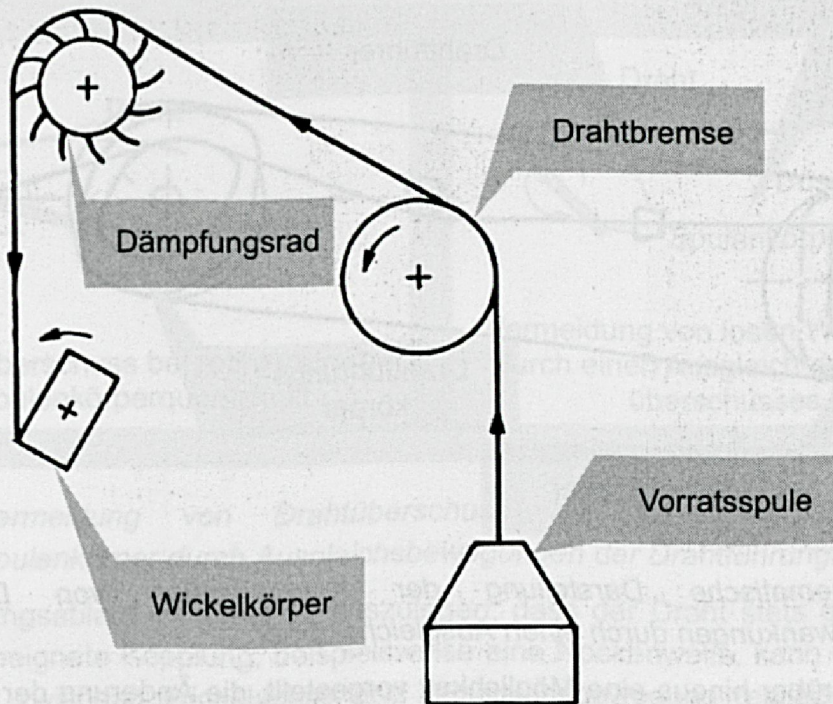


Bild 10: Schematische Darstellung des Drahtverlaufs bei einer Anordnung mit Dämpfungsrad

Das Dämpfungsrad kann dabei unterschiedlich ausgeführt sein. Eine Möglichkeit besteht darin, auf dem Umfang leicht biegbare, elastische Lamellen anzubringen, welche die Änderungen der mechanischen Spannung aufnehmen. Eine Alternative dazu ist das Aufbringen eines Luftreifens am äußeren Umfang des Rades. Durch die Wahl des Luftdruckes lässt sich ebenso auf einfache Weise sicherstellen, dass Spannungsänderungen des Drahtes von dem Dämpfungsrad kompensiert werden.

Ein Vorteil dieser Wickelvorrichtung besteht in der Unabhängigkeit der Wirkungsweise von der Spulenkörperform sowie von der Spulenkörperstellung. So ist weder eine Änderung am mechanischen Aufbau des Wickelsystems bei einem Produktwechsel noch eine Auswertung der Wickelachsenposition für Funktionsfähigkeit des Dämpfungsrades notwendig.

Ausgleichskörper

Durch das Einbringen eines auf die geometrischen Verhältnisse der zu bewickelnden Spule abgestimmten Ausgleichkörpers kann eine Kompensation der auftretenden Zugkraftschwankungen ebenfalls erreicht werden. Zur Bewicklung der Spule wird der Draht dabei über den auf einer zweiten Welle montierten Ausgleichkörper geführt. Die beiden Wellen, auf denen der Wickelkörper bzw. der Ausgleichkörper montiert ist, müssen dabei exakt synchronisiert sein. In Bild 11 wird der schematische Aufbau eines solchen Systems verdeutlicht.

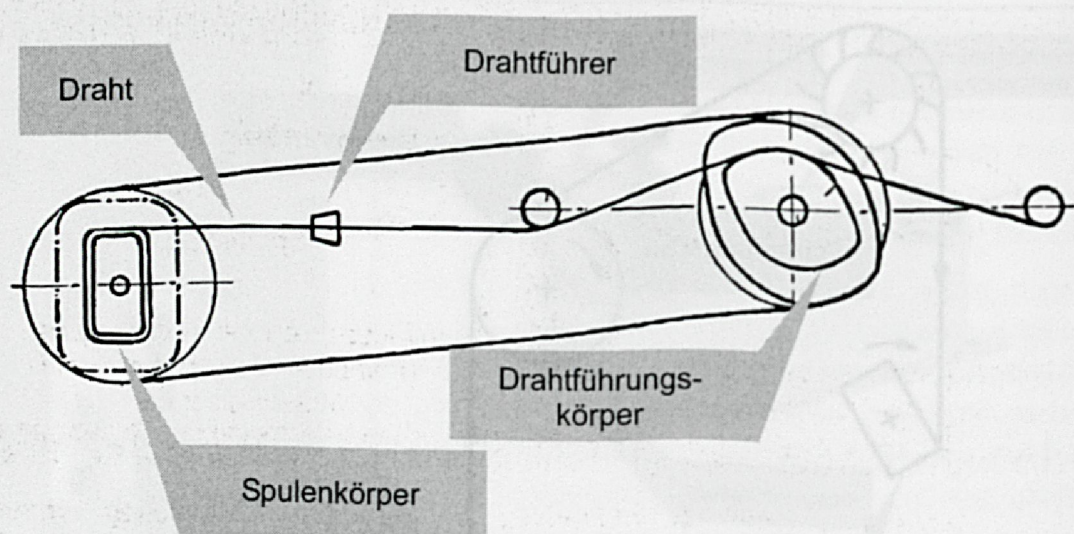


Bild 11: Schematische Darstellung der Kompensation von Drahtzugkraftschwankungen durch einen Ausgleichskörper

In [16] wird darüber hinaus eine Möglichkeit vorgestellt, die Änderung der Maße der zu bewickelnden Form während des Wickelprozesses zu berücksichtigen. Hierzu muss der Ausgleichskörper mindestens so breit sein wie die Belegungsstärke der zu bewickelnden Spule. Der Ausgleichskörper wird dann senkrecht zum Drahtverlauf während des Wickelprozesses bewegt; seine Gestaltung wird auf einer Seite entsprechend der Innenkontur, auf der anderen entsprechend der Außenkontur ausgelegt. Dazwischen ergibt sich ein kontinuierlicher Übergang.

Entscheidender Nachteil dieser Lösung ist die Notwendigkeit der individuellen Anpassung des Ausgleichskörpers an den Spulenkörper, was bei einem Produktwechsel einen nicht zu vertretenden Aufwand bedeutet. Des Weiteren ist bei dieser Methode eine exakte Synchronisation der beiden Wellen notwendig, die hohe Ansprüche an den mechanischen Aufbau stellt.

Ausgleichsdüse

Als Alternative zu einem Ausgleichskörper wird in [6] vorgeschlagen, den bei der Bewicklung unrunder Körper entstehenden Drahtüberschuss durch eine zur Drahtrichtung senkrechte Bewegung der Drahtführerdüse zu kompensieren. Durch diese Ausgleichsbewegung kann die Drahtzugkraft konstant gehalten werden, da durch die Bewegung eine konstante Drahtabzugsgeschwindigkeit eingehalten wird. Es können somit durch die Kompensation des Drahtüberschusses lose Windungen vermieden werden.

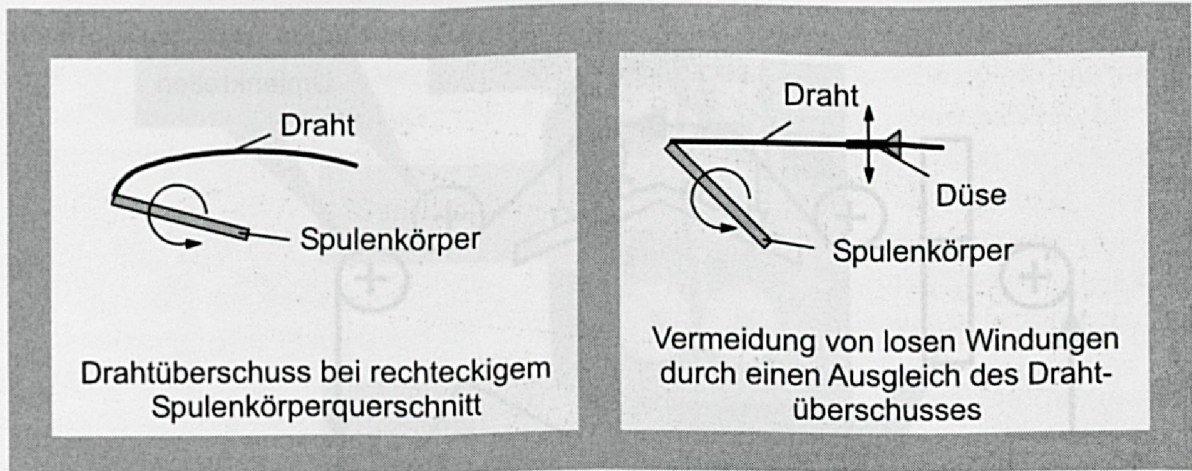


Bild 12: Vermeidung von Drahtüberschuss bei der Bewicklung unrunder Spulenkörper durch Ausgleichsbewegungen der Drahtführungsdüse

Der Bewegungsablauf ist dabei so auszulegen, dass der Draht stets gespannt bleibt. Über eine geeignete Kopplung, beispielsweise eine Nockenwelle, kann die notwendige Koordination zwischen Wickelachse und Ausgleichsbewegung realisiert werden. Um eine exakte Führung des Drahtes zu gewährleisten, sollte die Düse einen nur geringfügig größeren Durchmesser als der Draht aufweisen. Bild 12 zeigt schematisch sowohl das Auftreten von Drahtüberschuss bei der Bewicklung unrunder Spulenkörper als auch dessen Vermeidung durch eine Bewegung senkrecht zur Verlegeachse der Wickelmaschine.

Formfedern

Eine alternative Ausgleichsmöglichkeit für Drahtzugkraftschwankungen wird in [39] vorgeschlagen. Wie in Bild 13 dargestellt wird der Draht dabei über eine ortsfeste, sehr massearme Formfeder geführt. Die Drahtspannungen werden durch die Elastizität der Feder kompensiert. Durch die Größe der Feder und deren Auslenkmöglichkeiten können die Kompensationswege noch variiert und damit an die geometrischen Verhältnisse des zu bewickelnden Spulenkörpers angepasst werden.

Ein wesentlicher Vorteil gegenüber dem Ausgleichskörper besteht in der Unabhängigkeit von der Spulenkörperform. Des weiteren muss der Draht nicht über kleine Radien gebogen werden, was sowohl bei dem Dämpfungsrad, als auch beim Ausgleichskörper notwendig ist. Zudem enthält der insgesamt sehr einfache Aufbau keine rotierenden Komponenten.

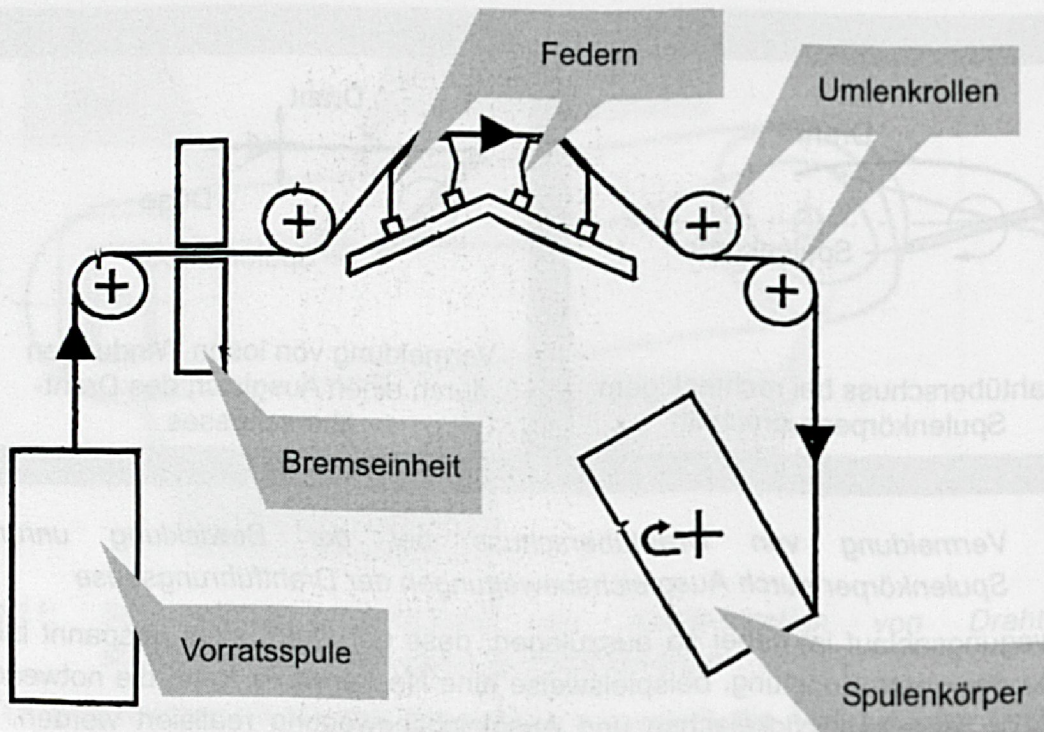


Bild 13: Einsatz einer ortsfesten Formfeder zur Kompensation von Zugkraftschwankungen [39]

2.2.4 Elektronische Drahtzugregler

Seit Beginn der 1990er Jahre sind die Ansprüche an die Qualität von Spulenerzeugnisse ständig angestiegen. Dies betrifft zum einen die Einhaltung enger Toleranzen der elektrischen Eigenschaften, zum anderen aber auch die Einhaltung enger geometrischer Spezifikationen. Angesichts des Trends zur Miniaturisierung gewinnt gerade die exakte Erfüllung geometrischer Spezifikationen von Spulen ständig weiter an Bedeutung. Um dies zu gewährleisten, müssen die Schwankungen der Drahtzugkraft auf ein Toleranzband von $\pm 5\%$ begrenzt werden [14]. Zur Erfüllung dieser höheren Qualitätsstandards ist ein geschlossener Regelkreis für die Zugkraft unumgänglich.

In den vergangenen 15 Jahren wurden von mehreren namhaften Herstellern elektronische Drahtzugregler entwickelt. Es lassen sich dabei – entsprechend dem angewandten, physikalischen Prinzip zur Drehmomenterzeugung – im Wesentlichen zwei Kategorien unterscheiden: aktive und passive Drahtzugkraftregler. Als „aktiv“ werden Systeme bezeichnet, bei welchen das Drehmoment durch einen Aktuator (typischerweise einen Elektromotor) aufgebracht wird. Man spricht dagegen von „passiven“ Geräten, wenn die Drahtzugkraft dadurch erzeugt wird, dass der Draht gegen eine Last gezogen wird. Diese kann auf verschiedenen Arten generiert werden und beruht auf mechanischen, elektrischen oder magnetischen Prinzipien [14].

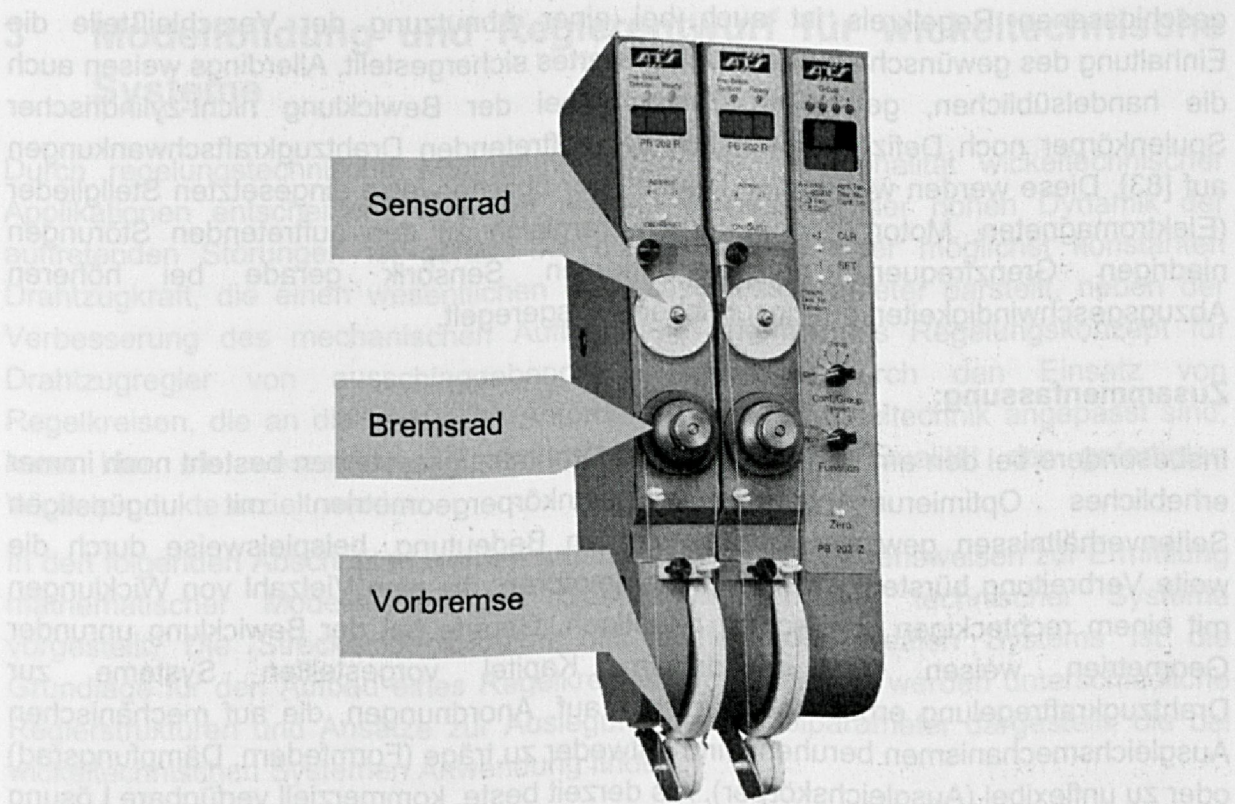


Bild 14: Elektronische Drahtzugregler mit zentraler Steuereinheit (Bild: ATS)

Gerade für sehr feine Drähte (im Bereich von $20\mu\text{m}$) haben sich Scheibenbremsen bewährt. Bei diesen Bremssystemen sind neben den bereits angesprochenen Qualitätsaspekten die auftretenden Nichtlinearitäten ein weiterer Grund für den Einsatz eines geschlossenen Regelkreises [14].

Als Alternative kann ein Gleichstrommotor als Bremse eingesetzt werden. Der wesentliche Vorteil dabei besteht darin, dass der Draht auch unbegrenzt zurückgezogen werden kann, was insbesondere bei Wickelmaschinen mit einem in drei Achsrichtungen verfahrbaren Drahtführer bei bestimmten Prozessschritten, wie dem Anwickeln, notwendig ist. Die Reaktion auf einen Sollwertsprung hängt bei dem Motor von der Abzugsgeschwindigkeit ab. Deshalb ist es sinnvoll, einen geschwindigkeitsabhängigen Regelalgorithmus zu implementieren, bei dem die Kreisverstärkung eine Funktion der Abzugsgeschwindigkeit ist [79].

Eine weitere, wichtige Aufgabe elektronischer Drahtzugregler ist – neben ihrer eigentlichen Funktion der Krafteinkopplung und -regelung – die Protokollierung des Prozessparameters „Drahtzugkraft“ während der Fertigung. Werden Drahtzugregler und Wickelmaschine aus einer Hand angeboten, ist im Regelfall eine Kopplung zwischen Drahtbremse und Maschine vorgesehen, die nicht nur die flexible Vorgabe von Zugkraftsollwerten während des Wickelprozesses gestattet, sondern auch die Dokumentation der Drahtzugkraftsoll- und -istwerte.

Elektronische Drahtzugregler bieten damit im Vergleich zu den mechanischen oder gesteuerten Drahtbremsen einen erheblich erweiterten Funktionsumfang. Durch den

geschlossenen Regelkreis ist auch bei einer Abnutzung der Verschleißteile die Einhaltung des gewünschten Drahtzugkraftwertes sichergestellt. Allerdings weisen auch die handelsüblichen, geregelten Systeme bei der Bewicklung nicht-zyklindrischer Spulenkörper noch Defizite hinsichtlich der auftretenden Drahtzugkraftschwankungen auf [83]. Diese werden wegen der Trägheit der üblicherweise eingesetzten Stellglieder (Elektromagneten, Motoren) und der im Vergleich zu den auftretenden Störungen niedrigen Grenzfrequenz der verwendeten Sensorik gerade bei höheren Abzugsgeschwindigkeiten nur unzureichend ausgeregelt.

Zusammenfassung:

Insbesondere bei den am Markt erhältlichen Drahtabzugssystemen besteht noch immer erhebliches Optimierungspotenzial. Spulenkörpergeometrien mit ungünstigen Seitenverhältnissen gewinnen zunehmend an Bedeutung, beispielsweise durch die weite Verbreitung bürstenloser Gleichstrommotoren, die eine Vielzahl von Wicklungen mit einem rechteckigen Querschnitt benötigen. Gerade bei der Bewicklung unrunder Geometrien weisen die in diesem Kapitel vorgestellten Systeme zur Drahtzugkraftregelung erhebliche Nachteile auf. Anordnungen, die auf mechanischen Ausgleichsmechanismen beruhen, sind entweder zu träge (Formfedern, Dämpfungsrad) oder zu unflexibel (Ausgleichskörper). Als derzeit beste, kommerziell verfügbare Lösung sind die elektronisch geregelten Drahtbremsen anzusehen, die allerdings angesichts der eingeschränkten Dynamik der verwendeten Aktoren und der geringen Grenzfrequenzen der eingesetzten Sensoren bei unrunder Spulenkörpergeometrien auftretende Zugkraftschwankungen nur unzureichend auszuregeln vermögen.

3 Modellbildung und Reglerentwurf für wickeltechnische Systeme

Durch regelungstechnische Maßnahmen kann die Funktionalität wickeltechnischer Applikationen entscheidend optimiert werden. Angesichts der hohen Dynamik der auftretenden Störungen ist gerade für die Einhaltung einer möglichst konstanten Drahtzugkraft, die einen wesentlichen Prozesseinflussparameter darstellt, neben der Verbesserung des mechanischen Aufbaus ein angepasstes Regelungskonzept für Drahtzugregler von ausschlaggebender Bedeutung. Durch den Einsatz von Regelkreisen, die an die speziellen Anforderungen der Wickeltechnik angepasst sind, kann hier ein wesentlicher Fortschritt hinsichtlich der Qualität der gefertigten Wickelprodukte erzielt werden.

In den folgenden Abschnitten werden unterschiedliche Vorgehensweisen zur Ermittlung mathematischer Modelle für das Übertragungsverhalten technischer Systeme vorgestellt. Die Streckenidentifikation des vorliegenden, realen Systems ist die Grundlage für den Aufbau eines Regelkreises. Des Weiteren werden unterschiedliche Reglerstrukturen und Ansätze zur Auslegung der Regelparameter dargestellt, die bei wickeltechnischen Systemen Anwendung finden.

3.1 Grundlagen der Modellbildung

Reale, technische Systeme werden durch mathematische Modelle beschrieben, die unterschiedlich aufgebaut sein können. Die Auswahl eines geeigneten Verfahrens zur Modellbildung und die Merkmale des aufgestellten Modells hängen entscheidend vom betrachteten System ab. Die charakteristischen Unterscheidungskriterien werden im Folgenden kurz erläutert.

3.1.1 Einteilung mathematischer Modelle

Mathematische Modelle werden in der Regelungstechnik zur Informationsgewinnung über die Regelstreckenstruktur, zur Analyse des Streckenverhaltens sowie zur Synthese und Optimierung von Regelungssystemen verwendet. Entsprechend der angewandten Methode zur Modellgewinnung kann gemäß [57] zwischen theoretischen/analytischen und experimentellen/empirischen Modellen unterscheiden. Analytische Modelle werden aus physikalischen Gesetzmäßigkeiten, die dem betrachteten System zu Grunde liegen, hergeleitet. Im Gegensatz dazu werden experimentelle Modelle durch Messungen am betrachteten System gewonnen.

Bei einer theoretischen Analyse müssen bereits qualitative Vorstellungen über die physikalischen Vorgänge, die in der betrachteten Regelstrecke ablaufen, vorhanden sein, die mit Hilfe physikalischer Grundgleichungen beschrieben werden können. Dies sind im Wesentlichen die Erhaltungssätze für Masse, Energie und Impuls sowie Gleichgewichtsätze für Kräfte und Momente.

Vorteil einer theoretischen Analyse ist, dass diese Art der Modellbildung bereits in der Planungs- und Entwicklungsphase angewendet werden kann, da noch kein reales System vorliegen muss. Des Weiteren liefert die theoretische Betrachtung des Systems, bei der die realen physikalischen Zustandsvariablen erfasst werden, Erkenntnisse über die innere Struktur der Regelstrecke.

Der Nachteil einer solchen theoretischen Betrachtung ist, dass möglicherweise einzelne Kenn- und Einflussgrößen nicht exakt oder gar nicht erfasst werden können und damit das Modell unsicher wird. Darüber hinaus wird das mathematische Modell bei der theoretischen Analyse oftmals sehr komplex und umfangreich und kann zumindest in der Planungs- und Entwicklungsphase meist nicht vereinfacht werden.

Die experimentelle Analyse dagegen bietet den Vorteil, dass bei einem bereits realisierten technischen System keine weiteren Kenntnisse über die physikalisch-technische Funktionsweise der Regelstrecke vorliegen müssen und sich im Allgemeinen Systeme niedriger Ordnung ergeben.

Daneben können Modelle nach ihrer Darstellungsart in parametrische und nichtparametrische Systembeschreibungen unterteilt werden. Parametrische Modelle werden in Form von Differentialgleichungen und Übertragungsfunktionen dargestellt, nichtparametrische mit Hilfe von Kurven oder Wertetabellen. Da regelungstechnische Verfahren häufig auf Übertragungsfunktionen aufbauen, sollte das Ziel einer Modellbildung stets die Ermittlung eines parametrischen Modells sein, das durch eine Differentialgleichung, eine Übertragungsfunktion oder den Frequenzgang darstellbar ist.

Essentielles Charakteristikum eines Modells ist die Art der Darstellung der Prozesszustände in Abhängigkeit der Zeit. Hier kann sowohl eine zeitkontinuierliche, als auch eine zeitdiskrete Beschreibung der Prozesszustände und Regelgrößen vorliegen. Angesichts des weit verbreiteten Einsatzes digitaler Regler in der Automatisierungstechnik gewinnen hier die diskreten Modelle an Bedeutung, da hierfür auch Regelungsverfahren entwickelt wurden, die in analoger Technik nicht zu realisieren sind.

3.1.2 Experimentelle Analyse von Regelstrecken mit Sprungantworten

Im Rahmen einer experimentellen Analyse wird das Modell aus der Messung von Ein- und Ausgangsgrößen ermittelt. Durch Zusatzinformationen kann eine geeignete Modellstruktur festgelegt werden. Aus der Modellstruktur und den gemessenen Ein- und Ausgangssignalen sind die Parameter zu identifizieren. Als Eingangsgrößen können sowohl Führungs- als auch Störgrößen verwendet werden. Die Kennwerte der Regelkreiselemente werden dann aus der Antwortfunktion bei der Aufschaltung von Testfunktionen ermittelt [57].

Bei der Inbetriebnahme von Regelungen sind häufig über die Regelstrecken nur sehr geringe Kenntnisse vorhanden. Daher liegt in vielen Fällen lediglich die Sprungantwort vor, auf deren Basis daraufhin eine geeignete Systembeschreibung und entsprechende Regelparameter zu ermitteln sind [53].

Aus dem Verlauf der Sprungantworten kann bereits das prinzipielle Verhalten der Regelstrecke klassifiziert werden. Wird das Sprungantwortsignal ständig größer, so liegt ein integrierendes Verhalten vor. Nimmt das Ausgangssignal einen neuen stationären Endwert an, so handelt es sich um ein proportionales Verhalten. Wird die Sprungantwort für $t \rightarrow \infty$ zu Null, so handelt es sich um ein differenzierendes Verhalten. Ein reines, differenzierendes Verhalten tritt bei Regelstrecken nicht auf [57].

Mit Hilfe der Grenzwertsätze der Laplace-Transformation können aus dem Zeitverhalten der Sprungantworten Aussagen über die Übertragungsfunktion abgeleitet werden.

Betrachtet man die Übertragungsfunktion [57]

$$G(s) = \frac{b_m \cdot s^m + b_{m-1} \cdot s^{m-1} + \dots + b_1 \cdot s + b_0}{a_n \cdot s^n + a_{n-1} \cdot s^{n-1} + \dots + a_1 \cdot s + a_0} \quad (\text{Gl. 1})$$

lässt sich nach den Grenzwertsätzen der Laplace-Transformation das Ausgangssignal x_a zum Zeitpunkt $t \rightarrow \infty$ bei einer Anregung mit einem Sprung $x_e(s) = \frac{1}{s}$ als Eingangssignal zu

$$x_a(t \rightarrow \infty) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot G(s) \cdot x_e(s) = \lim_{s \rightarrow 0} G(s) \quad (\text{Gl. 2})$$

bestimmen. Aus diesem Zusammenhang kann man erkennen, dass bei einem integrierenden Verhalten mit einem für $t \rightarrow \infty$ ständig steigenden Ausgangssignal in der Übertragungsfunktion $G(s)$ der Koeffizient $a_0 = 0$ gelten muss. Bei einem proportionalen Verhalten ergibt sich unmittelbar, dass der Proportionalbeiwert der Strecke $K_p = b_0/a_0 \neq 0$ gelten muss und gleich dem Verhältnis von stationärem Endwert des Ausgangssignals zu Endwert des Eingangssignals ist. Bei einem differenzierenden Verhalten ergibt sich die Bedingung $b_0 = 0$.

Ein weiteres Identifikationsmerkmal bei Sprungantworten ist der Wert

$$x_a(t = 0) = \lim_{s \rightarrow \infty} s \cdot G(s) \cdot x_e(s) = \lim_{s \rightarrow \infty} G(s) = \frac{b_m}{a_n}. \quad (\text{Gl. 3})$$

Ist der Anfangswert der Sprungantwort $x_a(t = 0) \neq 0$ ist das System sprunghfähig, d.h. der Zählergrad m der Übertragungsfunktion muss gleich dem Nennergrad n sein. Als Beispiel seien hier P-Elemente ($m = n = 0$) und PPT₁-Elemente ($m = n = 1$) genannt. Ist der Funktionswert der Sprungantwort $x_a(t = 0) = 0$, aber die Steigung bei $t = 0$ von Null verschieden, lässt sich daraus ableiten, dass der Zählergrad m genau um eins kleiner sein muss als der Nennergrad, also $m+1 = n$ gilt. Durch diese Eigenschaft zeichnen sich beispielsweise integral- und PT₁-Elemente ($m+1 = n = 1$) sowie PDT₂-Elemente ($m+1 = n = 2$) aus.

Neben Anfangs- und Endwert liefert eine Betrachtung des Verlaufs der Sprungantwort weitere Erkenntnisse über die Eigenschaften des Übertragungselements. Hier lassen sich folgende Fälle unterscheiden [57]:

- Verlauf ohne periodisches Schwingen

Hierzu wird die Übertragungsfunktion in der Darstellung

$$G(s) = \frac{b_m \cdot (1 + s \cdot T_{V1}) \cdot (1 + s \cdot T_{V2}) \cdot \dots \cdot (1 + s \cdot T_{Vm})}{a_n \cdot (1 + s \cdot T_1) \cdot (1 + s \cdot T_2) \cdot \dots \cdot (1 + s \cdot T_n)} \quad (Gl. 4)$$

mit $m \leq n$ betrachtet. Ordnet man die Vorhaltezeitkonstanten und die Verzögerungszeitkonstanten in der Form

$$T_{V1} \geq T_{V2} \geq \dots \geq T_{Vi} \geq \dots \geq T_{Vm} \text{ mit } i = 1 \dots m \text{ und}$$

$$T_1 \geq T_2 \geq \dots \geq T_j \geq \dots \geq T_m \text{ mit } j = 1 \dots n$$

nach ihrer Größe, ergibt sich genau dann eine Sprungantwort ohne Überschwingen, wenn jede Vorhaltezeitkonstante T_{Vi} kleiner ist als die zugehörige Verzögerungszeitkonstante T_j .

Existieren k Vorhaltezeitkonstanten, die größer sind als die größte Verzögerungszeitkonstante, so ergibt sich eine Sprungantwort mit k Extremwerten.

- Verlauf mit periodischem Schwingen

Die Sprungantwort hat in diesem Fall ein schwingendes Verhalten, bei dem theoretisch unendlich viele Minima und Maxima auftreten, deren Abstände zueinander konstant sind. Die Amplitudenwerte aufeinander folgender Schwingungen haben ein konstantes Verhältnis, dessen Wert nur von der Dämpfung abhängig ist.

- Verlauf mit Totzeit

Bei einem solchen Übertragungselement tritt eine konstante Zeitverschiebung zwischen Sprungaufschaltung und Reaktion des Ausgangselements auf. Diese Totzeit muss berücksichtigt werden, wenn man der Sprungantwort Zeitkonstanten, wie Anregelzeit, Verzugs- oder Ausgleichszeit entnimmt, die der Bestimmung des Typs oder einzelner Parameter des Übertragungselements dienen.

- Verlauf mit Wendepunkt und ohne Überschwingen

Bei Regelstrecken, die aus mehreren Verzögerungselementen bestehen, tritt bei der Sprungantwort ein Verlauf mit Wendepunkt auf. Eine entsprechende Übertragungsfunktion lässt sich nach dem Wendetangentenverfahren ableiten, das mit Hilfe der experimentell ermittelten Zeitkonstanten T_u und T_g die Verzögerungszeiten des Systems zu bestimmen erlaubt. Diese sind zum einen durch den Schnittpunkt der Wendetangente mit der Zeitachse, zum anderen durch den Zeitpunkt, zu dem die Tangente den stationären Endwert der Sprungantwort erreicht, gegeben.

Da die Ermittlung von Wendepunkt und -tangente im Allgemeinen mit großen Unsicherheiten behaftet ist, insbesondere wenn die Messung der Übergangsfunktion nicht störungsfrei erfolgt, ist mit dem Zeitprozentwerteverfahren häufig eine bessere Systembeschreibung zu erzielen. Bei diesem Verfahren wird eine Strecke mit k reellen Polen durch eine Modellübertragungsfunktion mit n gleichen Verzögerungszeiten T_M angenähert. Hierzu werden die Zeitpunkte zu denen die Sprungantwort 10%, 50% und

90% des stationären Endwerts erreicht hat, bestimmt. Aus dem Verhältnis t_{10}/t_{90} lässt sich dann die Ordnung des Modells in entsprechenden Tabellen ablesen, ebenso die Gewichtung der drei experimentell bestimmten Zeiten bei der Bildung der Modellzeitkonstanten [53].

3.2 Strukturen und Auslegung von Reglern für kontinuierliche Systeme

Grundsätzlich werden an eine Regelung unterschiedliche, teilweise gegensätzliche Forderungen gestellt. Elementarer Anspruch an einen Regelkreis ist die Stabilität, d.h. sowohl seine Führungs- als auch seine Störsprungantwort müssen für $t \rightarrow \infty$ gegen einen festen, endlichen Wert streben. Eine zweite Anforderung ist, dass die Abweichung ε_∞ vom gewünschten Sollwert im stationären Zustand möglichst gering ist. Das Verhältnis der Abweichung zur Höhe des aufgeschalteten Sprungs W_0 ist

$\frac{\varepsilon_\infty}{W_0} = 0$, sofern ein integraler Anteil im Regelkreis enthalten ist und

$\frac{\varepsilon_\infty}{W_0} = \frac{1}{V+1}$, wenn dies nicht der Fall ist.

V bezeichnet dabei die Kreisverstärkung. Bereits diese beiden Forderungen sind sehr gegensätzlich, da die zweite Anforderung die Einführung eines integralen Anteils bzw. die Erhöhung der Kreisverstärkung V nahe legt, beides aber eine Tendenz zur Instabilität mit sich bringt [35].

Weiterhin wird eine ausreichende Dämpfung der Führungs- und Störgrößensprungantwort des geschlossenen Regelkreises gefordert; es sollten also keine zu starken Oszillationen auftreten. Darüber hinaus soll bei einem Führungs- oder Störgrößensprung die Regelgröße dem Sollwert in hinreichend kurzer Zeit genügend nahe kommen, und somit der Regelkreis möglichst schnell sein. Auch zwischen diesen Forderungen muss bei der Reglerauslegung ein Kompromiss gefunden werden, da ein Regelkreis umso langsamer ist, je stärker er gedämpft wird [35].

In der Praxis werden PI-Regler, also eine Parallelschaltung aus einem proportionalen und einem integrierenden Anteil, am häufigsten eingesetzt. Bei höheren Anforderungen an die Dynamik und wenn die Störwelligkeit es zulässt werden diese noch durch einen differenzierenden Anteil erweitert.

Zur Bestimmung der Reglerparameter können unterschiedliche Vorgehensweisen Anwendung finden, deren Grundlagen und Einsatzbereiche im Folgenden zusammengefasst werden.

3.2.1 PI-Regler – Kompensation der größten Streckenzeitkonstante

Ein PI-Regler wird durch die Übertragungsfunktion

$$F_R(s) = K_{PR} \cdot \frac{1 + s \cdot T_N}{s \cdot T_N} \quad (\text{Gl. 5})$$

beschrieben, d.h. es sind die beiden Parameter K_{PR} und T_N in geeigneter Weise zu wählen. Bei einer Übertragungsfunktion der Form

$$G(s) = K_S \cdot \frac{(1 + s \cdot T_{V1}) \cdot (1 + s \cdot T_{V2}) \cdot \dots \cdot (1 + s \cdot T_{Vm})}{(1 + s \cdot T_1) \cdot (1 + s \cdot T_2) \cdot \dots \cdot (1 + s \cdot T_n)} \quad (\text{Gl. 6})$$

mit $T_1 > T_2 > \dots > T_n$ liegt es nahe, für die Nachstellzeit des Reglers T_N den Wert der größten Streckenzeitkonstante T_1 zu wählen und damit deren Auswirkung auf die Regelgröße zu beseitigen. Für den Fall, dass die anderen Streckenzeitkonstanten T_2, T_3, \dots annähernd ebenso groß sind wie T_1 , ist die Wahl von $T_N = T_1$ zwar nicht falsch, aber nicht unbedingt der günstigste Wert. In diesem Fall kann die Wahl

$$T_N = T_\Sigma = \sum_{\nu} T_\nu \quad (\text{Gl. 7})$$

mit $\nu = 1 \dots n$ günstiger sein, da dann der Nenner $N(s)$ in grober Näherung als $N(s) = 1 + s \cdot T_\Sigma$ approximiert werden kann [35].

Die Wahl des zweiten Parameters K_{PR} bestimmt – da die Verstärkung der Strecke K_S durch das System vorgegeben ist – die Kreisverstärkung V und muss dementsprechend so gewählt werden, dass die Stabilität gewährleistet bleibt. Erfahrungsgemäß ist zu empfehlen, dass die Kreisverstärkung V in einem Wertebereich von 5% -10% der kritischen Verstärkung V_G liegen sollte, um einerseits ein nicht zu langsames Verhalten und andererseits die Stabilität des Regelkreises zu gewährleisten. Die kritische Verstärkung lässt sich mit Hilfe des Hurwitz-Kriteriums [8, 75] oder des Wurzelortkurvenverfahrens bestimmen.

3.2.2 Methode der Betragsanpassung nach Latzel

In [53] werden Einstellregeln für einen PI-Regler nach der Methode der Betragsanpassung angegeben. Eine gegebene P-T_k-Strecke mit k reellen Polen wird durch eine Modellübertragungsfunktion mit n gleichen Zeitkonstanten T_M angenähert. Eine solche Beschreibung als P-T_n-System kann nach dem Zeitprozentwerteverfahren aus einer gemessenen Sprungantwort ermittelt werden. Hierzu werden die Zeiten, zu denen die Sprungantwort 10%, 50% bzw. 90% des stationären Endwertes erreicht hat, der Messung entnommen. Mit Hilfe dieser Werte kann sowohl die Ordnung des Modellübertragungssystems als auch deren Zeitkonstante T_M unter Verwendung der entsprechenden, in [53] angegebenen Tabelle bestimmt werden.

Bei der Methode der Betragsanpassung [54] wird die Nachstellzeit des PI-Reglers gleich dem Kehrwert der Frequenz gewählt, bei dem der Amplitudengang der Regelstrecke um -3.01dB abgefallen ist. Das Verhältnis T_N/T_M hängt damit nur noch

von der Ordnung n ab. Der zweite zu bestimmende Parameter des PI-Reglers, der Proportionalbeiwert K_{PR} , ist abhängig von der gewünschten Überschwingweite des geregelten Systems und dem Proportionalbeiwert der Strecke. Zur Bestimmung beider Werte können ebenfalls entsprechende Tabellen in [53] herangezogen werden.

3.2.3 Frequenzkennlinienverfahren

Ein alternativer Ansatz zur Bestimmung geeigneter Regelparameter ist das Frequenzkennlinienverfahren. Dieses beruht auf der Anwendung des sogenannten Nyquist-Kriteriums [75], das sich gemäß [35] in folgender Form formulieren lässt:

Gegeben ist die Übertragungsfunktion des offenen Kreises

$$F_0(s) = \frac{Z_0(s)}{N_0(s)} \cdot e^{-T_t \cdot s} \quad (\text{Gl. 8})$$

mit einer Verstärkung $V > 0$, $T_t \geq 0$. Der Zählergrad muss dabei kleiner als der Nennergrad sein, wobei Zähler und Nenner keine gemeinsame Nullstelle haben sollen. Sämtliche Pole von $F_0(s)$, mit Ausnahme eines eventuell auftretenden, ein- oder zweifachen Poles im Ursprung, sollen links der imaginären Achse in der komplexen Zahlenebene liegen. Die Betragskennlinie $|F_0(s)|$ der Übertragungsfunktion schneidet genau einmal die 0-dB-Linie, wobei die zugehörige Durchtrittsfrequenz als ω_D bezeichnet wird. In dem Bereich $|F_0(s)|_{dB} \geq 0$ soll der Phasenwinkel $\varphi(\omega)$ zwischen $-540^\circ < \varphi(\omega) < 180^\circ$ liegen. Unter diesen Voraussetzungen ist der geschlossene Regelkreis stabil, wenn die Phasenkennlinie bei der Durchtrittsfrequenz oberhalb von -180° liegt. Ist dies nicht der Fall, ist der Regelkreis instabil.

Aus dieser Formulierung des Nyquist-Kriteriums lässt sich unmittelbar ablesen, dass eine Stabilisierung des Regelkreises durch ein Senken der Betragskennlinie, ein Anheben der Phasenkennlinie oder eine Kombination aus beidem erreicht werden kann. Ein Senken der Betragskennlinie führt zu einer Verschiebung der Durchtrittsfrequenz ω_D nach links und damit in den Bereich höherer Phasenlage. Durch diese Maßnahme vergrößert sich die Phasenreserve, also der Abstand von -180° bei der Durchtrittsfrequenz. Um das System nicht zu langsam werden zu lassen, sollte man allerdings darauf achten, die Durchtrittsfrequenz nicht zu weit nach links zu schieben. Eine Anhebung der Phasenkennlinie bewirkt bei konstanter Durchtrittsfrequenz unmittelbar eine Vergrößerung der Phasenreserve. Betrachtet man die Kennlinien eines PI-, PD- und PID-Reglers und berücksichtigt, dass diese zu den Frequenzkennlinien des zu regelnden Systems addiert werden, erkennt man unmittelbar, dass ein PI-Regler ein Senken der Betragskennlinie, ein PD-Regler eine Anhebung der Phasenkennlinie und ein PID-Regler die Kombination aus beidem bewirkt.

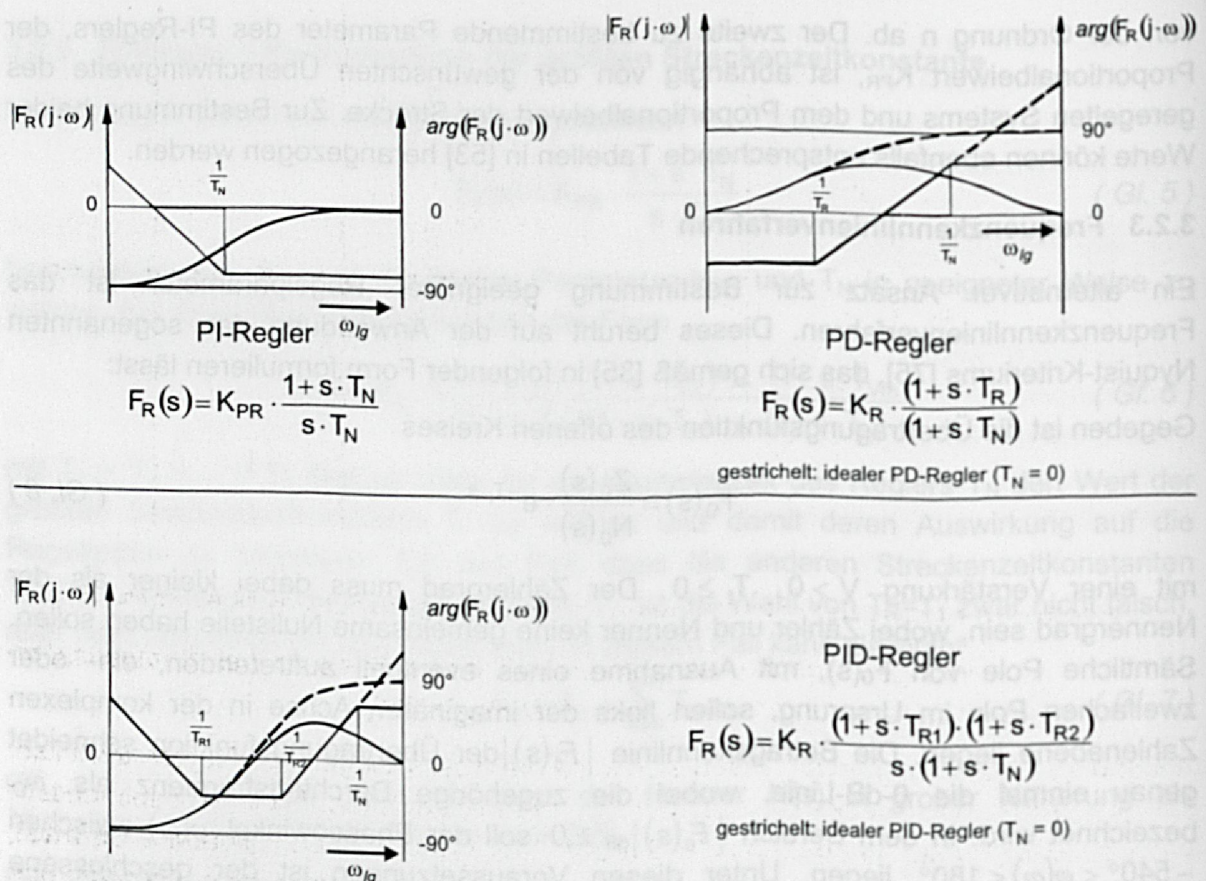
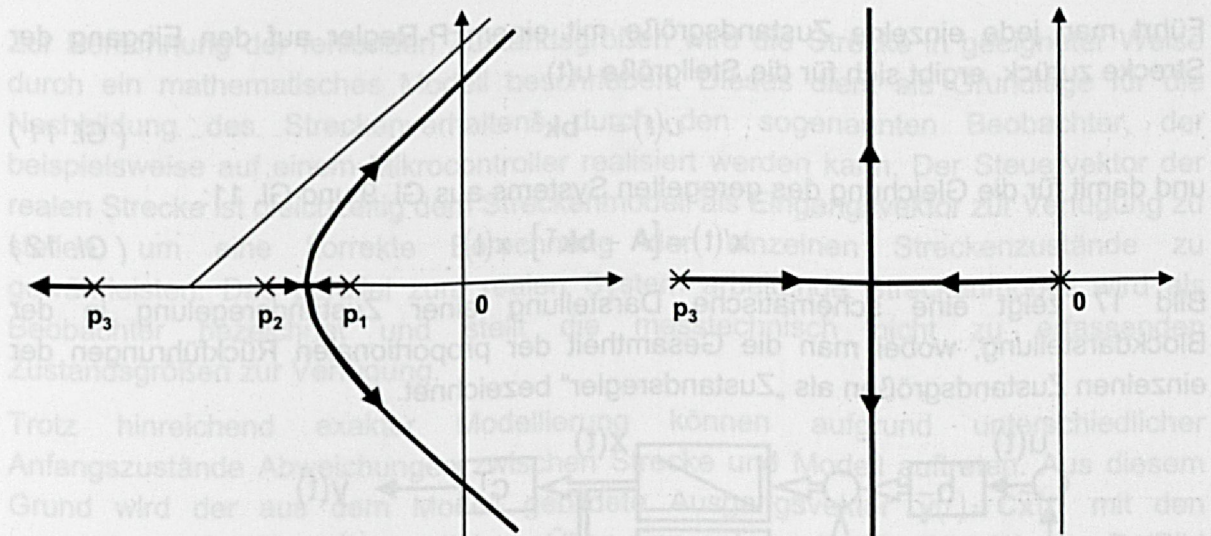


Bild 15: Schematische Darstellung der Frequenzkennlinien von Reglertypen [35]

3.2.4 Wurzelortskurvenverfahren

Die Wurzelortskurve beschreibt die Lage der Pole des geschlossenen Regelkreises in Abhängigkeit von der Kreisverstärkung V . Die einzelnen Äste beginnen in den Polen und enden in den Nullstellen der Übertragungsfunktion des offenen Kreises. Im Allgemeinen ist es ausreichend, die Abschnitte der Wurzelortskurve auf der reellen Achse und ihre Asymptoten zu skizzieren, um auf anschauliche Weise einen Einblick in die grundsätzlichen Synthesemöglichkeiten bei einer gegebenen Strecke zu gewinnen. Durch eine Parametrierung der Wurzelortskurve kann direkt die Lage der Pole des geschlossenen Regelkreises bei einem bestimmten Verstärkungsfaktor abgelesen werden [35].

Betrachtet man beispielsweise eine Strecke mit drei reellen Polen, die mit einem PID-Regler versehen wird, dessen Nullstellen so gewählt wurden, dass die zwei größten Streckenzeitkonstanten kompensiert werden (vgl. Kap. 3.2.1), so lässt sich der stabilisierende Einfluss des Reglers unmittelbar erkennen. Die kritischen Äste der Wurzelortskurve wurden nach links verlegt und verlaufen ausschließlich in der linken Halbebene [35].



Beispiel einer Strecke mit drei reellen Polen

Stabilisierung des Systems mit einem PID-Regler

Bild 16: Auswirkungen auf die Wurzelortskurve eines Systems bei Kompensation zweier Zeitkonstanten durch einen PID-Regler [35]

Anhand der Wurzelortskurven lassen sich auch die Auswirkungen von Reglernullstellen, die nicht einen der Streckenpole aufheben, leicht überblicken. Dies ist insbesondere von Bedeutung, wenn die betrachtete Strecke Pole in der rechten Halbebene aufweist, die in der Praxis nicht durch eine Nullstelle kompensiert werden können. Da man eine reale Strecke nie exakt kennt und deren Verhalten Schwankungen unterworfen sein kann, würde stets ein Wurzelortsstück in der rechten Halbebene verbleiben, wenn man versucht, einen dort liegenden Pol zu kompensieren, wodurch der Regelkreis instabil bleibt. Bei geeigneter Wahl der Nullstelle in der linken Halbebene allerdings kann man unter Umständen erreichen, dass für eine genügend große Kreisverstärkung alle Pole links der imaginären Achse zu liegen kommen und damit die Stabilität des Kreises gewährleistet wird [35].

3.2.5 Zustandsregelung

In den vorangehenden Abschnitten wurden unterschiedliche Entwurfsmöglichkeiten und Betrachtungsweisen für die klassischen Reglertypen dargestellt. Im Folgenden soll das Konzept der Zustandsregelung dargestellt werden, das sich sowohl in seiner Struktur, als auch in den Möglichkeiten zur Reglerauslegung grundsätzlich von den bisher betrachteten Reglertypen unterscheidet. Bei dieser Regelungsstruktur werden alle Zustandsgrößen über Proportionalglieder auf den Streckeneingang zurückgeführt, was eine weitgehend freie Wahl der Pollagen ermöglicht.

Eine lineare, zeitinvariante Regelstrecke n -ter Ordnung mit einem Ein- und einem Ausgang lässt sich in vektorieller Form folgendermaßen darstellen:

$$\mathbf{x}'(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{b}u(t) \quad (\text{Gl. 9})$$

$$y(t) = \mathbf{c}^T \mathbf{x}(t) \quad (\text{Gl. 10})$$

Führt man jede einzelne Zustandsgröße mit einem P-Regler auf den Eingang der Strecke zurück, ergibt sich für die Stellgröße $u(t)$

$$u(t) = -\mathbf{b}\mathbf{k}^T \quad (\text{Gl. 11})$$

und damit für die Gleichung des geregelten Systems aus Gl. 9 und Gl. 11:

$$\mathbf{x}'(t) = [\mathbf{A} - \mathbf{b}\mathbf{k}^T] \cdot \mathbf{x}(t) \quad (\text{Gl. 12})$$

Bild 17 zeigt eine schematische Darstellung einer Zustandsregelung in der Blockdarstellung, wobei man die Gesamtheit der proportionalen Rückführungen der einzelnen Zustandsgrößen als „Zustandsregler“ bezeichnet.

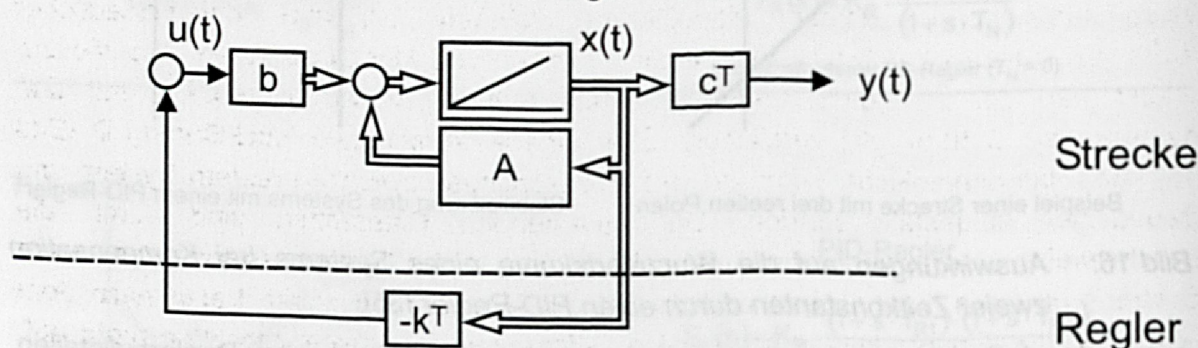


Bild 17: Schematische Darstellung eines Zustandsreglers

Durch die Wahl der Rückführparameter \mathbf{k}^T können die Pole der geregelten Strecke weitgehend frei durch die Vorgabe der Eigenwerte der Matrix $[\mathbf{A} - \mathbf{b}\mathbf{k}^T]$ festgelegt werden. Selbstverständlich müssen die Pole aus Stabilitätsgründen links der imaginären Achse platziert werden. Des Weiteren sind bei der Wahl der Pole Einschränkungen mit Hinblick auf die Begrenzungen von Stellsignalen zu berücksichtigen. Theoretisch wäre es ideal, die Pole sehr weit nach links zu legen, jedoch führt eine solche Wahl zu hohen Stellimpulsen und Anfangsspendelungen. Aus diesen Gründen ist im Allgemeinen nur eine mäßige Linksverschiebung der Pole möglich. Für die Wahl der Eigenwerte lassen sich kaum genauere Angaben machen, da sie sehr von den speziellen Gegebenheiten der Strecke abhängt. Durch Simulation entsprechender Reglerentwürfe am Rechner und einer Betrachtung der Steuer- und Ausgangsgrößen lassen sich jedoch iterativ geeignete Parameter finden [35].

3.2.6 Beobachter

Für den Entwurf eines Zustandsreglers müssen sämtliche Zustandsvariablen zur Verfügung stehen. Diese Voraussetzung ist im Allgemeinen nicht erfüllt, da eine Erfassung aller Zustandsvariablen nur bei einer physikalischen Modellbildung überhaupt möglich und in den meisten Fällen zu aufwändig ist. Üblicherweise wird nur die Ausgangsgröße messtechnisch erfasst, eventuell noch zusätzliche, leicht zu messende Streckengröße. Die einzelnen Messgrößen sind Linearkombinationen der Zustandsvariablen, was durch den Zusammenhang $\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t)$ ausgedrückt wird [36].

Zur Berechnung der fehlenden Zustandsgrößen wird die Strecke in geeigneter Weise durch ein mathematisches Modell beschrieben. Dieses dient als Grundlage für die Nachbildung des Streckenverhaltens durch den sogenannten Beobachter, der beispielsweise auf einem Mikrocontroller realisiert werden kann. Der Steuervektor der realen Strecke ist gleichzeitig dem Streckenmodell als Eingangsvektor zur Verfügung zu stellen, um eine korrekte Berechnung der einzelnen Streckenzustände zu gewährleisten. Das parallel zum realen System arbeitende Streckenmodell wird als Beobachter bezeichnet und stellt die messtechnisch nicht zu erfassenden Zustandsgrößen zur Verfügung.

Trotz hinreichend exakter Modellierung können aufgrund unterschiedlicher Anfangszustände Abweichungen zwischen Strecke und Modell auftreten. Aus diesem Grund wird der aus dem Modell gebildete Ausgangsvektor $\tilde{y}(t) = C\tilde{x}(t)$ mit den gemessenen Größen $y(t)$ verglichen. Über eine entsprechende Rückführung D (Bild 18) kann das dynamische Verhalten der Abweichungen zwischen realem System und Beobachter eingestellt werden. Die auftretenden Differenzen sind durch die üblicherweise unterschiedlichen Anfangsbedingungen der Systemzustände des realen Systems und des Beobachters bedingt. Ist die Modellierung exakt, treten nach dem Abklingen der Einschwingvorgänge keine Differenzen der Ausgangsgrößen mehr auf, die Zustandsgrößen des Systems und des Beobachters stimmen dann trotz unterschiedlicher Anfangsbedingungen überein [71].

Der Beobachter wird, wenn man ein System mit nur einem Ein- und einem Ausgang betrachtet, wie es für viele Anwendungen ausreichend ist, durch die Differentialgleichung

$$\dot{\hat{x}}(t) = A\hat{x}(t) + bu(t) + d[y(t) - c^T \hat{x}(t)] \quad (\text{Gl. 13})$$

beschrieben. Dabei reduzieren sich die Matrizen B , C , und D auf Vektoren und die Vektoren $u(t)$ und $y(t)$ auf Skalare.

Daraus ergibt sich für den Beobachtungsfehler $\varepsilon = x(t) - \hat{x}(t)$ die Beschreibung

$$\varepsilon'(t) = (A - dc^T) \cdot \varepsilon(t). \quad (\text{Gl. 14})$$

Die Beobachterdynamik kann also – eine vollständig beobachtbare Strecke vorausgesetzt – durch die Wahl der Parameter d beliebig vorgegeben werden, zumindest innerhalb technisch vernünftiger Grenzen. Der durch die unterschiedlichen Anfangswerte bedingte Fehler strebt gegen Null, solange die Lösungen von

$$\det \{ s \cdot I - [A - dc^T] \} = 0 \quad (\text{Gl. 15})$$

nur negative Realteile haben. Durch die Anregung mit dem gleichen Steuersignal $u(t)$ und die Differenzbildung verschwindet der Einfluss der Führungsgröße; durch diese wird also kein Beobachtungsfehler angeregt. Störeinflüsse am realen System jedoch führen zu einem Beobachtungsfehler, da diese naturgemäß dem Modell nicht als Eingangssignale zur Verfügung stehen [71].

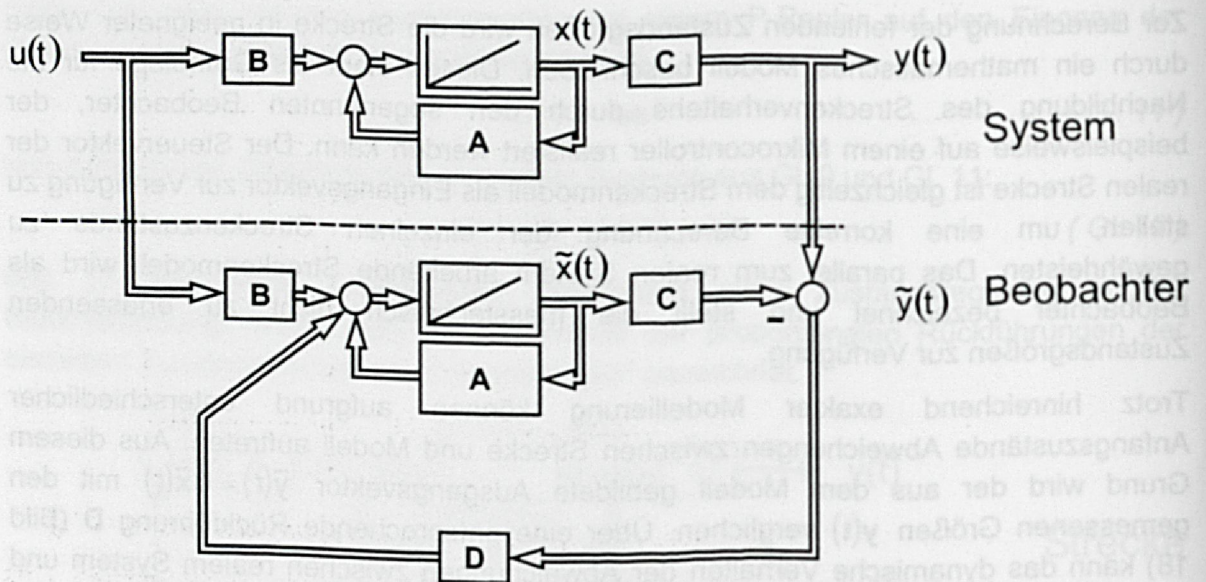


Bild 18: Schematische Darstellung einer Strecke mit Beobachter

Der Entwurf eines Zustandsreglers erfolgt also im Normalfall in zwei Schritten: Zuerst wird der Rückführvektor \mathbf{k}^T bestimmt, wobei man ignoriert, dass nicht alle benötigten Zustände des Systems messtechnisch erfassbar sind. In einem zweiten Schritt wird ein Beobachter entworfen, der zumindest näherungsweise die noch fehlenden Zustandsgrößen liefert. Diese beiden Entwurfsschritte sind nach dem Separationstheorem völlig voneinander unabhängig, die durch den Vektor \mathbf{k}^T gewählten Eigenwerte des Systems werden durch die anschließende Einführung des Korrekturvektors \mathbf{d} nicht beeinflusst [36].

Der Entwurf von Regelungskonzepten ist im Allgemeinen schon allein durch die Algebraisierung der Differentialgleichungen mittels der Laplace-Transformation im Frequenzbereich wesentlich einfacher und überschaubarer als im Zeitbereich. Die Ergebnisse des Reglerentwurfs können dann wieder im Zeitbereich anhand von Sprungantworten oder anderer Reaktionen beurteilt werden [71].

Um den Entwurf eines Zustandsreglers im Frequenzbereich durchführen zu können, muss man die Regelkreisstruktur von Bild 17 kombiniert mit dem Beobachter aus Bild 18 durch Übertragungsfunktionen darstellen. Beschränkt man sich auf Systeme mit einer Eingangs- und einer Ausgangsgröße, erhält man skalare Übertragungsfunktionen, im allgemeinen Fall Übertragungsmatrizen.

Der Beobachter hat als Eingangsgrößen sowohl die Steuergröße $u(t)$ sowie die Ausgangsgröße $y(t)$ und kann folglich durch die Summe zweier Übertragungsfunktionen $F_u(s)$ und $F_y(s)$ beschrieben werden, die beide das gleiche Nennerpolynom $\Delta(s)$ aufweisen. Das entsprechende Blockschaltbild ist in Bild 19 dargestellt.

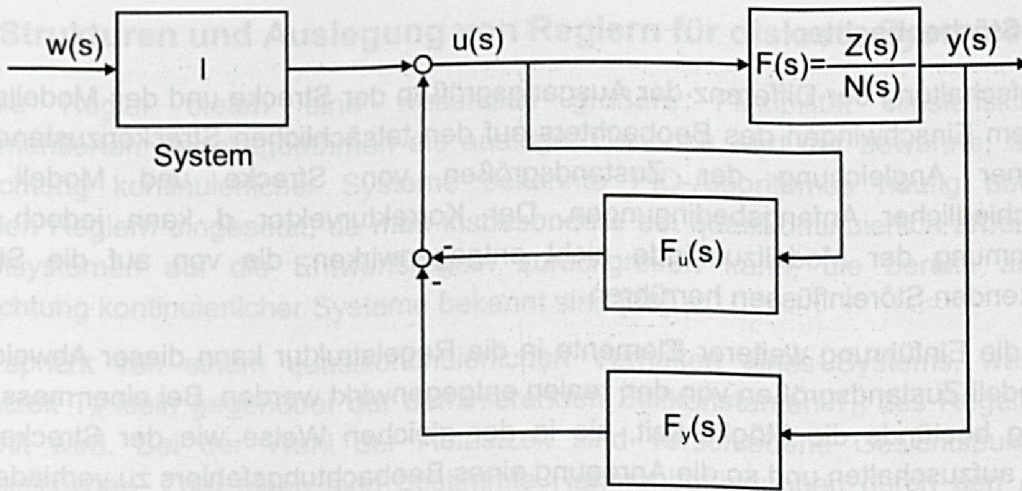


Bild 19: Blockdarstellung einer Zustandsregelung mit Übertragungsfunktionen [71]

Durch das Auflösen der inneren Schleife kann die Darstellung vereinfacht werden. Das Übertragungsverhalten $F_i(s)$ der Schleife lässt sich mit dem Zusammenhang

$$F_i(s) = \frac{1}{1 + F_u(s)} \quad (\text{Gl. 16})$$

berechnen.

Mit den Bezeichnungen

$$F_u(s) = \frac{Z_u(s)}{\Delta(s)} \text{ und } \Delta(s) + Z_u(s) = N_R(s) \quad (\text{Gl. 17})$$

ergibt sich ein einschleifiger Regelkreis entsprechend der Darstellung in Bild 20. Der Führungsgrößenformer I dient dazu, den stationären Endwert der Ausgangsgröße an den Sollwert anzupassen.

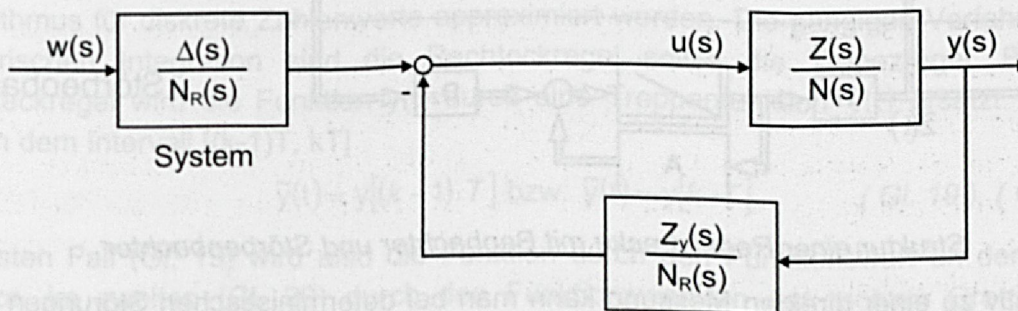


Bild 20: Vereinfachtes Blockschaltbild zum Zustandsreglerentwurf [71]

Die Entwurfsgleichung ist nach [71] durch

$$N(s) \cdot N_R(s) + Z(s) \cdot Z_y(s) = \Delta(s) \cdot \tilde{N}(s) \quad (\text{Gl. 18})$$

gegeben, wobei $N(s)$ bzw. $Z(s)$ den Nenner bzw. Zähler der Streckenübertragungsfunktion bezeichnen. Die Pole des Beobachters $\Delta(s)$ und die Pollen des geschlossenen Regelkreises $\tilde{N}(s)$ können beliebig vorgegeben werden.

3.2.7 Störbeobachter

Die Aufschaltung der Differenz der Ausgangsgrößen der Strecke und des Modells führt zu einem Einschwingen des Beobachters auf den tatsächlichen Streckenzustand, d.h. zu einer Angleichung der Zustandsgrößen von Strecke und Modell trotz unterschiedlicher Anfangsbedingungen. Der Korrekturvektor \mathbf{d} kann jedoch einer Verstimmung der Modellzustände nicht entgegenwirken, die von auf die Strecke einwirkenden Störeinflüssen herrühren.

Durch die Einführung weiterer Elemente in die Regelstruktur kann dieser Abweichung der Modell-Zustandsgrößen von den realen entgegenwirkt werden. Bei einer messbaren Störung bestünde die Möglichkeit, sie in der gleichen Weise wie der Strecke dem Modell aufzuschalten und so die Anregung eines Beobachtungsfehlers zu verhindern.

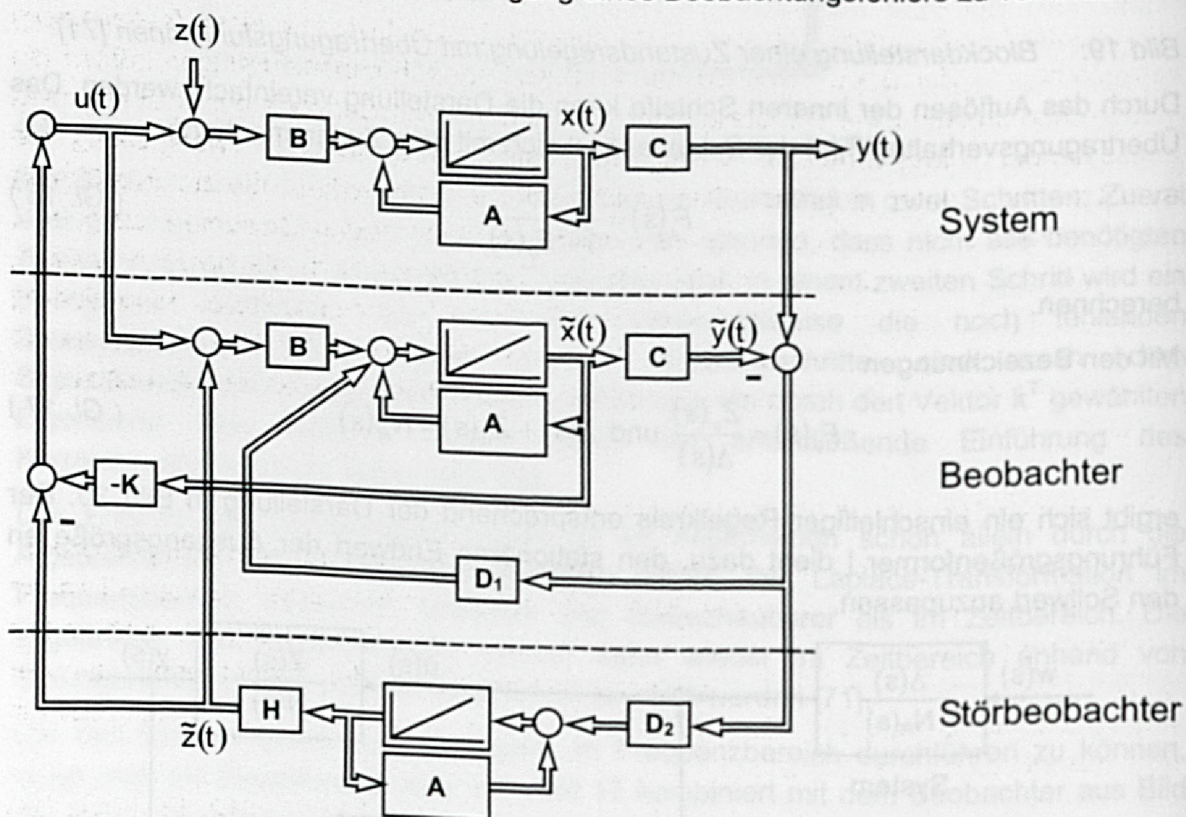


Bild 21: Struktur einer Regelstrecke mit Beobachter und Störbeobachter

Alternativ zu einer direkten Messung kann man bei deterministischen Störungen durch die Integration eines Modells der auftretenden Störung in die Regelungsstruktur eine Verbesserung des Regelergebnisses erzielen. Analog zum Beobachter, der Schätzwerte für die einzelnen Zustandsgrößen der Regelstrecke liefert, berechnet der Störbeobachter Schätzwerte für die auftretende Störung, welche dann Strecke und Modell aufgeschaltet werden. Bei exakter Nachbildung der Störgröße verschwindet dann der durch die Störung verursachte Schätzfehler asymptotisch [71].

3.3 Strukturen und Auslegung von Reglern für diskrete Systeme

Digitale Regler bieten eine wesentlich größere Flexibilität hinsichtlich der implementierten Regelalgorithmen als analoge. Dennoch wird der bewährte, aus der Betrachtung kontinuierlicher Systeme bekannte PID-Algorithmus häufig auch bei digitalen Reglern eingesetzt, da man insbesondere bei quasikontinuierlich arbeitenden Abtastsystemen auf die Entwurfsregeln zurückgreifen kann, die bereits aus der Betrachtung kontinuierlicher Systeme bekannt sind [38].

Man spricht von einem quasikontinuierlichen Verhalten eines Systems, wenn die Abtastzeit T_A klein gegenüber der dominierenden Zeitkonstanten T_D des Regelkreises gewählt wird. Bei der Wahl der Abtastzeit sind verschiedene Gesichtspunkte zu berücksichtigen. Zum einen sind bestimmte Rahmenbedingungen durch den Aufbau des technischen Systems gegeben, zum anderen ist die Dynamik eines Regelkreises von entscheidender Bedeutung. Zu den technischen Rahmenbedingungen zählen die Messeinrichtungen sowie die Stellglieder. Werden von der Sensorik nur in bestimmten Zeitabständen Messwerte zur Verfügung gestellt, wird dadurch zwangsläufig die Abtastzeit nach unten begrenzt. Das gleiche gilt bei Stellgliedern, die zur Ausführung eine bestimmte Zeit benötigen, da es sinnlos ist, einen neuen Stellbefehl zu geben, bevor der alte verarbeitet ist. Hinsichtlich der Dynamik ist $T_A=0$ die beste Abtastzeit, jedoch erfolgt ab einem gewissen Wert von T_A auch bei einer weiteren Reduzierung keine nennenswerte Verbesserung des Regelverhaltens mehr. Im Allgemeinen ist ein Verhältnis $T_A/T_D = 1/10$ ausreichend, um die nachteiligen Folgen der Abtastung zu unterbinden [38].

3.3.1 Quasikontinuierliche Abtastregelung

Zur Implementierung eines kontinuierlich entworfenen Reglers auf einem Digitalrechner muss zum einen die kontinuierliche Integration durch einen entsprechenden Algorithmus für diskrete Zahlenwerte approximiert werden. Die gängigen Verfahren zur numerischen Integration sind die Rechteckregel sowie die Trapezregel. Bei der Rechteckregel wird die Funktion $y(t)$ durch eine Treppenfunktion $\tilde{y}(t)$ ersetzt. Es gilt also in dem Intervall $[(k-1)T, kT]$

$$\tilde{y}(t) = y[(k-1) \cdot T] \text{ bzw. } \tilde{y}(t) = y[k \cdot T]. \quad (\text{Gl. 19}), (\text{Gl. 20})$$

Im ersten Fall (Gl. 19) wird also die Funktion durch den Funktionswert an der linken Grenze, im zweiten (Gl. 20) durch den Funktionswert an der rechten Grenze des betrachteten Intervalls ersetzt. Für das Integral $u(k \cdot T)$ gilt dann

$$u(k \cdot T) = u[(k-1) \cdot T] + T \cdot y[(k-1) \cdot T] \text{ bzw. } u(k \cdot T) = u[(k-1) \cdot T] + T \cdot y[k \cdot T], \quad (\text{Gl. 21}), (\text{Gl. 22})$$

je nachdem, ob der Funktionswert an der linken oder rechten Grenze gewählt wurde. Dementsprechend werden diese Zusammenhänge auch als linksseitige bzw. rechtsseitige Rechteckformel bezeichnet [8].

Bildet man die Z-Transformierten der Differenzengleichungen und vergleicht die gewonnenen Übertragungsfunktionen im z-Bereich mit der Übertragungsfunktion des kontinuierlichen Integrators, ergeben sich unterschiedliche Formeln für die Substitution der Laplace-Variablen s einer kontinuierlichen Übertragungsfunktion durch eine Funktion von z zur Gewinnung einer diskreten Übertragungsfunktion. Im ersten Fall (Gl. 21) gilt die Substitution [57]

$$s \rightarrow \frac{z-1}{T} \quad (\text{Gl. 23})$$

und im zweiten (Gl. 22)

$$s \rightarrow \frac{z-1}{T \cdot z} \quad (\text{Gl. 24})$$

Ein weiteres Verfahren zur numerischen Integration ist die sogenannte Trapezregel. Bei diesem Verfahren würde ein Polygonzug mit den Knickstellen bei ganzzahligen Vielfachen der Abtastzeit T_A exakt integriert [8].

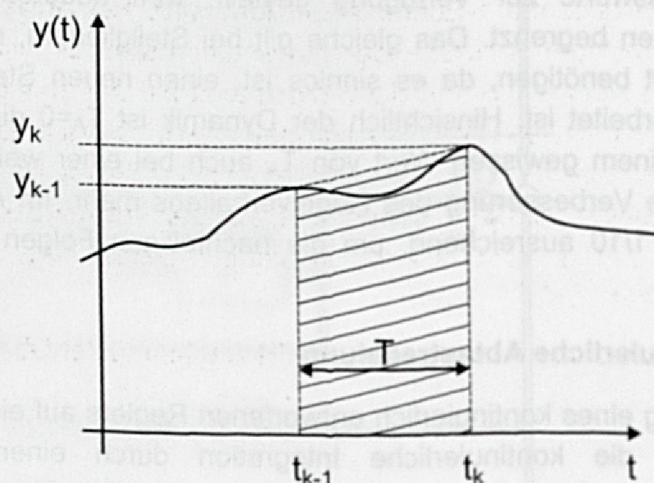


Bild 22: Integration mit der Trapezregel

Mit Bild 22 ergibt sich für das Integral über $y(t)$ zum Zeitpunkt $t_k = kT$:

$$u(k \cdot T) = u[(k-1) \cdot T] + \int_{(k-1)T}^{k \cdot T} y(\tau) d\tau \quad (\text{Gl. 25})$$

und damit die rekursive Differenzengleichung

$$u(k \cdot T) \approx u[(k-1) \cdot T] + \frac{T}{2} \cdot \{ y(k \cdot T) + y[(k-1) \cdot T] \} \quad (\text{Gl. 26})$$

Durch die z-Transformation dieser Differenzengleichung

$$\mathcal{Z}\{y^*(k)\} = \sum_{k=0}^{\infty} y^*(k) \cdot z^{-k} \equiv y^*(z) \quad (\text{Gl. 27})$$

ergibt sich die Übertragungsfunktion des digitalen Integrators [71]

$$\frac{u^*(z)}{y^*(z)} = \frac{T}{2} \cdot \frac{z+1}{z-1} \quad (\text{Gl. 28})$$

Im Sinne der obigen Näherung kann man damit aus einer Übertragungsfunktion $F(s)$ durch die Substitution

$$s = \frac{2}{T} \cdot \frac{z-1}{z+1} \quad (\text{Gl. 29})$$

die zugehörige Übertragungsfunktion $F^*(z)$ errechnen. Dieser Zusammenhang wird als Tustin-Formel bezeichnet.

Bei der Anwendung dieser Substitutionen, die für kleine Abtastzeiten und langsame Änderungen der Eingangssignale zulässig sind, ist die Stabilität der errechneten, diskreten Übertragungsfunktion zu prüfen. Wendet man die drei dargestellten Substitutionen auf den stabilen Bereich der s -Ebene an, so ist festzustellen, dass sich bei der Anwendung der linkseitigen Rechteckformel auch bei einem stabilen, kontinuierlichen System ein instabiles, diskretes Modell ergeben kann, da die linke s -Halbebene auf die gesamte z -Ebene abgebildet wird. Bei Anwendung der auf der rechtsseitigen Rechteckformel beruhenden Substitution wird die linke s -Halbebene auf einen Kreis mit dem Radius 0.5 und dem Mittelpunkt bei 0.5 abgebildet. Daraus folgt, dass ein stabiles, kontinuierliches System bei dieser Substitution stets zu einem stabilen, diskreten Modell führt, da der Bildbereich der linken Halbebene vollständig innerhalb des Einheitskreises der z -Ebene liegt. Bei der Anwendung der Tustin-Formel wird die linke s -Halbebene gerade auf den stabilen Bereich der z -Ebene, also den Einheitskreis abgebildet [38].

Für den in der Praxis weitverbreiteten, stetigen PI-Regler mit der Übertragungsfunktion

$$F_R(s) = K_{PR} \cdot \frac{1 + sT_N}{sT_N} \quad (\text{Gl. 30})$$

erhält man mit der Tustin-Formel die Übertragungsfunktion im z -Bereich [71]:

$$F_R^*(z) = \frac{b_1 + b_0 z^{-1}}{1 + c_0 z^{-1}} \quad (\text{Gl. 31})$$

mit den Koeffizienten

$$b_1 = K_{PR} \cdot \left(1 + \frac{T}{2 \cdot T_N}\right), \quad b_0 = -K_{PR} \cdot \left(1 - \frac{T}{2 \cdot T_N}\right), \quad c_0 = -1.$$

Mit diesen Zusammenhängen können die Parameter eines kontinuierlichen PI-Reglers auf einfache Weise in die zur Implementierung eines digitalen Reglers notwendigen Koeffizienten des digitalen Modells umgerechnet werden.

3.3.2 Entwurf eines Zustandsreglers auf endliche Einstellzeit

Ein Ziel einer Regelung ist im Allgemeinen, dass die Ausgangsgröße des zu regelnden Systems der Führungsgröße möglichst gut folgt. Bei einer Änderung der Führungsgröße soll sich der Ausgangswert in möglichst kurzer Zeit auf den neuen Sollwert einstellen. Durch konventionelle Regler ist diese Forderung nicht exakt zu erfüllen, da bei den klassischen Reglertypen, wie PI- und PID-Regler, die Regelgröße zwar für $t \rightarrow \infty$ gegen den gewünschten Sollwert strebt, ihn aber in endlicher Zeit nie exakt erreicht [36].

Im Unterschied zu den konventionellen Reglern ist eine endliche Einstellzeit, also das exakte Erreichen des Sollwertes in endlicher Zeit, mit einer Abtastregelung realisierbar. Die Einstellzeit setzt sich aus einer eventuell vorhandenen Totzeit und der n -fachen Abtastzeit zusammen, wobei n die Ordnung des Systems ist. In der Praxis kann die Einstellzeit jedoch nicht beliebig klein gewählt werden, da dies Änderungen der Stellgröße erfordern würde, die aufgrund der Begrenzungen der Stellglieder, wie sie in technischen Realisierungen stets auftreten, nicht möglich sind.

Zum Reglerentwurf geht man von der Differenzengleichung

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}u(k) \quad (\text{Gl. 32})$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{C}\mathbf{x}(k) \quad (\text{Gl. 33})$$

mit $k = 0, 1, 2, \dots$ aus. Für den Sonderfall des Eingrößensystems, also einer Strecke mit einer Ein- und einer Ausgangsgröße, lässt sich die auf einen Zeilenvektor \mathbf{k}^T reduzierte Matrix \mathbf{K} nach [36] auf die folgende Art und Weise bestimmen. Zur Berechnung der Reglerparameter wird die Steuerbarkeitsmatrix \mathbf{Q} des Systems mit Hilfe der Beziehung:

$$\mathbf{Q} = [\mathbf{b}, \mathbf{A}\mathbf{b}, \dots, \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{b}] \quad (\text{Gl. 34})$$

gebildet.

Bezeichnet man die letzte Zeile der inversen Steuerbarkeitsmatrix \mathbf{Q}^{-1} mit \mathbf{q}^T , so lässt sich der Regelvektor aus der Beziehung

$$\mathbf{k}^T = \mathbf{q}^T \mathbf{A}^n \quad (\text{Gl. 35})$$

berechnen [36]. Voraussetzung für die Anwendbarkeit dieses Verfahrens ist, dass die Matrix \mathbf{Q} vollen Rang hat, das System also steuerbar ist.

Der Entwurf des Beobachters erfolgt analog. Beschränkt man sich wieder auf ein Eingrößensystem, gilt für die Berechnung der auf einen Zeilenvektor \mathbf{d}^T reduzierten Korrekturmatrix \mathbf{D} zur Angleichung der unterschiedlichen Anfangsbedingungen von System und Beobachter ebenfalls Gl. 35. Es ist lediglich der Regelvektor \mathbf{k}^T durch \mathbf{d}^T , \mathbf{b} durch \mathbf{c}^T und die Systemmatrix \mathbf{A} durch ihre Transponierte zu ersetzen [36].

3.4 Nichtlineare Regelungen

Bei den bisher beschriebenen, regelungstechnischen Verfahren wurde stets ein lineares, zeitinvariantes Verhalten der zu regelnden Systeme vorausgesetzt. Dies gestattet die mathematische Beschreibung des Übertragungsverhaltens mit linearen Differential- oder Differenzengleichungen, wobei die Berechnungen durch eine Transformation in den Laplace- oder z-Bereich vereinfacht werden können [57].

Man spricht von linearen Übertragungssystemen oder -elementen, wenn für beliebig wählbare Eingangsgrößen x_e sowohl das Verstärkungsprinzip

$$k \cdot f(x_e) = f(k \cdot x_e) \quad (\text{Gl. 36})$$

als auch das Überlagerungsprinzip

$$f(x_{e1}) + f(x_{e2}) = f(x_{e1} + x_{e2}) \quad (\text{Gl. 37})$$

gelten. Beispiele für lineare Operationen sind Addition, Subtraktion, Differentiation und Integration. Alle Übertragungselemente, die den in Gl. 36 und Gl. 37 formulierten Prinzipien nicht genügen, haben ein nichtlineares Verhalten. In der Praxis treten häufig nichtlineare Übertragungselemente auf, deren Verhalten bei Entwicklung des Regelkreises berücksichtigt werden muss. Beispiele hierfür sind Elemente mit Begrenzung, Multiplikation und Division.

Nichtlineare Elemente können nach folgenden Eigenschaften unterschieden werden [57]: analytische, stückweise lineare und mehrdeutige Funktionen. Analytische Funktionen sind differenzierbar, so dass für jeden Wert der Eingangsgrößen eine Tayloreihe entwickelt werden und somit das System in der Umgebung eines Arbeitspunkts linearisiert werden kann. Bei stückweise linearen Funktionen gelten lineare Beziehungen zwischen Ein- und Ausgangsgröße für bestimmte Bereiche, die Funktionen sind aber nicht an allen Stellen differenzierbar. Das Zeitverhalten solcher Systeme kann für die linearen Teilbereiche berechnet und die Teillösungen zusammengesetzt werden. Durch mehrdeutige Funktionen können Elemente mit Hysterese, die beispielsweise bei elektromagnetischen, elastischen und mechanischen Übertragungselementen auftreten kann, mathematisch formuliert werden. Bei diesen Funktionen hängt der Funktionswert nicht allein vom aktuellen Wert des Eingangssignals, sondern auch von seinem bisherigen Verlauf ab. Im Folgenden sollen die wichtigsten Verfahren zur Linearisierung von Regelstrecken [57] zusammengefasst werden.

Linearisierung mit inversen Kennlinien

Voraussetzung zur Anwendung dieses Verfahrens ist, dass das nichtlineare Element eine eindeutige, invertierbare Kennlinie besitzt. In Reihe zu dem nichtlinearen Element wird dann eine weiteres geschaltet, das die inverse Kennlinie aufweist, wodurch ein lineares Übertragungsverhalten für das Gesamtsystem erreicht wird.

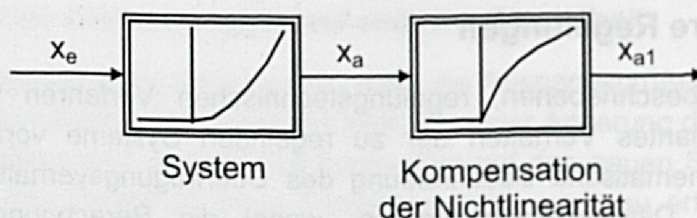


Bild 23: Blockschaltbild zur Linearisierung mit der inversen Kennlinie

Linearisierung durch Rückführung

Bei diesem Verfahren wird die Ausgangsgröße des nichtlinearen Elements zurückgeführt und mit der Eingangsgröße verglichen. Bei großer Verstärkung des Vorwärtszweigs wird, wie bei einem Regelkreis, das Übertragungsverhalten im wesentlichen von der Rückführung bestimmt und nichtlineare Signalverzerrungen damit reduziert.

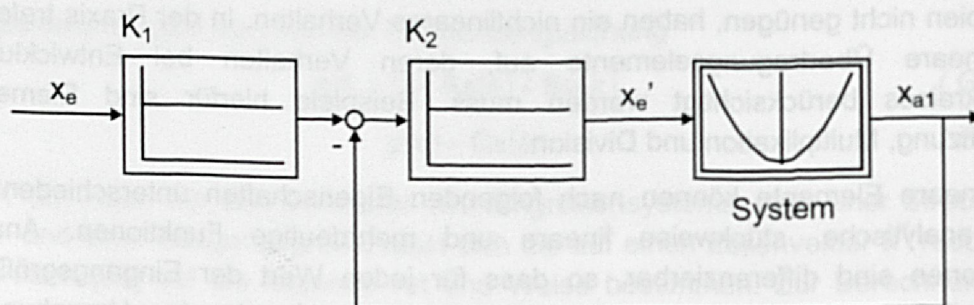


Bild 24: Blockschaltbild zur Linearisierung durch Rückführung

Linearisierung im Arbeitspunkt

Die nichtlineare Funktion eines Übertragungselementes wird in einer Taylorreihe entwickelt, wobei nur der lineare Term, also die erste Ableitung, Berücksichtigung findet. Alle höheren Ableitungen werden vernachlässigt.

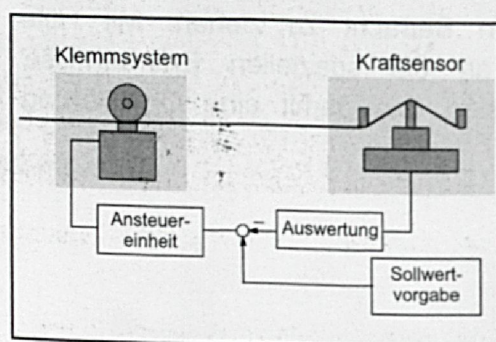
Bei nichtlinearen Kennlinien, die durch Messung ermittelt wurden, erfolgt die Bestimmung der Steigung der Kennlinie durch das Anlegen einer Tangente im Arbeitspunkt. Liegt eine Beschreibung des Systems in Form einer differenzierbaren Funktion vor, wird die Taylorentwicklung der Funktion nach der ersten Ableitung abgebrochen und der Arbeitspunkt eingesetzt. Bei einer Funktion

$$x_a(t) = f(x_{e1}(t), x_{e2}(t), \dots, x_{en}(t)) \quad (\text{Gl. 38})$$

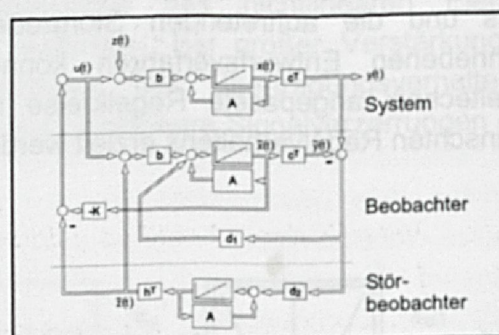
mit mehreren Eingangsvariablen wird die Summe der partiellen Ableitungen im Arbeitspunkt gebildet, also die Funktion durch den Ausdruck

4 Entwicklung und Realisierung innovativer Lösungen zur Optimierung von Drahtzugregelsystemen

Die Drahtzugkraft beeinflusst sowohl die elektrischen Kenngrößen, wie den ohmschen Widerstand, sowie die mechanischen Eigenschaften des Drahtes und die geometrischen Abmessungen der gefertigten Wickelprodukte entscheidend. Jedoch wurden gerade hinsichtlich der Drahtzugregelung bei den handelsüblichen Drahtbremsen weitreichende Defizite festgestellt [83]. Diese äußern sich bei der Bewicklung unrunder Spulenkörper in erheblichen Drahtzugkraftschwankungen, welche durch die während des Wickelvorgangs beschleunigten Massen verursacht werden.



- hohe Dynamik durch geringe bewegte Massen
- einfacher Regelalgorithmus



- Kompensation der systematischen Störungen über Störbeobachter

Reduzierung von Drahtzugkraftschwankungen

- Qualitätssteigerung der Wickelprodukte
- Einhaltung enger Toleranzen der elektrischen und geometrischen Eigenschaften
- geringere mechanische Belastung des Drahtes

Bild 25: Alternative Strategien zur Reduzierung von Drahtzugkraftschwankungen

Um die Drahtzugkraft möglichst konstant zu halten, wurden alternative Konzepte verfolgt. Einer Lösungsansätze besteht darin, die während des Wickelvorgangs zu beschleunigenden Massen so weit als möglich zu reduzieren und im Idealfall nur noch die Masse des Drahtes selbst zu beschleunigen.

Ein anderer Weg zur Optimierung des Drahtzugkraftverlaufs ist, einen an den Wickelprozess angepassten Regelalgorithmus zu verwenden. Da die Hauptstörung im Wesentlichen von der Spulenkörperform und der Drehzahl abhängt und somit im Voraus bekannt ist, kann durch das Aufschalten eines geeigneten Korrektursignals eine Glättung des Drahtzugkraftverlaufs erreicht werden [27].

4.1 Sensorik zur Drahtzugkraftmessung

Wesentliche Voraussetzung für den Aufbau einer geschlossenen Regelstruktur ist die Erfassung der aktuellen Drahtzugkraft. Angesichts der bei den Störungen auftretenden Frequenzen sind sehr hohe Anforderungen an die Dynamik der Sensoren zu stellen.

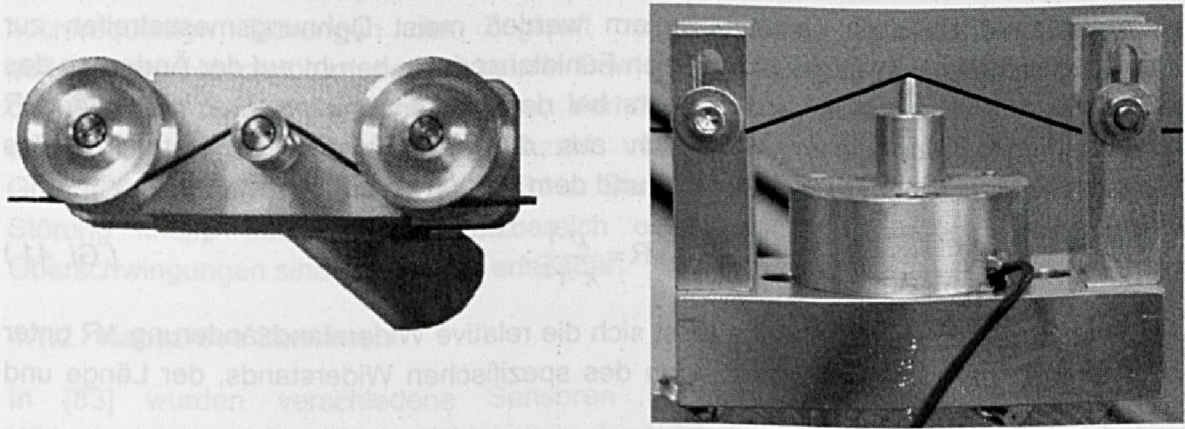


Bild 26: Verschiedene Ausführungsformen von Zugkraftsensoren (Bild: Tensometric, [83])

Zur Messung der aktuellen Drahtzugkraft wird der Draht mittels Umlenkungen um einen Winkel α ausgelenkt. Das führt zu einer Kraftkomponente senkrecht zur Drahtrichtung, die als Maß für die Drahtzugkraft dient. Der Zusammenhang zwischen der wirkenden Drahtzugkraft F_{Zug} und der senkrechten Komponente F_s lässt sich aus den geometrischen Verhältnissen, wie sie in Bild 27 veranschaulicht werden, leicht ableiten.

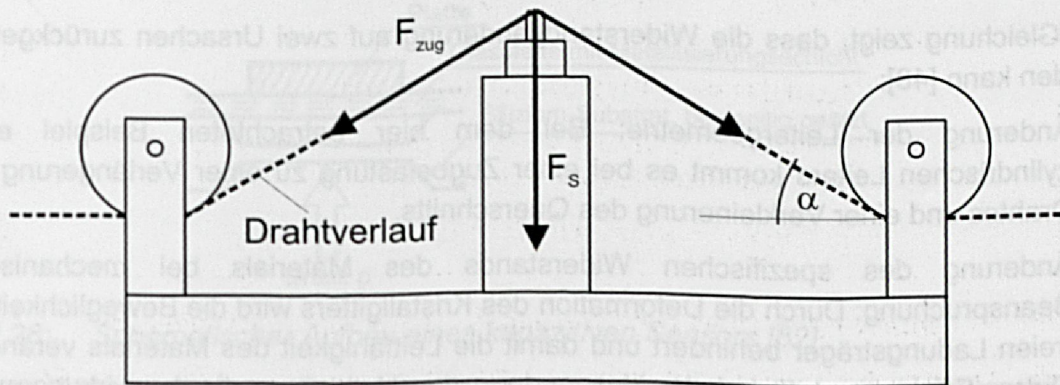


Bild 27: Schematische Darstellung der Kraftverhältnisse bei Auslenkung des Drahtes

Bezeichnet man den Winkel des Drahtes zur Horizontalen mit α , so ergibt sich für die Zugkraft F_{Zug} und ihre senkrechte Komponente F_s der Zusammenhang:

$$F_{\text{Zug}} = \frac{F_s}{2 \cdot \sin \alpha} \quad (\text{Gl. 40})$$

Im Allgemeinen müssen die Sensoren für die Zugkraftmessung vor ihrem Einsatz geeicht werden. Hierzu wird der Sensor durch das Anhängen eines Eichgewichts an

den zwischen Vorratsrolle und Sensor geklemmten Draht mit einer definierten Drahtzugkraft beaufschlagt. Bei dieser Methode der Eichung wird die obige Gleichung bereits implizit berücksichtigt.

4.1.1 Dehnungsmessstreifen

In den handelsüblichen Drahtzugreglern werden meist Dehnungsmessstreifen zur Drahtzugkraftmessung eingesetzt. Deren Funktionsprinzip beruht auf der Änderung des elektrischen Widerstandes jedes Leiters bei dessen Deformation. Der Widerstand R eines zylindrischen Leiters lässt sich aus dem spezifischen Widerstand ρ des Leitermaterials, der Länge des Leiters l und dem Radius r berechnen:

$$R = \frac{\rho \cdot l}{\pi \cdot r^2} \quad (\text{Gl. 41})$$

Mit Hilfe dieses Zusammenhangs lässt sich die relative Widerstandsänderung ΔR unter Verwendung der partiellen Ableitungen des spezifischen Widerstands, der Länge und des Radius angeben [48]:

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{1}{R} \left[\frac{\partial R}{\partial \rho} \cdot \Delta \rho + \frac{\partial R}{\partial l} \cdot \Delta l + \frac{\partial R}{\partial r} \cdot \Delta r \right] = \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta l}{l} - \frac{2 \cdot \Delta r}{r} = \left[\frac{\Delta \rho / \rho}{\varepsilon} + 1 + 2 \cdot \mu \right] \cdot \varepsilon = k \cdot \varepsilon, \quad (\text{Gl. 42})$$

wobei ε für die relative Längenänderung $\Delta l / l$ und $\mu = -(\Delta r / r) / (\Delta l / l)$ die Poisson-Zahl, also den Zusammenhang zwischen Quer- und Längsdehnung, steht. Der Faktor k als Abkürzung für den Ausdruck $((\Delta \rho / \rho) / \varepsilon) + 1 + 2 \cdot \mu$ wird als Dehnungsempfindlichkeit bezeichnet und ist im verwendeten Bereich der Dehnung weitgehend konstant. Die Widerstandsänderung ist also der Dehnung proportional.

Die Gleichung zeigt, dass die Widerstandsänderung auf zwei Ursachen zurückgeführt werden kann [48]:

- Änderung der Leitergeometrie: Bei dem hier betrachteten Beispiel eines zylindrischen Leiters kommt es bei einer Zugbelastung zu einer Verlängerung des Drahtes und einer Verkleinerung des Querschnitts.
- Änderung des spezifischen Widerstands des Materials bei mechanischer Beanspruchung: Durch die Deformation des Kristallgitters wird die Beweglichkeit der freien Ladungsträger behindert und damit die Leitfähigkeit des Materials verändert. Dieser Effekt übertrifft bei der Verwendung von Halbleitern die Auswirkungen der Geometrieänderung bei weitem.

Als Widerstandsmaterial kommen Metalle und Halbleiter zum Einsatz. Für DMS aus Konstantan gilt $k \approx 2$. DMS aus Halbleitermaterial können sehr hohe k -Werte von bis zu 200 aufweisen, die auf die Veränderung des spezifischen Widerstands bei Verformung zurückzuführen sind [48].

Die Eigenfrequenz gängiger Dehnungsmessstreifen liegt bei etwa 500 Hz. Um Beschädigungen des Sensors zu vermeiden, darf die Frequenz der zu messenden

Signale 20% der Eigenfrequenz nicht überschreiten. Treten Anteile mit höherer Frequenz im Messsignal auf, muss der Messstreifen mit einer entsprechenden Dämpfung ausgestattet werden, die allerdings den Nachteil einer Phasenverschiebung zwischen Eingangs- und Ausgangssignal mit sich bringt. [20].

Dies ist bei den im Wickelprozess üblichen Drehzahlen nicht mehr ausreichend, um die hochfrequenten Störungen der Zugkraft zu erfassen. Die Grundfrequenz der auftretenden Hauptstörung beträgt bei der Bewicklung eines Körpers mit quadratischem Querschnitt aufgrund der geometrischen Verhältnisse das Vierfache der Drehzahl. So ergibt sich bereits bei einer Drehzahl von 2000 U/min, also 33.3 U/s, eine Grundfrequenz der Störung von 133.3 Hz. Damit liegt bereits die Grundfrequenz der Störung knapp über dem Einsatzbereich eines solchen Sensors, die weiteren Oberschwingungen sind somit nicht erfassbar.

4.1.2 Kapazitive Sensoren

In [83] wurden verschiedene Sensoren mit unterschiedlichen physikalischen Wirkprinzipien auf ihre Einsatzfähigkeit in der Wickeltechnik untersucht. Dabei haben sich kapazitive Sensoren als besonders geeignet herausgestellt, da sie sowohl statische als auch dynamische Zugkraftanteile driftfrei erfassen können.

Kapazitive Kraft- bzw. Drucksensoren werten die Kapazitätsänderung einer Membrane in Folge einer Durchbiegung gegenüber einer parallelen anderen Platte als Sensoreffekt aus. Die Membran wird dazu als Kondensatorplatte ausgebildet. Die auftretenden Kapazitätsänderungen sind sehr gering und werden deshalb durch eine geeignete, integrierte Verarbeitungselektronik aufbereitet [62]. Den schematischen Aufbau eines solchen Sensors zeigt Bild 28.

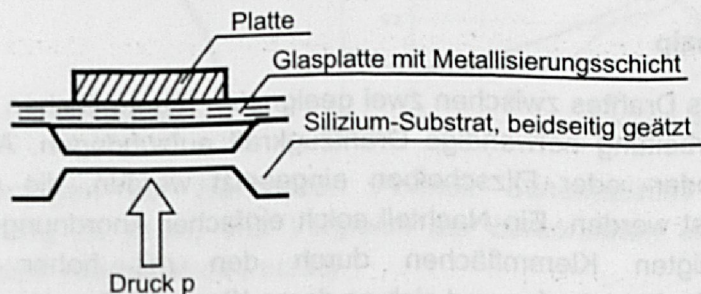


Bild 28: Schematischer Aufbau eines kapazitiven Sensors [62]

Der in [83] ausgewählte kapazitive Sensor wird durch einen integrierten Faradaykäfig gegen äußere elektrische Felder abgeschirmt. Das Ausgangsmaterial des Sensors ist monokristallines Silizium, das sich aufgrund seiner Elastizitätseigenschaften für die Herstellung eines Kraftsensors besonders eignet. Der Sensor besteht aus einem Siliziumgrundkörper und einer Siliziummembran, die am Rande mit dem Grundkörper mechanisch und elektrisch verbunden ist. Im Inneren dieser Messzelle befindet sich eine Kavität, auf deren Innenseite eine isolierende Schicht aus SiO_2 abgeschieden wurde. Auf dieser Isolationsschicht sind die Messelektroden angebracht, die wiederum von einer leitenden Siliziumschicht umgeben sind, die ihrerseits einen Faradaykäfig

bildet. Der Abstand der Messelektroden beträgt 5 μm , die Kapazität 5pF. Dadurch wird eine nahezu wegfremie Kraftmessung ermöglicht. Da das Silizium als einheitlicher Kristall und nicht als p-n-Übergang verwendet wird, treten keine temperaturabhängigen Halbleitereffekte auf. Eventuelle Temperaturänderungen wirken sich nur hinsichtlich der thermischen Ausdehnung aus, so dass im Allgemeinen keine Temperaturkompensation notwendig ist [40].

Durch eine an den Sensor angepasste Auswerteschaltung werden die durch die Krafteinwirkung bedingten Änderungen der Kapazität in ein Spannungssignal umgewandelt. Dieses kann mit entsprechender Software kalibriert und je nach Bedarf am Bildschirm dargestellt oder in Tabellenform abgespeichert werden. Der Linearitätsfehler des Sensors liegt unter 1%, solange die Durchbiegung der Membran unter 60% bleibt und ist damit für die Messung der Drahtzugkraft völlig ausreichend. Soll der Sensor auch für die Messung von Kräften, die zu einer Durchbiegung der Membran über 60% führen, noch eingesetzt werden, kann die Nichtlinearität durch eine entsprechende Kalibrierung der Auswertesoftware korrigiert werden. Die Eigenfrequenz des Sensors wird nur durch die nachfolgende Auswerteschaltung auf etwa 14 kHz begrenzt [83]. Somit ist die Dynamik für die Anwendung in einer Drahtzugregelung völlig ausreichend.

4.2 Einkopplung der Drahtzugkraft

Zur Einkopplung der Drahtzugkraft bieten sich zwei grundsätzliche Möglichkeiten an: das Klemmen des Drahtes zwischen zwei geeigneten Klemmflächen oder ein vom Draht umschlungenes Bremsrad, das mit einem Drehmoment beaufschlagt wird. Beide Alternativen werden im Folgenden dargestellt und erläutert.

4.2.1 Klemmprinzip

Die Klemmung des Drahtes zwischen zwei geeigneten Klemmflächen ist die einfachste Art, die zur Verarbeitung notwendige Drahtzugkraft aufzubringen. Als Klemmflächen können dabei Leder- oder Filzscheiben eingesetzt werden, die durch Federkraft zusammengepresst werden. Ein Nachteil solch einfacher Anordnungen besteht darin, dass die beteiligten Klemmflächen durch den mit hoher Geschwindigkeit durchgezogenen Draht einlaufen und sich so deren Klemmkraft verringert [83].

Durch den Einsatz einer Regelung, welche die Position der Klemmpartner zueinander nachstellt, kann dieser Nachteil weitgehend eliminiert werden [18]. Jedoch ist der Verschleiß bei Verwendung von Filz oder Leder hoch, was Wartungsarbeiten in relativ kurzen Zeitabständen bedingt. Werden stattdessen metallische Materialien verwendet, kann das Einlaufen weitgehend verhindert werden. Allerdings wird dann bei gleicher Zustellung eines der Klemmpartner eine wesentlich größere Kraftänderung hervorgerufen. Durchmesserchwankungen des verarbeiteten Drahtes oder Rauigkeiten der Klemmflächen haben also eine bedeutend stärkere Auswirkung und müssen durch eine entsprechend schnelle Regelung kompensiert werden.

Die Krafteinkopplung in den Draht erfolgt über die Reibung an den Klemmpartnern. Entsprechend dem Reibgesetz [5] gilt für die Drahtzugkraft F_Z :

$$F_Z = \mu \cdot F_N, \quad (\text{Gl. 43})$$

wobei F_N für die Normalkraft, also die Kraft zwischen den beiden Klemmflächen senkrecht zum Drahtverlauf, und μ für den Reibkoeffizienten zwischen Klemmfläche und Draht steht. Für den Reibkoeffizienten μ zwischen Stahl und Kupferlackdraht wurde experimentell ein Wert von 0.2 ermittelt.

Der Zusammenhang zwischen dem Abstand der Klemmflächen und der wirkenden Normalkraft ist nichtlinear und kann mit Hilfe der Hertzschen Formeln angegeben werden [5]. In diesen Zusammenhang gehen sowohl die Geometrie der beteiligten Flächen als auch der Elastizitätsmodul der beteiligten Werkstoffe ein.

Unabhängig von geometrischer Ausführung und dem Elastizitätsmodul lässt sich jedoch generell festhalten, dass

$$\Delta x \sim \sqrt[3]{\Delta F^2} \quad (\text{Gl. 44})$$

gilt. Dabei wird die Verwendung homogenen, isotropen Materials vorausgesetzt. Des Weiteren muss die Abplattung klein gegenüber den Abmessungen der beteiligten Körper sein.

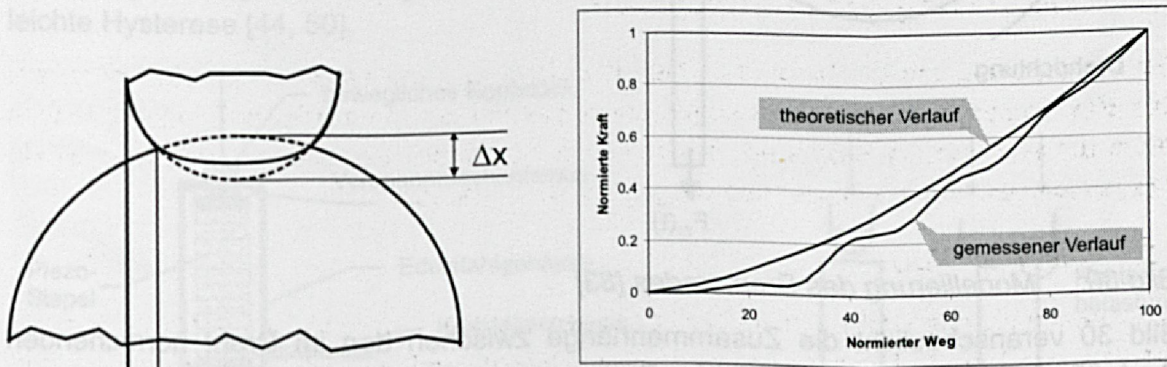


Bild 29: Erläuterungen zur Hertzschen Formel: Schematische Darstellung der Abplattung Δx (links) und Vergleich der berechneten und im Experiment ermittelten Kraftverläufe (rechts)

Δx bezeichnet dabei die Abplattung der beiden Druckflächen durch die Krafteinwirkung. Diese entspricht dem Stellweg des Aktors zur Positionierung der Klemmfläche. In Bild 29 werden die theoretisch nach obiger Formel bestimmten Werte den gemessenen Kräften gegenübergestellt, wobei beide Kurven jeweils auf den Kraftwert bei 100%, also dem maximal möglichen Stellweg normiert wurden.

4.2.2 Bremsrad

Bei den meisten handelsüblichen Drahtbremsen werden zur Einkopplung der Drahtzugkraft Bremsräder eingesetzt, die mit einem Drehmoment beaufschlagt werden. Das Bremsrad wird vom Draht mindestens zweimal umschlungen und überträgt mittels

Reibung die gewünschte Drahtzugkraft [26]. Dabei ist darauf zu achten, dass kein Schlupf zwischen dem Bremsrad und dem Draht entsteht, da sonst nicht mehr die durch das eingekoppelte Drehmoment bestimmte Kraft, sondern die Reibkraft zwischen Draht und Bremsrad als Drahtzugkraft wirksam wird.

Zur Erzeugung des Drehmoments können unterschiedliche Prinzipien zum Einsatz kommen. Hier sind beispielsweise Magnetpulverbremsten, Elektromagneten, Hysteresebremsten und Gleichstrommotoren zu nennen [83]. Hysteresebremsten und Gleichstrommotoren haben gegenüber den anderen Alternativen den Vorteil, dass die Bremswirkung ohne Reibung erzielt wird und damit eine weitgehende Verschleißfreiheit gewährleistet ist.

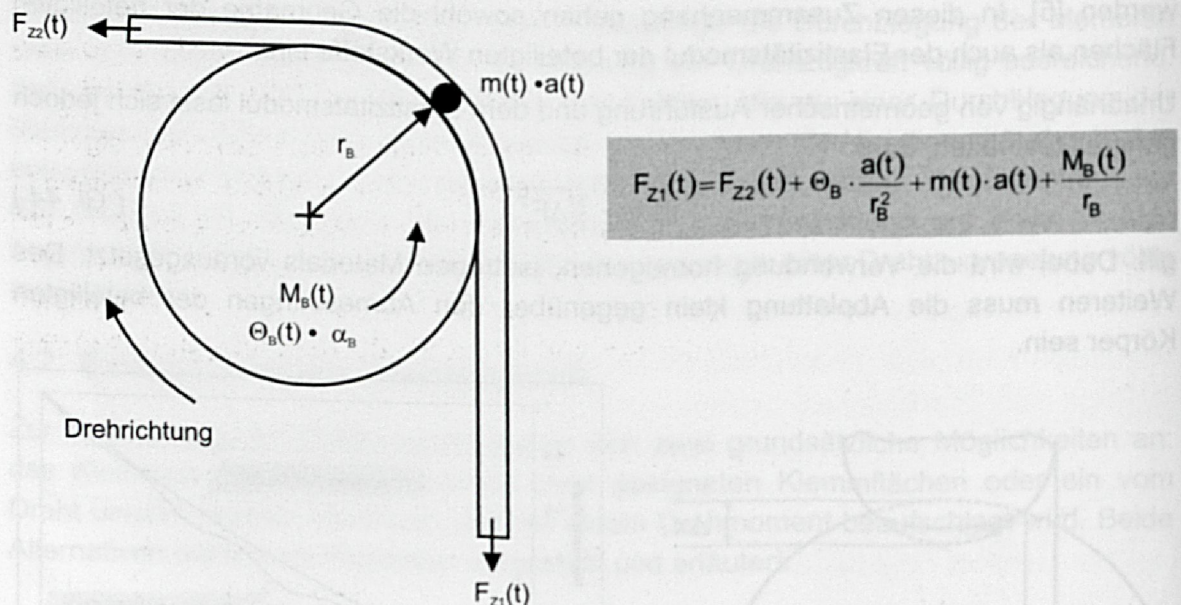


Bild 30: Modellierung des Bremsrades [83]

Bild 30 veranschaulicht die Zusammenhänge zwischen den im Draht herrschenden Zugkräften und dem eingekoppelten Drehmoment sowie dem Trägheitsmoment des Bremsrades. Von der Kreisform abweichende Spulenkörperquerschnitte verursachen starke Schwankungen der Drahtabzugsgeschwindigkeit, so dass die Massen des Bremsrades, eventueller Umlenkrollen und des Drahtes selbst während des Wickelprozesses ständigen Beschleunigungen unterworfen sind. Diese führen zu erheblichen Drahtzugkraftschwankungen, die im Allgemeinen mit den oben angeführten, gängigen Aktoren aufgrund deren geringer Dynamik nicht ausgeglichen werden können.

4.3 Piezoklemmbremse

Um die beim Bewickeln unrunder Spulenkörper auftretenden Schwankungen des Drahtzugs möglichst gering zu halten, wurde eine Bremse prototypisch aufgebaut, bei der auf das konventionelle Bremsrad verzichtet wurde. Bei diesem Prototyp wird die Drahtzugkraft durch das Klemmen des Drahtes zwischen einer Platte und einer Rolle

aufgebracht. Die Platte kann durch einen geeigneten Aktor verschoben und somit die Klemmkraft variiert werden. Durch die Variation der Klemmkraft wird die Drahtzugkraft angepasst. Aufgrund seiner hohen Dynamik ist in diesem Anwendungsfall ein Piezo-Aktor als Stellglied besonders geeignet [18, 30].

4.3.1 Struktur und Aufbau von Piezoaktoren

Piezostapelaktoren nutzen eine elektrisch induzierte Formänderung von piezokeramischen Körpern für Antriebs- und Stellzwecke aus. Legt man Spannung geeigneter Polarität an eine piezokeramische Scheibe an, nimmt die Scheibendicke durch eine Formänderung geringfügig zu. Um für den praktischen Einsatz relevante Stellwege zu erzielen, werden mehrere dieser Scheiben geschichtet und damit mechanisch in Serie betrieben (Bild 31). Der maximale Verstellweg eines solchen Stapels ist proportional zu seiner Baulänge und beträgt zwischen 1% und 1.5% [69].

Piezostapel werden als Antriebselemente für hochgenaue Positionieraufgaben, Verschiebungen von Komponenten oder zur Erzeugung hoher Kräfte, beispielsweise Stellbewegungen mit hohen Beschleunigungen oder der Verstellung großer Lasten eingesetzt. Die Positionierung des Aktors erfolgt über eine Variation der Ansteuerspannung. Trägt man die Ausdehnung des Piezos über der angelegten Spannung auf, ergibt sich aufgrund der ferroelektrischen Natur der Piezokeramiken eine leichte Hysterese [44, 50].

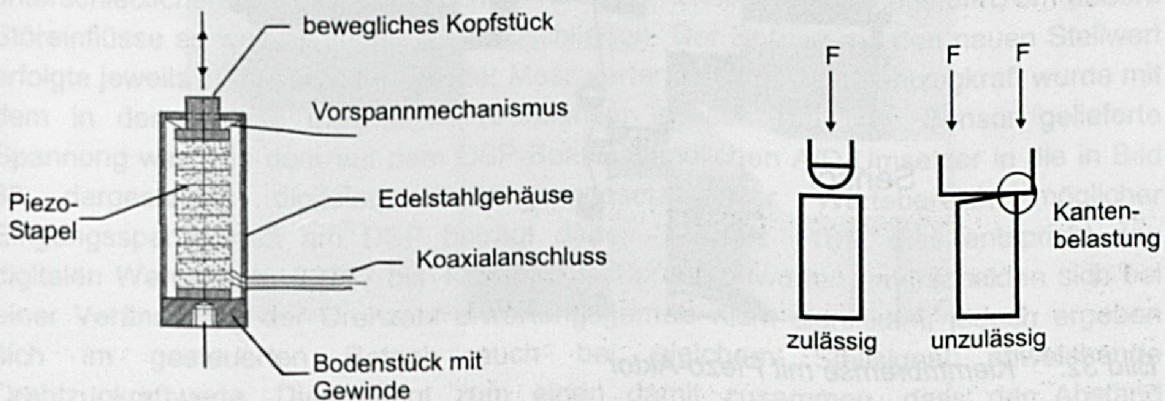


Bild 31: Schematische Darstellung eines Piezostapelaktors mit Vorspannung (links) und der Ankopplung von Mechaniken (rechts)

Die Einstellempfindlichkeit von Piezoaktoren ist unendlich hoch, da Piezoaktoren völlig kontinuierlich arbeiten. Einschränkungen diesbezüglich sind nur durch die Stabilität der Ansteuerelektronik (Rauschen) bedingt. Eine absolute Positionierung kann aufgrund der vorhandenen Hysterese durch die Vorgabe eines Spannungswertes allein nicht mit ausreichender Genauigkeit gewährleistet werden, hier muss ein geschlossener Kreis zur Positionsregelung aufgebaut werden. Die absolute Positioniergenauigkeit wird dann durch die Genauigkeit der Positionsmessung bestimmt [69].

Bei der Verwendung von Piezostapeln als Aktoren sind verschiedene konstruktive Randbedingungen zu beachten. Der Piezostapel sollte nie ohne Gehäuse geklemmt

oder gehalten werden, da dadurch Beschädigungen der Keramik oder der Isolationsschichten möglich sind. Piezoaktoren können zwar große Druckkräfte aushalten, sind aber sehr empfindlich gegen Zug- und Scherbelastungen. Aus diesem Grund sollte die Krafteinleitung an der Stirnfläche des Aktors möglichst zentrisch und die Ankopplung von Mechaniken verspannungsfrei erfolgen. Dies kann beispielsweise durch eine Paarung Planfläche/ballige Fläche erreicht werden (Bild 31).

Durch eine mechanische Vorspannung des Aktors kann die Zugbelastbarkeit des Systems erhöht und damit sichergestellt werden, dass auch im dynamischen Betrieb an den Aktor gekoppelte Komponenten sicher zurückgestellt werden. Bei einer zu gering ausgelegten Vorspannkraft kann die Rückstellung der Kontraktion des Aktors nicht folgen, wodurch Zugbelastungen auf den Aktor einwirken, die zu Beschädigungen der Keramik führen können.

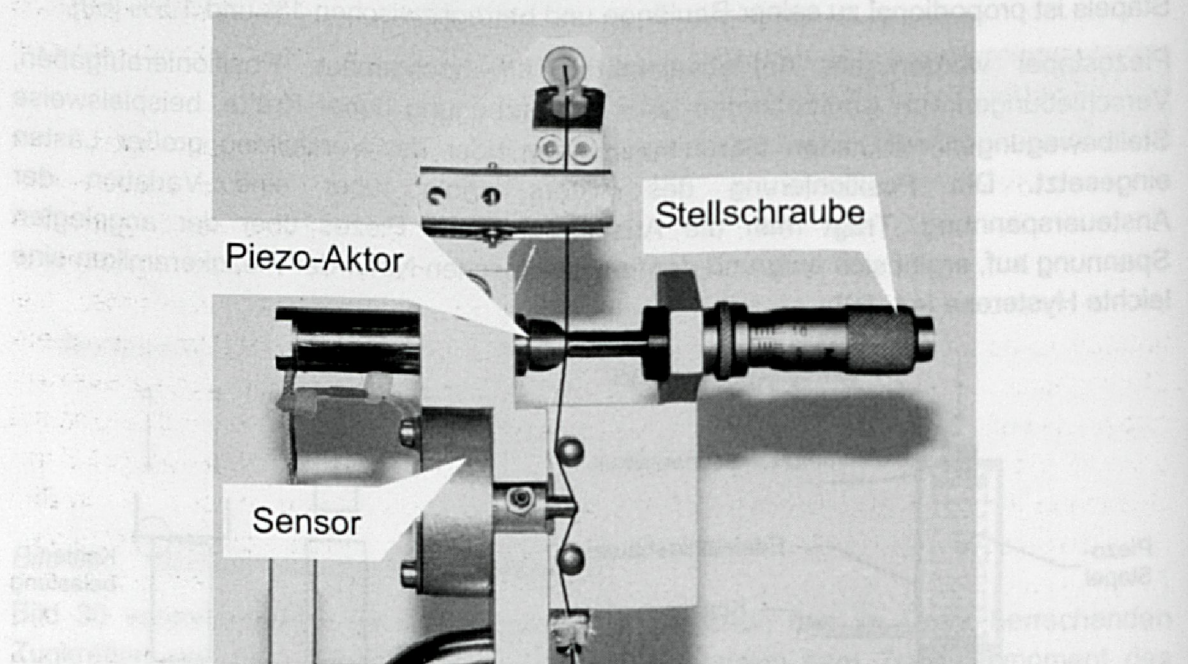


Bild 32: Klemmbremse mit Piezo-Aktor

Bei der Anwendung eines Piezostapels als Stellglied in einem Drahtbremssystem ist jedoch die Problematik der Rückstellung von untergeordneter Bedeutung, da keine weitere Mechanik an den Aktor angekoppelt ist, die zu einer Zugbelastung führen könnte. Durch eine Spannungsänderung am Piezo wird eine entsprechende Änderung der Klemmkraft und damit der Drahtzugkraft erreicht. Bei dem hier angewendeten Klemmprinzip, das die Ankopplung zusätzlicher Massen an den Piezostapel unnötig macht, bleibt die hohe Dynamik der Piezoaktoren uneingeschränkt erhalten. Die in den Datenblättern angegebenen Resonanzfrequenzen werden nicht durch zusätzlich zu berücksichtigende Massen reduziert.

Für den Aufbau des in Bild 32 gezeigten Prototypen wurde ein Aktor mit einer Länge von 46 mm und einer maximalen Ausdehnung von 40 μm ausgewählt. Dieser ist in einem Gehäuse bereits vorgespannt montiert, die Vorspannkraft beträgt 150N. Die

maximale Druckbelastbarkeit des Aktors beträgt ohne Vorspannung 1000N. Bei dem ermittelten Reibungskoeffizienten von $\mu = 0.2$ lässt sich daraus ableiten, dass eine maximale Drahtzugkraft von 170N von dem Aktor eingekoppelt werden kann, was für Drahtdurchmesser bis 1.6 mm ausreicht. In dem beschriebenen Aufbau ist jedoch durch den verwendeten Sensor und die nachfolgende Auswerteschaltung der Einsatzbereich auf Kräfte bis 300cN begrenzt, d.h. es können Drahtstärken bis 0.2 mm verarbeitet werden.

4.3.2 Realisierung des Regelkreises

Zur Implementierung des Regelalgorithmus wurde eine PC-Einsteckkarte mit Digitalem Signalprozessor (DSP) eingesetzt, der eine Abtastrate von 20 kHz ermöglicht. Der Einsatz eines digitalen Reglers gestattet eine weitreichende Flexibilität, nicht nur hinsichtlich der einzelnen Regelparameter, sondern auch bezüglich des verwendeten Regelalgorithmus. Sowohl Parameter als auch Algorithmus können ohne Änderungen an der Hardware angepasst werden.

Zur Streckenidentifikation der Piezo-Bremse wurden Sprungantworten bei unterschiedlicher Sprunghöhe des Eingangssignals aufgenommen und ausgewertet. Dazu wird der Eingang des offenen Regelkreises, in diesem Fall also der Eingang des Piezoverstärkers, mit Spannungssprüngen beaufschlagt, wobei die Sprunghöhen in Zehnerschritten von 0 bis 100% variiert wurden. Diese Versuche wurden bei unterschiedlichen Drehzahlen mit einem runden Wickelkörper durchgeführt, um äußere Störeinflüsse so weit als möglich auszuschließen. Der Sprung auf den neuen Stellwert erfolgte jeweils 10ms nach Beginn der Messwerterfassung. Die Drahtzugkraft wurde mit dem in der Bremse integrierten Kraftsensor erfasst. Die vom Sensor gelieferte Spannung wird von dem auf dem DSP-Board befindlichen A/D-Umsetzer in die in Bild 33 dargestellten digitalen Werte umgesetzt. Der Wertebereich möglicher Eingangsspannungen am DSP beträgt dabei -10V bis +10V, dies entspricht den digitalen Werten von -32767 bis +32767. Die Sprungantworten unterscheiden sich bei einer Veränderung der Drehzahl erwartungsgemäß nicht signifikant, jedoch ergeben sich im gesteuerten Betrieb auch bei gleichem Stellsignal abweichende Drahtzugkraftwerte. Dies hängt zum einen damit zusammen, dass der Abstand zwischen Druckplatte und Piezo-Aktor bei jedem neuen Einlegen des Drahtes mechanisch neu eingestellt werden muss, zum anderen machen sich Reibungseinflüsse im Drahtverlauf und leichte Drahtdurchmesserschwankungen bemerkbar.

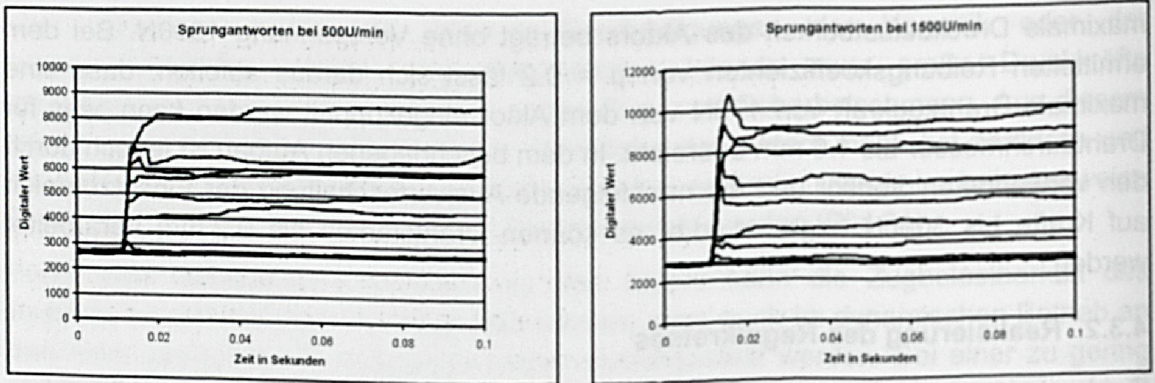


Bild 33: Sprungantworten der Piezo-Klemmbremse bei unterschiedlichen Drehzahlen

Aus den gemessenen Sprungantworten wurde mit Hilfe der MATLAB-Systemidentifikationstoolbox eine geeignete Übertragungsfunktion bestimmt. Hierzu wurden Systeme unterschiedlicher Ordnung betrachtet und die verschiedenen von der Software angebotenen numerischen Verfahren angewendet. Um die Übereinstimmung eines gewählten Modells mit dem realen System überprüfen zu können, werden zu beliebigen experimentell bestimmten Sprungantworten die entsprechenden berechneten Ausgangssignale in einem Fenster dargestellt (Bild 34).

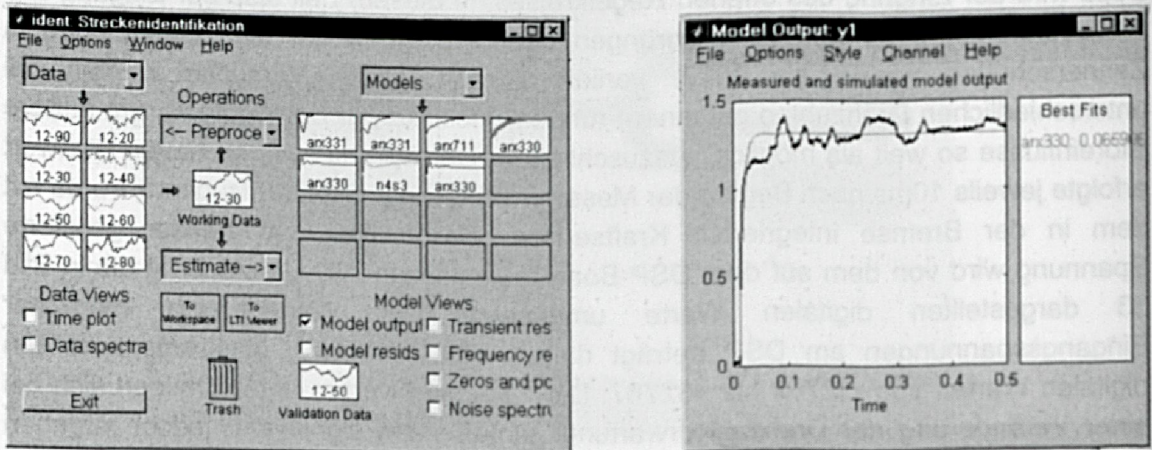


Bild 34: Identifikationstoolbox: Erzeugung unterschiedlicher Modelle und Vergleich des gemessenen mit dem errechneten Ausgangssignal

Als Übertragungsfunktion ergibt sich im z-Bereich

$$F(z) = \frac{0.0004496z^3 + 0.001951z^2 + 0.004197z}{z^3 - 1.284z^2 - 0.09813z + 0.3843} \quad (\text{Gl. 45})$$

bei einer Abtastzeit von 0.00005s. Konvertiert man mit MATLAB diese Übertragungsfunktion in eine kontinuierliche, resultiert daraus eine Funktion 4. Ordnung:

$$F(s) = \frac{0.0004496s^4 + 31.51s^3 + 2.172 \cdot 10^6 s^2 + 1.565 \cdot 10^{11} s + 8.284 \cdot 10^{15}}{s^4 + 3.325 \cdot 10^4 s^3 + 4.289 \cdot 10^9 s^2 + 2.075 \cdot 10^{13} s + 3.155 \cdot 10^{15}}, \quad (\text{Gl. 46})$$

die Pole bei $s = -14126 + 62832i$, $s = -14126 - 62832i$, $s = -4842$ und $s = -157$ aufweist.

Diese Funktion kann – ohne dass sich eine nennenswerte Änderung in der Sprungantwort zeigt – auf Ordnung 2 durch Vernachlässigung der komplexen Pole vereinfacht werden. Bei gleichem Proportionalwert K_S lässt sich das Übertragungsverhalten folglich durch die Funktion:

$$F(s) = \frac{1.991 \cdot 10^6}{(s + 4842)(s + 157)} \quad (\text{Gl. 47})$$

beschreiben.

Zur Kompensation der größten Streckenzeitkonstante durch den Regler wählt man $P = 20$ und $I = 0.15$ bei einer Verstärkung von 1, wobei P bzw. I dabei die Beiwerte des Proportional- bzw. Integralanteils eines PI-Reglers (vgl. Bild 35) bezeichnen.

Alternativ dazu wurde das Verfahren nach Latzel (vgl. Kap. 3.2.2) angewendet. Zur Beschreibung des Übergangsverhaltens der Regelstrecke findet hierbei das Zeitprozentkennwerteverfahren Anwendung, das verglichen mit dem Wendetangentenverfahren (vgl. Kap. 3.1.2) genauere Ergebnisse liefert, da drei Punkte der Sprungantwort anstelle des einen, nur schwer zu bestimmenden Wendepunktes zur Streckenidentifikation herangezogen werden. Als Ergebnis liefert das Verfahren eine Übertragungsfunktion mit n gleichen Verzögerungszeiten T_M .

Zur Bestimmung der Übertragungsfunktion werden der Sprungantwort die drei Zeitpunkte t_m ($m = 10, 50$ und 90) entnommen, zu denen m Prozent des stationären Endwertes erreicht wurden. Aus dem Verhältnis $\mu = t_{10}/t_{90}$ lässt sich mit Hilfe einer Tabelle die Ordnung der Übertragungsfunktion sowie die drei Koeffizienten α_m bestimmen. Die Verzögerungszeit T_M der Übertragungsfunktion wird dann mit Hilfe der Gleichung

$$T_M = \frac{1}{3} \cdot [\alpha_1 \cdot t_{10} + \alpha_2 \cdot t_{50} + \alpha_3 \cdot t_{90}] \quad (\text{Gl. 48})$$

bestimmt.

Wendet man dieses Verfahren auf die experimentell bestimmte Reaktion des Systems bei 1500 U/min und einer Sprunghöhe von 60% an, erhält man für die Zeiten t_m die Werte $t_{10} = 0.001s$, $t_{50} = 0.002s$ und $t_{90} = 0.0045s$. Aus dem Verhältnis $\mu = t_{10}/t_{90} = 0.222$ ergibt sich für die Ordnung des Systems $n = 3$ und die Verzögerungszeit $T_M = 0.0025s$. Die gesuchte Übertragungsfunktion lautet damit:

$$F(s) = \frac{1.67479 \cdot 10^8}{(s + 399.84)^3} \quad (\text{Gl. 49})$$

Die Nachstellzeit des Reglers wird für ein kontinuierliches System 3. Ordnung zu $T_n = 1.96T_M$ gewählt. Angesichts der im Vergleich zur Streckenzeitkonstanten T_M sehr hoch gewählten Abtastrate von 20kHz kann von einem quasikontinuierlichen System ausgegangen werden. Die Kreisverstärkung $K_P K_S$ soll für kontinuierliche Systeme 0.884 betragen, um bei einem System 3. Ordnung ein Überschwingen von 10% zu erreichen. K_P errechnet sich damit zu 29. Somit liegen die Parameter für den kontinuierlichen PI-Regler fest. Diese müssen nun unter Berücksichtigung der Abtastzeit von 0.00005s umgerechnet werden. Es ergeben sich die Werte $I = 0.0102$, $P = 1$ und die Verstärkung $V = 29$. Der Vergleich beider Methoden der Reglerauslegung in der Simulation zeigt, dass sich ein ähnliches Verhalten bei einem Sprung der Führungsgröße ergibt (vgl. Bild 35).

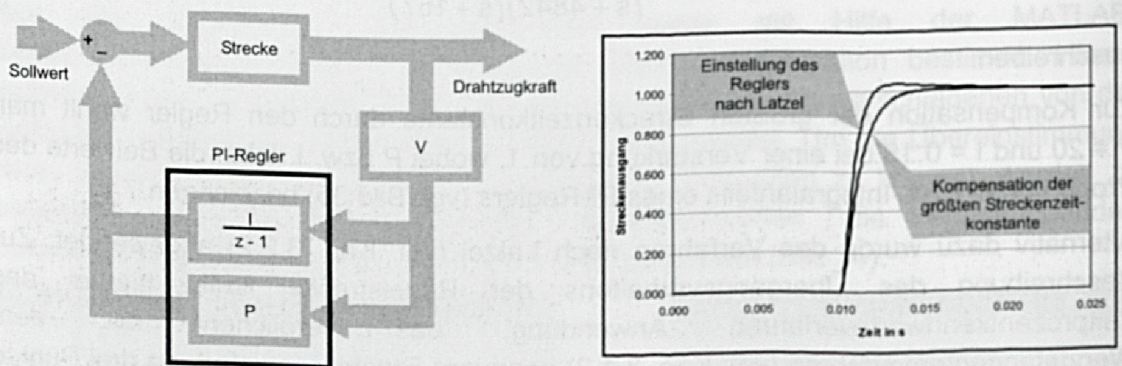


Bild 35: Regelkreisstruktur und Vergleich des Führungsverhaltens bei unterschiedlicher Reglerauslegung

4.3.3 Gegenüberstellung experimenteller Ergebnisse bei Einsatz der Piezoklemmbremse im Vergleich mit handelsüblichen Drahtzugreglern

Mit dem aufgebauten Prototypen einer massereduzierten Drahtbremse wird eine wesentliche Reduzierung der auftretenden Drahtzugkraftschwankungen erreicht. In Bild 36 ist der Drahtzugkraftverlauf einer handelsüblichen Bremse dem des massereduzierten Drahtzugreglers gegenübergestellt.

Für den Vergleich wurde jeweils ein Körper mit einer quadratischen Querschnittsfläche von 30 mm Kantenlänge bewickelt. Die Drehzahl beträgt bei dem dargestellten Experiment 2000 U/min. Bei einem quadratischen Querschnitt erwartet man aufgrund der Symmetrieverhältnisse als Grundfrequenz der Hauptstörung die vierfache Maschinendrehzahl, also 133Hz. Die entsprechende Periode von 7.5ms der Drahtzugkraftschwankungen bei Verwendung einer massebehafteten Bremse ist deutlich zu erkennen.

Beim Einsatz der Piezo-Klemmbremse dagegen ist eine solche ausgeprägte, periodische Störung nicht zu erkennen. Während bei der handelsüblichen Bremse Schwankungen von ± 30 cN auftreten, wird der gewünschte Sollwert bei der massereduzierten Bremse bis auf ± 5 cN gehalten.

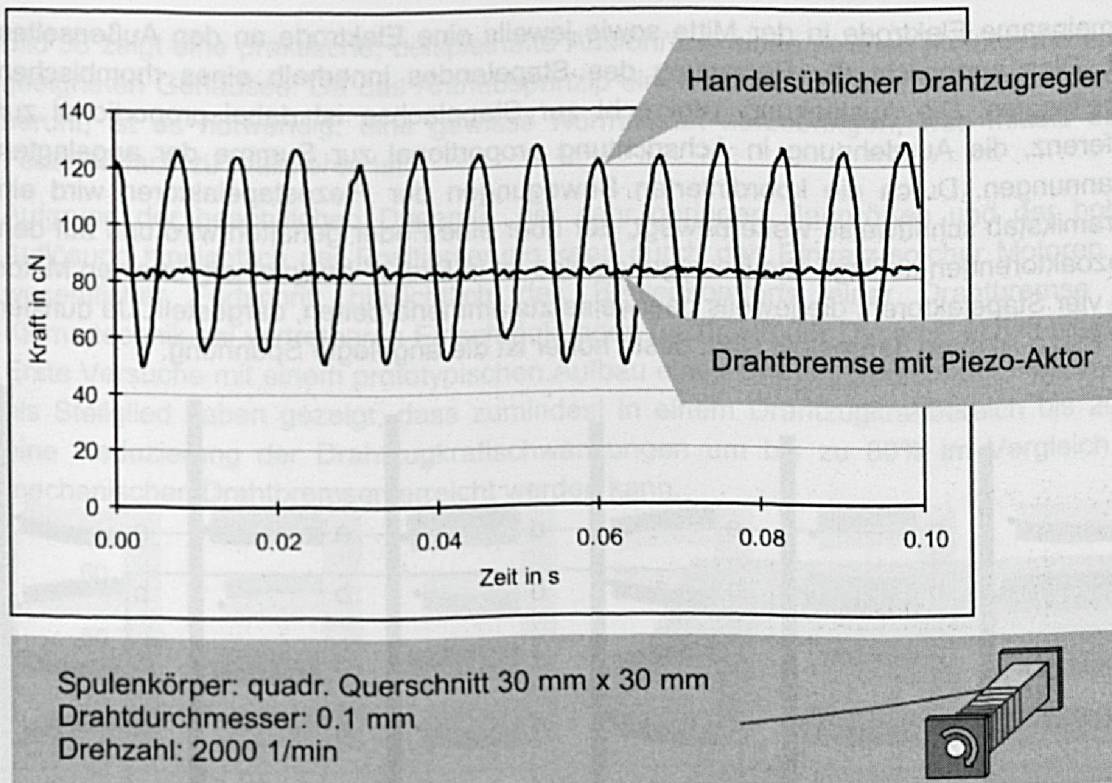


Bild 36: Vergleich des Drahtzugkraftverlaufs einer konventionellen Bremse mit dem massereduzierten Drahtzugregler

4.3.4 Weitere Optimierungspotentiale der Piezo-Klemmtechnik

Im industriellen Einsatz ist eine schnelle Verfügbarkeit des Drahtzugreglers nach einem Vorratsspulenwechsel bzw. einem Drahttriss von entscheidender Bedeutung. Mit Hinblick auf diese Anforderungen kann der in den vorangehenden Abschnitten beschriebene Drahtzugregler noch optimiert werden, wobei allerdings gewisse, für den praktischen Einsatz aber hinnehmbare Einschränkungen bezüglich der Dynamik akzeptiert werden müssen.

Aufgrund des geringen Stellwegs des Piezo-Aktors von $35\text{ }\mu\text{m}$ muss dessen Betriebspunkt nach dem Einlegen des Drahtes mechanisch mittels einer Mikrometerschraube so eingestellt werden, dass er sich bei dem vorgegebenen Zugkraft-Sollwert in der Mittelstellung befindet. Des Weiteren muss der Draht in die Sensorführungen eingefädelt werden, um eine Auslenkung des Drahtes zu gewährleisten.

Beide Vorgänge lassen sich durch geeignete Maßnahmen vereinfachen. Anstelle des Piezo-Aktors kann ein Piezo-Motor eingesetzt werden, der einen beliebig langen Stellweg bei nur geringfügig verminderter Dynamik aufweist. Solche Piezo-Motoren bestehen aus einem oder mehreren Piezo-Stapeln, die nicht nur Längs-, sondern auch Biegeschwingungen ausführen können. Zu diesem Zweck weist jeder Stapel eine

gemeinsame Elektrode in der Mitte sowie jeweils eine Elektrode an den Außenseiten auf. Dies ermöglicht die Bewegung des Stapelendes innerhalb eines rhombischen Arbeitsraums. Die Auslenkung senkrecht zur Stapelachse ist dabei proportional zur Differenz, die Ausdehnung in Achsrichtung proportional zur Summe der angelegten Spannungen. Durch die koordinierten Bewegungen der Piezostapelaktoren wird ein Keramikstab schrittweise weiterbewegt, der über eine Feder gehalten wird und auf den Piezoaktorenden aufliegt. Die Bewegungsfolge ist in Bild 37 beispielhaft für einen Motor mit vier Stapelaktoren, die jeweils paarweise zusammenarbeiten, dargestellt. Je dunkler die Piezo-Aktoren dargestellt sind, desto höher ist die angelegte Spannung.

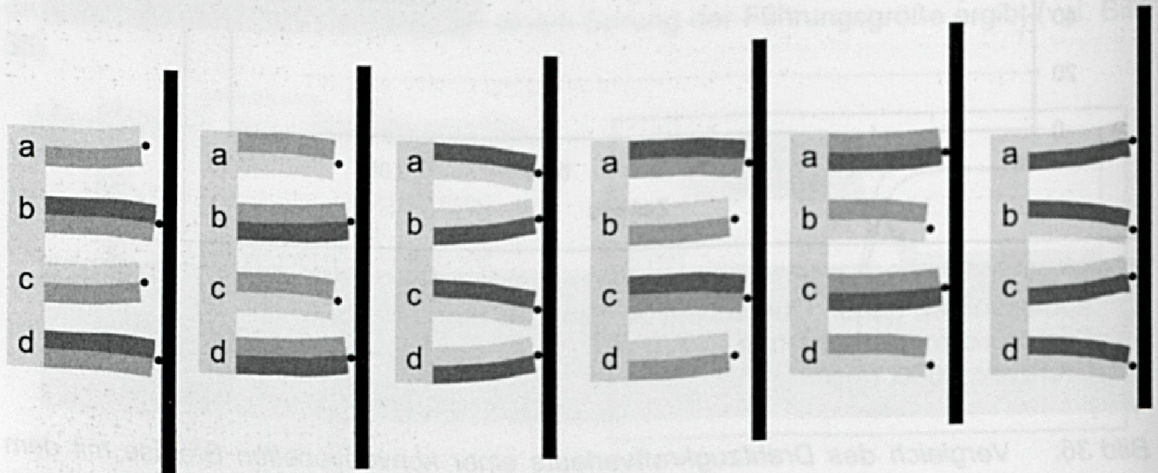


Bild 37: Bewegung eines Piezomotors (Bild: Piezomotor)

Der Darstellung lässt sich entnehmen, dass für die Ansteuerung eines einzelnen Aktors zwei Phasen benötigt werden, um eine Bewegung zu realisieren. Da in diesem Beispiel zwei Paare von Aktoren eingesetzt werden, sind dafür zwei weitere Ansteuersignale, die gegenüber denen des ersten Aktorpaars um 180° phasenverschoben sind, notwendig.

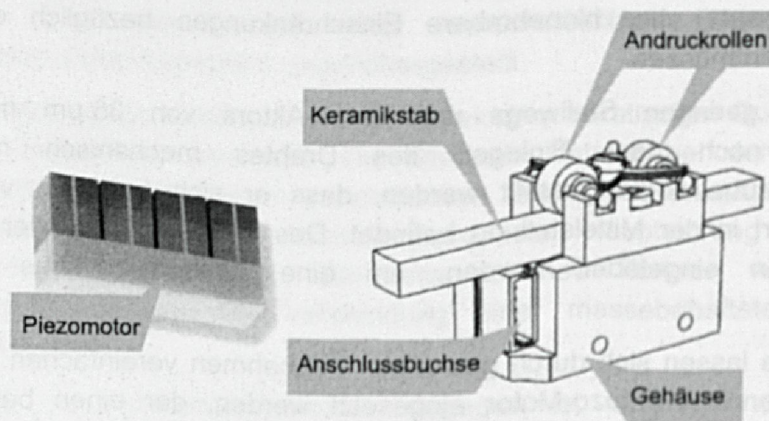
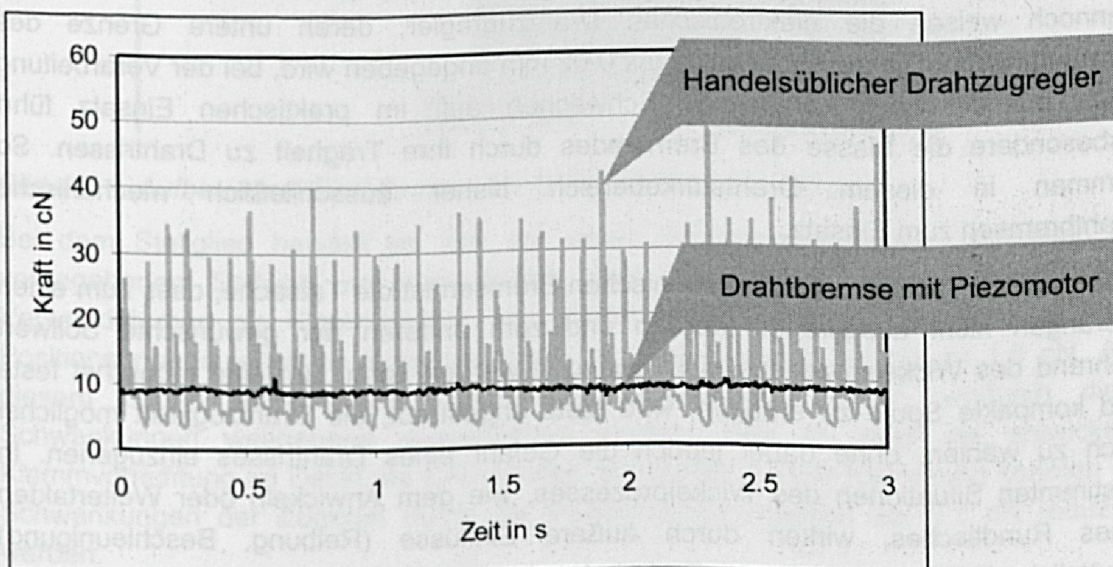


Bild 38: Piezo-Motorelement und Ausführung eines Piezomotors (Bild: Piezomotor)

Bild 38 zeigt eine praktische, beispielhafte Ausführung eines solchen Motors und eines geeigneten Gehäuses. Da das Antriebsprinzip eines solchen Piezomotors auf Reibung beruht, ist es notwendig, eine gewisse Normalkraft aufzubringen, was mittels einer Feder einfach zu realisieren ist.

Aufgrund der beachtlichen Dynamik, der sehr geringen Baugrößen und der hohen Auflösung hinsichtlich der Positionierung kann durch den Einsatz solcher Motoren ein wesentlicher Fortschritt hinsichtlich des Bedienkomforts einer Drahtbremse mit Klemmtechnik bei vertretbaren Einschränkungen bezüglich der Dynamik erzielt werden. Erste Versuche mit einem prototypischen Aufbau eines Drahtzugreglers mit Piezomotor als Stellglied haben gezeigt, dass zumindest in einem Drahtzugkraftbereich bis 20cN eine Reduzierung der Drahtzugkraftschwankungen um bis zu 80% im Vergleich zu mechanischen Drahtbremsen erreicht werden kann.



Spulenkörper: rechteckiger Querschnitt 40 mm x 10 mm
Drahtdurchmesser: 37 μm
Drehzahl: 240 1/min

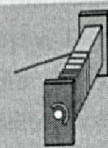


Bild 39: Vergleich des Drahtzugkraftverlaufs der Piezomotor-Bremse mit einem mechanischen Drahtzugregler

Hinsichtlich der Lebensdauer von Piezomotoren im industriellen Einsatz sind noch weitere Untersuchungen durchzuführen, da angesichts des in dieser Anwendung nur sehr kurzen Hubs mit einer verstärkten Abnutzung des Keramikstabs zu rechnen ist. Wird der Hub des Piezomotors voll genutzt, kann man von einer Lebensdauer des Keramikstabs, die einer zurückgelegten Distanz von 50 km entspricht, ausgehen. Ohne Berücksichtigung einer verstärkten Abnutzung über den kurzen Hub von 100 μm ergibt sich daraus eine Standzeit von ca. 200 h bei einer Drehzahl von 10000 U/min.

Um das Einfädeln des Drahtes zu erleichtern, ist der Drahtzugregler um eine Schwenkeinheit zu ergänzen, welche entweder die Umlenkrollen oder den Sensor wegzuklappen erlaubt. Der Draht wird dann einfach an die Umlenkungen angelegt und der Sensor anschließend in seine Betriebsposition geklappt. Dadurch erfährt der Draht dann die für die Messung der Drahtzugkraft notwendige Auslenkung um den Winkel α (vgl. Kap. 4.1).

4.4 Drahtzugregler für Feindrähte

Bei der Herstellung von Spulen für den Akustikbereich (Mikrophone, Kopfhörer) werden Drahtstärken im Bereich 10 μm bis 25 μm benötigt. Hierbei handelt es sich hauptsächlich um runde Spulenkörperquerschnitte, so dass ein hochdynamischer Ausgleich systematischer Störeinflüsse durch die Spulenkörperform nicht notwendig ist. Dennoch weisen die elektronischen Drahtzugregler, deren untere Grenze des Anwendungsbereichs üblicherweise mit 0.02 mm angegeben wird, bei der Verarbeitung solch dünner Drähte erhebliche Schwächen auf. Im praktischen Einsatz führt insbesondere die Masse des Bremsrades durch ihre Trägheit zu Drahttrissen. So kommen in diesem Drahtstärkebereich bisher ausschließlich mechanische Drahtbremsen zum Einsatz.

Wesentlicher Nachteil dieser mechanischen Bremsen ist die Tatsache, dass zum einen Störungen nicht ausgeregelt werden und zum anderen der gewünschte Sollwert während des Wickelprozesses nicht geändert werden kann. Um eine möglichst feste und kompakte Spule zu erhalten, wird stets angestrebt, die Drahtzugkraft möglichst hoch zu wählen, ohne dabei jedoch die Gefahr eines Drahttrisses einzugehen. In bestimmten Situationen des Wickelprozesses, wie dem Anwickeln oder Weitertakten eines Rundtisches, wirken durch äußere Einflüsse (Reibung, Beschleunigung) zusätzliche Kräfte auf den Draht. Da bei einer mechanischen Bremse im Gegensatz zu elektronischen Drahtzugreglern die Sollzugkraft während solcher Vorgänge nicht abgesenkt werden kann, muss die Drahtzugkraft während des gesamten Prozesses auf einen Wert eingestellt werden, bei dem der Draht auch in derartigen Situationen außergewöhnlicher Belastung nicht reißt. Dies begrenzt zum einen die möglichen Beschleunigungen bei der automatisierten Handhabung des Spulenkörpers, zum anderen beeinträchtigt es die Qualität der Wicklung, da der eigentliche Wickelvorgang nicht mit der optimalen Drahtzugkraft ablaufen kann.

Grundsätzlich ist somit die Herstellung solcher Spulen ein Anwendungsgebiet für die im vorhergehenden Abschnitt beschriebene Klemmbremse mit Piezomotor. Doch aufgrund der runden Spulenkörpergeometrie ist die hohe Dynamik dieses Stellglieds nicht erforderlich, so dass auch eine billigere Alternative eingesetzt werden kann. Mit Hilfe eines preisgünstigen Elektromotors wurde eine geregelte Drahtbremse für den Feindrahtbereich aufgebaut, die eine Anpassung der Drahtzugkraft während einzelner Prozessschritte gestattet.

Bild 40 zeigt den mechanischen Aufbau des Drahtzugreglers. Er besteht aus der Drahtklemmeinheit, dem Sensor und dem Tänzerhebel, dessen einstellbare Vorspannung einen begrenzten Drahrückzug gestattet.

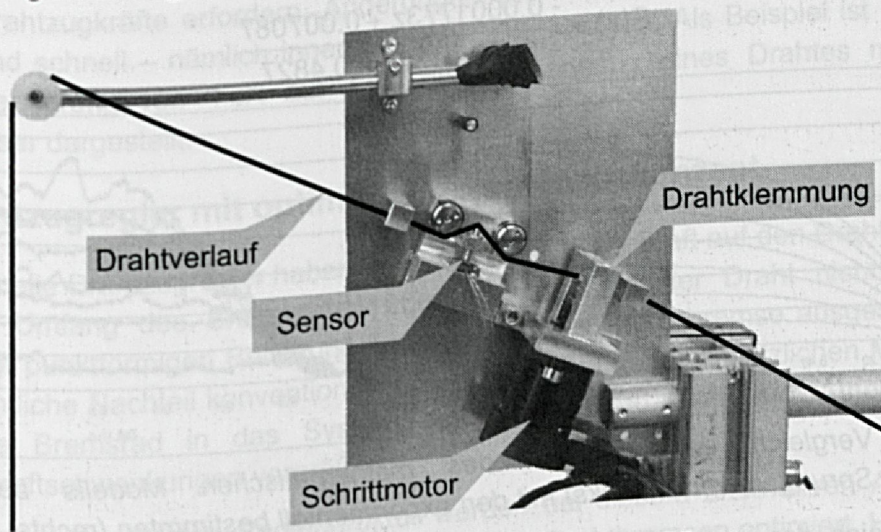


Bild 40: Aufbau einer Drahtbremse für Drahtstärken unter $25 \mu\text{m}$

Bei dem Stellglied handelt es sich um einen Schrittmotor, dessen Istposition bei vorgegebenem Sollwert um einen Schritt, dies entspricht $42 \mu\text{m}$, schwanken kann. Verwendet man als Klemmpartner des Motors direkt eine Metallplatte, führt diese Positionsungenauigkeit zu Schwankungen der Drahtzugkraft um bis zu 1.5 cN . Aus diesem Grund arbeitet der Elektromotor gegen eine Feder, wodurch diese Schwankungen weitgehend ausgeglichen werden. Bild 41 zeigt die entwickelte Klemmvorrichtung im Detail als CAD-Modell. Bei dieser Art der Klemmung konnten die Schwankungen der Zugkraft durch die Positionsungenauigkeit auf 0.3 cN reduziert werden.

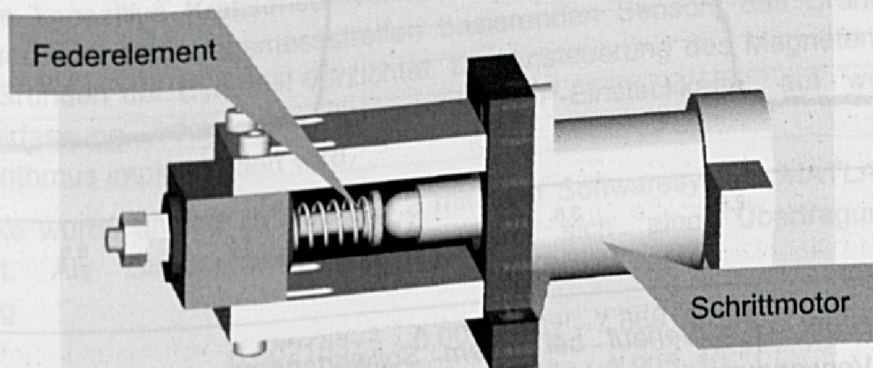


Bild 41: CAD-Modell der Klemmeinrichtung im Detail

Die Streckenidentifikation wurde anhand der gemessenen Sprungantworten durchgeführt. Bild 42 zeigt den Vergleich zwischen den experimentellen

Sprungantworten und den aus dem mathematischen Modell berechneten. Das Übertragungsverhalten kann durch die folgende Funktion im z-Bereich bei einer Abtastzeit $T_A = 0.001s$ beschrieben werden:

$$F(z) = \frac{-0.0001773z + 0.007087}{z^2 - 0.5132z - 0.4827} \quad (\text{Gl. 50})$$

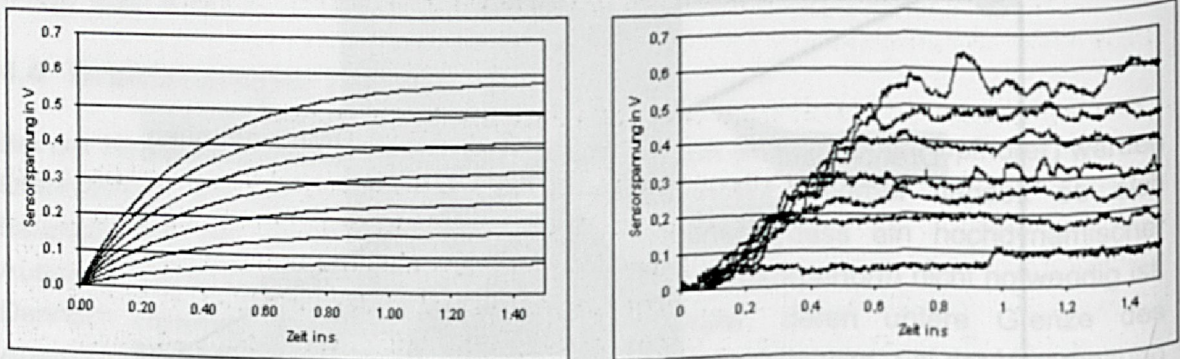


Bild 42: Vergleich der aufgrund des mathematischen Modells berechneten Sprungantworten (links) mit den experimentell bestimmten (rechts)

Der Vergleich der gemessenen Sprungantworten mit den aus dem mathematischen Modell bestimmten zeigt eine recht gute Übereinstimmung der stationären Endwerte. Diese resultiert aus dem linearen Verhalten des Gesamtsystems, das sich aus der Verwendung der Feder ergibt. Bei der direkten Klemmung des Drahtes zwischen zwei Klemmpartnern ist ein solch lineares Verhalten gemäß den Überlegungen in Kap. 4.2.1 nicht gegeben; folglich sind Abweichungen bei einer Beschreibung durch ein lineares Modell zu erwarten.

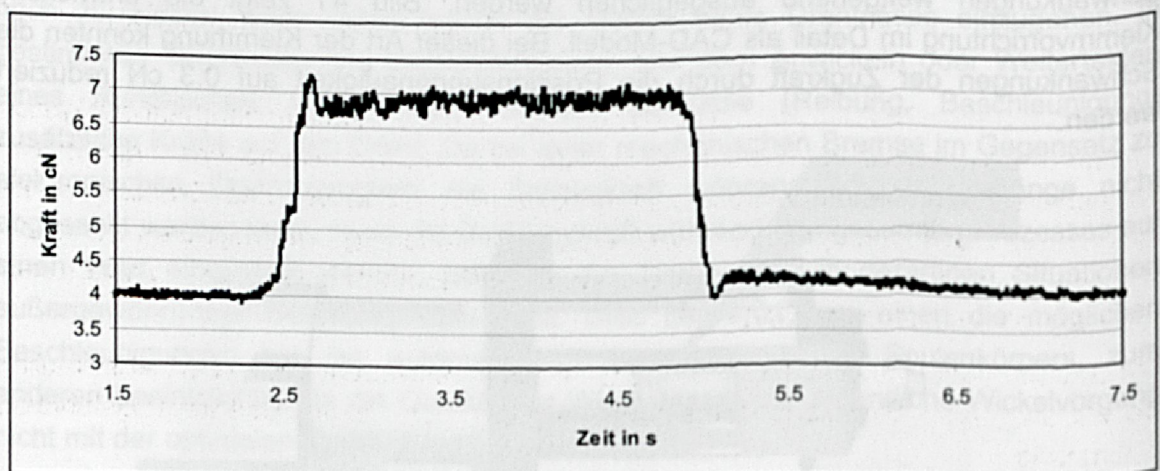


Bild 43: Drahtzugkraftverlauf bei einem Sollwertsprung von 4 cN auf 7 cN bei Verwendung des aufgebauten Prototypen für Feindrähte

Durch Berechnung der entsprechenden kontinuierlichen Übertragungsfunktion und Kompensation der größten Streckenzeitkonstanten durch den PI-Regler ergibt sich als Reglernullstelle $s_0 = 2.8$. Die Kreisverstärkung wird so gewählt, dass eine ausreichend schnelle Anregelzeit gewährleistet wird.

Die Funktionsfähigkeit des aufgebauten Prototyps wurde durch Experimente mit einem runden Spulenkörper nachgewiesen. Er gewährleistet die Regelbarkeit der Drahtzugkraft auch für Drahtstärken zwischen $15\ \mu\text{m}$ und $25\ \mu\text{m}$, die entsprechend geringe Drahtzugkräfte erfordern. Änderungen der Sollwertvorgabe kann das System ausreichend schnell – nämlich innerhalb von $0.3\ \text{s}$ – folgen. Als Beispiel ist in Bild 43 der Sollwertsprung von $4\ \text{cN}$ auf $7\ \text{cN}$ bei Verwendung eines Drahtes mit $25\ \mu\text{m}$ Durchmesser dargestellt.

4.5 Drahtzugregler mit optimiertem Regelungskonzept

Konventionelle Drahtzugregler haben den Vorteil, dass die Kraft auf den Draht über den gesamten Umfang des Bremsrades übertragen und so der Draht nicht einer so ausgeprägt punktförmigen Belastung wie bei der Piezoklemmbremse ausgesetzt wird. Der wesentliche Nachteil konventioneller Regler besteht in der zusätzlichen Masse, die durch das Bremsrad in das System eingebracht wird, was die Amplitude der Drahtzugkraftschwankungen vergrößert.

Mit Hilfe einer geeigneten Reglerstruktur werden bei diesem alternativen Ansatz zur Reduzierung von Zugkraftstörungen konventionelle Drahtbremsen optimiert. Hierzu wird die vorhandene Mechanik beibehalten und die bisherige Steuerelektronik durch einen digitalen Regler mit angepasstem Regelalgorithmus ersetzt.

4.5.1 Identifikation der Streckenübertragungsfunktion

Die Mechanik besteht aus einem Kunststoff-Bremsrad, das zwischen zwei Bremsscheiben gelagert ist. Mittels eines Elektromagneten kann die Andruckkraft der Bremsscheibe an das Kunststoff-Bremsrad und damit das Bremsmoment variiert werden.

Zur Erfassung der Drahtzugkraft wird der bereits bei der Piezoklemmbremse erfolgreich eingesetzte kapazitive Kraftsensor verwendet. Auf die Benutzung des ursprünglich vorhandenen, auf Dehnungsmessstreifen basierenden Sensors des Drahtzugreglers wird aus Gründen der Dynamik verzichtet. Die Ansteuerung des Magneten sowie die Messwerterfassung erfolgt nun über eine DSP-Einsteckkarte, auf welcher der Regelalgorithmus implementiert wird.

Die Strecke wurde analog zu Kap. 4.3.2 mit dem Softwaresystem MATLAB/Simulink identifiziert. Als Streckenbeschreibung ergab sich eine Übertragungsfunktion 3. Ordnung

$$F(z) = \frac{0.002193z^2 + 0.0008876z - 7.869 \cdot 10^{-7}}{z^3 - 0.9919z^2 - 0.0002917z - 3.905 \cdot 10^{-11}} \quad (\text{Gl. 51})$$

bei einer Abtastzeit von $0.0005\ \text{s}$. Da sich die einzelnen Koeffizienten der Übertragungsfunktion um mehrere Zehnerpotenzen unterscheiden, kann diese Funktion – ohne nennenswerte Veränderung der Sprungantwort – erheblich vereinfacht und auf eine Übertragungsfunktion 1. Grades zurückgeführt werden:

$$F(z) = \frac{0.002991}{z - 0.9916} \quad (\text{Gl. 52})$$

Hierbei beträgt die Abtastzeit $T_A = 0.0005\text{s}$.

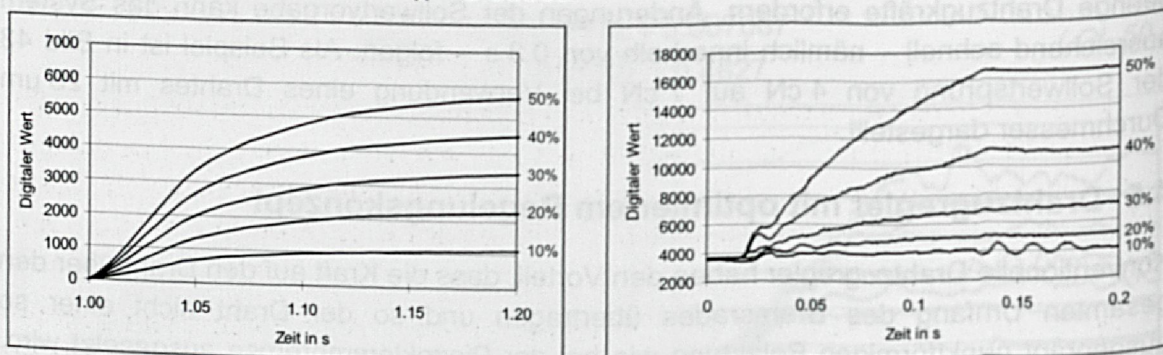


Bild 44: Simulierte und gemessene Sprungantwort der massebehafteten Bremse

Bild 44 zeigt die Übergangsfunktionen bei verschiedenen Eingangssprunghöhen des Streckenmodells (links) und die gemessenen Kurven (rechts). Hierbei lässt sich deutlich ein nichtlineares Verhalten des Systems erkennen. Dieses lässt sich durch den in Kap. 4.2.1 dargestellten Zusammenhang beschreiben und kann durch eine entsprechende, von der jeweiligen Position des Aktors abhängigen Streckenverstärkung modelliert werden.

Die obige Übertragungsfunktion stellt – da hier eine konstante Verstärkung der Strecke vorausgesetzt wurde – eine Linearisierung des Streckenverhaltens dar. Die Modellierung wurde so gewählt, dass für den Sprung von 0 auf 30% die stationären Endwerte übereinstimmen, wenn man den Offset des Messsensors von ca. 3500 Einheiten berücksichtigt. Diese Sprunghöhe wurde als Referenz gewählt, da sie in der Mitte des nutzbaren Kraftbereichs liegt. Wie an dem Diagramm in Bild 44 (rechts) zu erkennen ist, geht der Sensor bereits bei dem Sprung auf 50% in seine Begrenzung, so dass in diesem Bereich eine Regelung nicht mehr möglich ist.

4.5.2 Angepasste Struktur zur Drahtzugkraftregelung bei der Bewicklung von Spulenkörpergeometrien unrunder Querschnitts

Grundsätzlich können die bei Verwendung einer konventionellen Bremse auftretenden Drahtzugkraftschwankungen mit dem in [83] beschriebenen mathematischen Modell berechnet werden. Die Frequenz der Störung hängt dabei von der Maschinendrehzahl und der Zahl der Kanten des Spulenkörpers, die Amplitude von den beteiligten Massen und den auftretenden Beschleunigungen ab. Die systembedingte Hauptstörung ist somit im Voraus bekannt [29].

Aus dieser Berechnung lässt sich auf einfache Weise ein Korrektursignal ableiten, das der Sollwertvorgabe überlagert wird und so der Störung entgegenwirkt. Dabei sind eventuelle Totzeiten der Bremse zu berücksichtigen. Alternativ zu der Berechnung der Störungen kann auch eine Referenzspule gewickelt und der Drahtzugkraftverlauf aufgezeichnet werden.

In beiden Fällen besteht der Nachteil darin, dass die Aufschaltung des Korrektursignals von der Position des Wickelkörpers abhängig ist. Es muss sichergestellt werden, dass die Aufschaltung des Korrektursignals mit der Wickelachse synchronisiert verläuft. Dies bedingt einen zusätzlichen Verschaltungsaufwand, da der Bremsenregelung dann auch die Encodersignale der Wickelachse zur Verfügung stehen müssen.

Um diesen Nachteil zu vermeiden wurde als Regelungsstruktur für diese Anwendung eine Zustandsregelung mit Störbeobachter gewählt, wie sie in Kap. 3.2.7 beschrieben ist, da diese eine besonders selektive Unterdrückung der Störung erlaubt [71]. Die in Bild 21 verdeutlichte Struktur besteht aus drei wesentlichen Blöcken, nämlich dem realen System, dem Beobachter und dem Störbeobachter.

Für die zu regelnde Strecke wird ein Zustandsregler auf endliche Einstellzeit entworfen (vgl. Kap. 3.3.2), dies bedeutet, dass der Pol der Übertragungsfunktion durch die Wahl von $k = 0.9916$ in den Nullpunkt verschoben wird. Der im Blockschaltbild des Zustandsreglers (Bild 17) dargestellte Vektor k reduziert sich auf einen Skalar, da die Übertragungsfunktion nur einen Pol besitzt. Der Beobachter wird auf einem DSP-Board realisiert und berechnet die geschätzten Systemzustände, die – eine ausreichend genaue Modellierung des Systems und das Fehlen äußerer Störungen vorausgesetzt – im eingeschwungenen Zustand mit den realen Systemzuständen übereinstimmen. Der dritte Block – der Störbeobachter – wird ebenfalls auf dem DSP-Board implementiert. Die bekannten, vorhersehbaren Störungen sind periodisch und ihre Grundfrequenz hängt nur von der Maschinendrehzahl und der Anzahl der Kanten des Wickelkörpers ab. Aus diesem Grund kann die Hauptstörung in erster Näherung durch eine Sinusfunktion beschrieben werden. Sobald also eine Differenz zwischen dem berechneten Ausgangswert des Beobachters und der gemessenen Drahtzugkraft auftritt, wird vom Störbeobachter ein Sinussignal ausgegeben, das unter Berücksichtigung der Streckeneigenschaften in Amplitude und Phase so modifiziert wird, dass die auftretende Störung weitgehend kompensiert wird.

4.5.3 Experimenteller Vergleich mit einem herkömmlichen Drahtzugregler

Bild 45 zeigt den Vergleich des Drahtzugkraftverlaufs zwischen einem handelsüblichen Drahtzugregler und dem optimierten Prototypen mit angepasstem Regelungskonzept. Die Kompensation der bekannten Störungen durch den Störbeobachter führt zu einer wesentlichen Reduzierung der Drahtzugkraftschwankungen. In dem dargestellten Versuch wurde ein Probespulenkörper mit 30 mm Kantenlänge bei einer Drehzahl von 600 U/min bewickelt. Dabei konnten die Schwankungen von $\pm 90\text{cN}$ auf $\pm 20\text{cN}$ verringert werden.

Dem Einsatz dieses Konzeptes sind allerdings – bedingt durch den mechanischen Aufbau – Grenzen gesetzt. Hierfür ist vor allem die Dämpfung des verwendeten Bremssystems, das mit einem Magneten arbeitet, verantwortlich. Es lässt sich lediglich bis zu einer Frequenz von ca. 60 Hz der Stellgröße eine signifikante Reaktion in der Drahtzugkraft feststellen, wodurch die Drehzahl für eine Störbeobachterregelung nach oben auf ca. 900 U/min begrenzt wird.

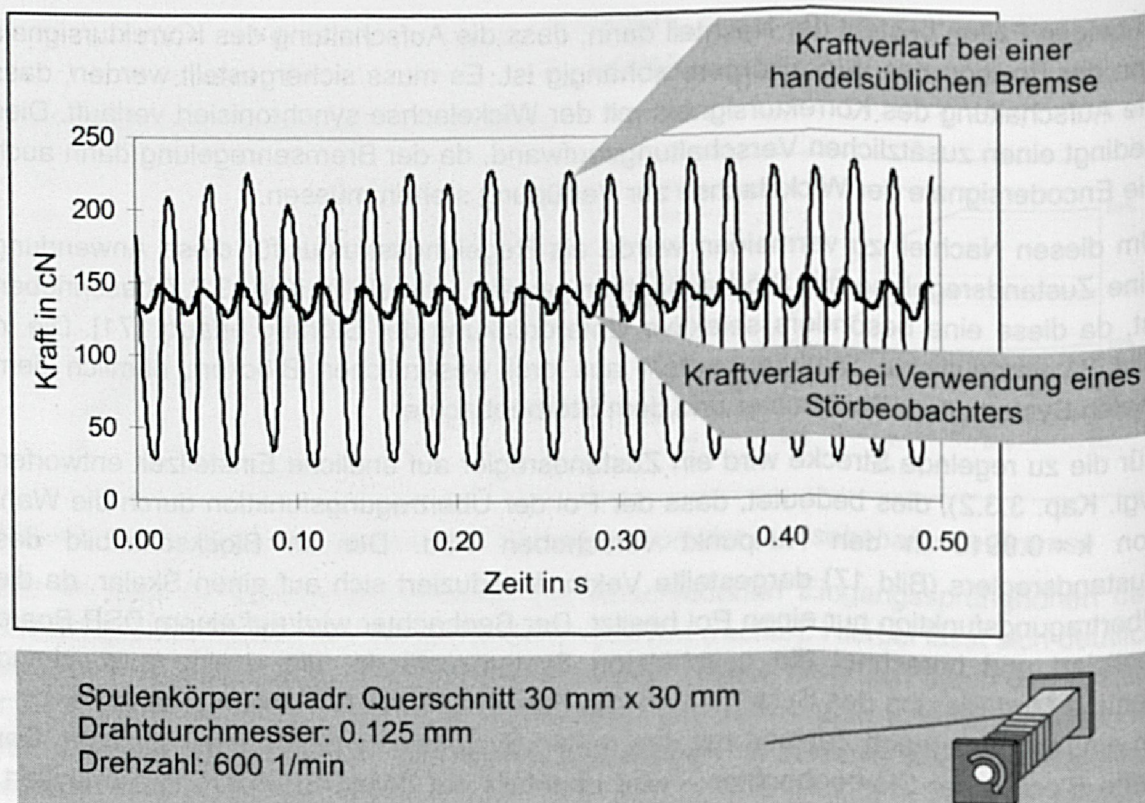


Bild 45: Gegenüberstellung des Drahtzugkraftverlaufs bei einem handelsüblichen Drahtzugregler und dem Regler mit Störbeobachter

Eine weitere Einschränkung der Anwendung dieses Konzeptes ergibt sich bei zunehmenden Drahtdurchmessern. Da hier größere Massen beschleunigt werden müssen, nimmt die Amplitude der Drahtzugkraftschwankungen zu. Deshalb werden von dem Regelalgorithmus große Amplituden für die Stellgröße berechnet. Bedingt durch den begrenzten Stellbereich des Aktors kann bei zu großen Störungen keine ausreichende Kompensation mehr aufgeschaltet werden [28]. Eine darüber hinaus gehende Optimierung der Drahtzugkraftregelung ist unter diesen Umständen nur durch die geeignete Anpassung der mechanischen Komponenten des Bremssystems möglich.

4.6 Drahtzugregler mit Bremsrad und schnellem Aktor

In einem weiteren prototypischen Aufbau eines Drahtzugreglers konnten die Vorteile der beiden in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Systeme miteinander kombiniert werden. Zum einen wurde das Konzept des Bremsrades übernommen, das eine gleichmäßige Übertragung der Kraft auf den Draht über den gesamten Umfang gewährleistet, zum anderen der hochdynamische Piezo-Aktor als Stellglied. Dies gewährleistet – zusammen mit einer schnellen Regelung – eine weitgehende Unterdrückung von Störungen während des Wickelprozesses.

Bei diesem Aufbau wurde der bisher verwendete Elektromagnet durch den Piezo-Aktor ersetzt. Der mechanische Aufbau ist in Bild 46 dargestellt. Da der Piezo-Aktor nur auf

Druck, nicht aber auf Zug arbeiten kann, wurde er von einer Hülse umschlossen, so dass bei einer Längenänderung des Aktors durch eine erhöhte Reibung eine höhere Bremskraft aufgebracht wird.

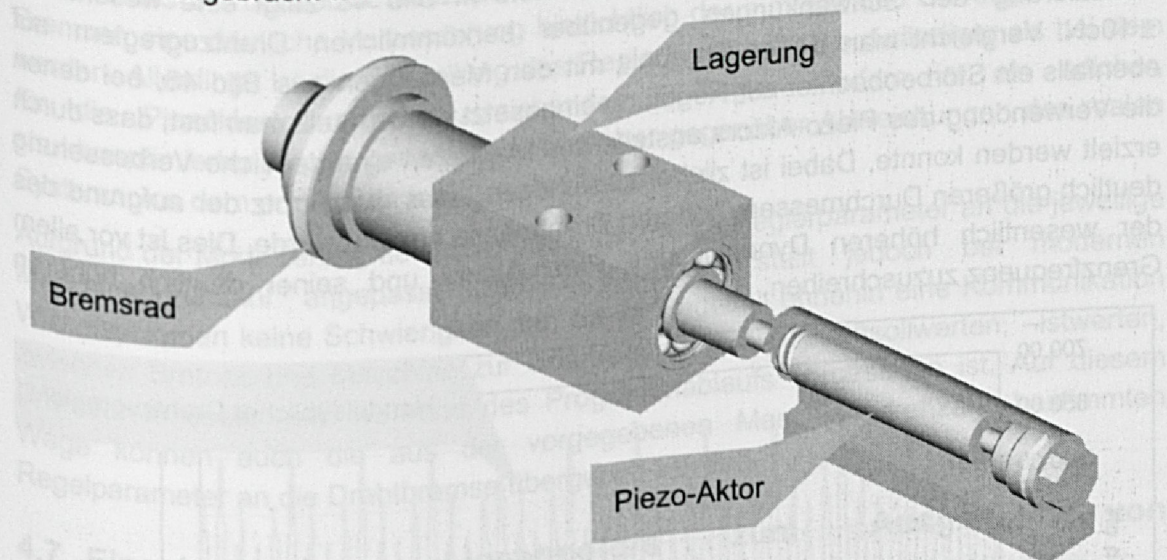


Bild 46: Mechanischer Aufbau des Bremssystems mit einem schnellen Aktor
Die Bestimmung der Übertragungsfunktion aus den in Bild 47 dargestellten, experimentell bestimmten Sprungantworten mit Hilfe von MATLAB ergab:

$$F(z) = \frac{0.03459z + 0.04582}{z^2 - 1.495z + 0.6701}$$

(Gl. 53)

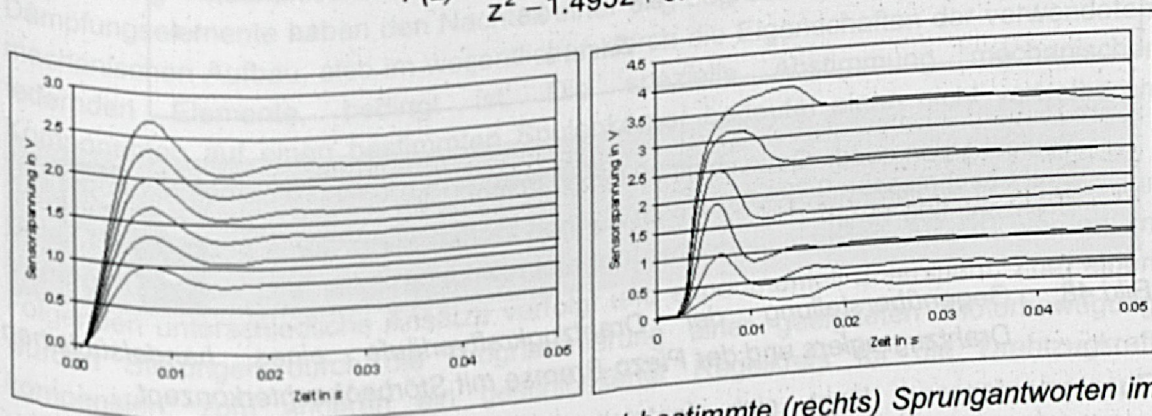
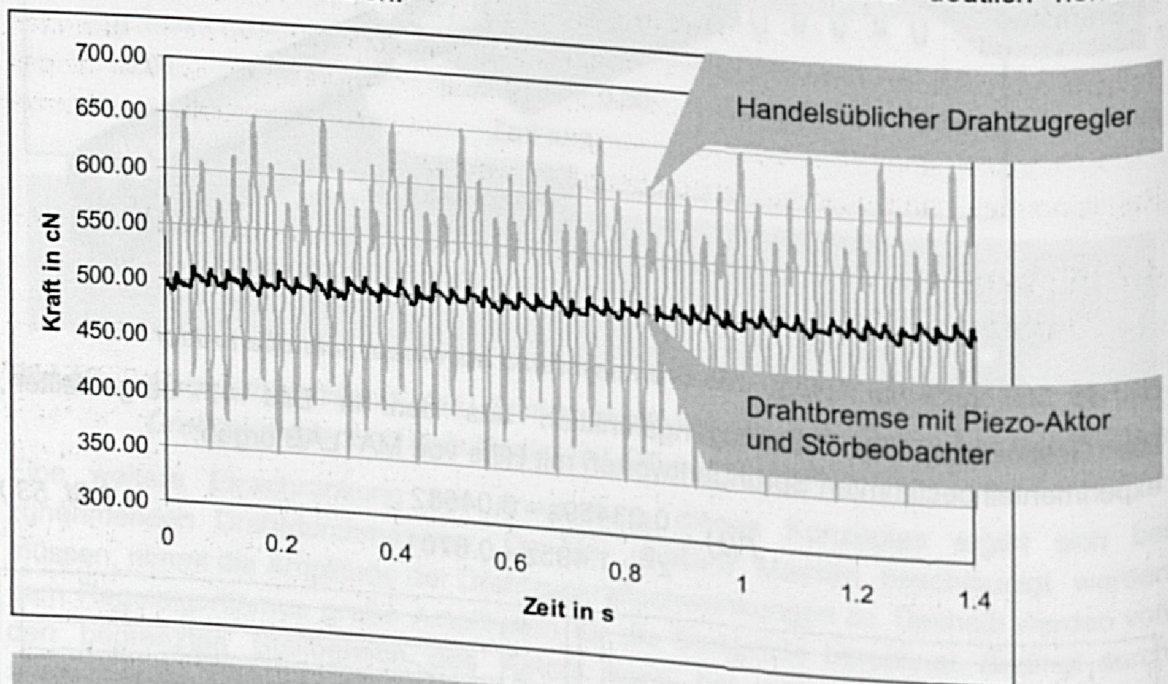


Bild 47: Simulierte (links) und im Experiment bestimmte (rechts) Sprungantworten im Vergleich

Bild 47 stellt den simulierten Sprungantworten die gemessenen gegenüber. Die Kurven stellen die Reaktion des Systems von 0 auf 30%, 40%, 50%, 60%, 70% und 80% der maximalen Aktorstellgröße dar. Das mit Hilfe der MATLAB-Toolbox *ident* bestimmte System zeigt kleinere Überschwinger als die gemessenen Kurven, des Weiteren stimmt der stationäre Endwert aufgrund der Nichtlinearitäten des Systems nur bei dem für die Berechnung benutzten Sprung von 0 auf 60% der maximalen Aktorstellgröße exakt

überein. Für diesen Bremsentyp wurde – analog zum vorangegangenen Kapitel – ein Zustandsregler entworfen.

Die Gegenüberstellung der Drahtzugkraftverläufe in Bild 48 zeigt eine wesentliche Reduzierung der Schwankungen gegenüber herkömmlichen Drahtzugreglern auf $\pm 10\text{cN}$. Vergleicht man dieses Ergebnis mit den Messungen aus Bild 45, bei denen ebenfalls ein Störbeobachter zur Regelung eingesetzt wurde, stellt man fest, dass durch die Verwendung des Piezo-Aktors anstelle des Magneten eine deutliche Verbesserung erzielt werden konnte. Dabei ist zu berücksichtigen, dass diese trotz der aufgrund des deutlich größeren Durchmessers höheren Drahtmasse erreicht wurde. Dies ist vor allem der wesentlich höheren Dynamik des Piezo-Aktors und seiner deutlich höheren Grenzfrequenz zuzuschreiben.



Spulenkörper: quadr. Querschnitt 30 mm x 30 mm
 Drahtdurchmesser: 0.224 mm
 Drehzahl: 500 1/min

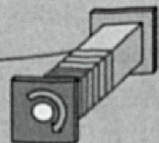


Bild 48: Gegenüberstellung der Drahtzugkraftverläufe eines handelsüblichen Drahtzugreglers und der Piezo-Bremse mit Störbeobachterkonzept

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass mit den hier beschriebenen unterschiedlichen Vorgehensweisen bei der Optimierung von Drahtzugreglern die bei der Bewicklung unrunder Körpergeometrien stets auftretenden Störungen im Zugkraftverlauf signifikant verringert werden konnten. Die besten Ergebnisse wurden mit der Piezoklemmbremse erreicht. Hier kommt die hohe Dynamik des Piezo-Aktors voll zum Tragen, da keine weiteren Massen an den Aktor angekoppelt werden. Einzige Einschränkung dieses Systems ist die punktförmigen Belastung, die Abplattungen des

Drahtes zur Folge hat, aber in den durchgeführten Versuchen zu keinen Schädigungen der Isolation geführt hat.

Mit Hilfe des Störbeobachterkonzepts kann auch bei konventionellen, massebehafteten Bremsen eine deutliche Verbesserung hinsichtlich der auftretenden Störungen erreicht werden. Allerdings ist die Einstellung des Reglers wesentlich aufwändiger als bei dem für die Piezoklembremse ausreichenden PI-Regler. Zudem ist ein solcher, strukturoptimierter Regler generell empfindlicher gegenüber Abweichungen des realen Systems von dem ermittelten mathematischen Modell.

Aufgrund der Modellierung der Störgröße müssen die Reglerparameter an die jeweilige Maschinendrehzahl angepasst werden. Letzteres stellt jedoch bei modernen Wickelsystemen keine Schwierigkeit dar, da im Regelfall ohnehin eine Kommunikation zwischen Bremse und Maschine zur Übertragung von Zugkraftsollwerten, -Istwerten, Drahtdurchmesser usw. während des Programmablaufs vorgesehen ist. Auf diesem Wege können auch die aus der vorgegebenen Maschinendrehzahl bestimmten Reglerparameter an die Drahtbremse übergeben werden.

4.7 Einsatz eines Linearmotors zum Ausgleich von Drahtzugkraftschwankungen

In Kap. 2.2.3 wurden unterschiedliche Systeme zur Kompensation von Drahtzugkraftschwankungen durch verschiedene Ausgleichsmechanismen beschrieben. Die dort vorgestellten Systeme weisen jedoch entscheidende Nachteile auf. Entweder werden Dämpfungselementen eingesetzt oder es ist eine spezielle Abstimmung mechanischer Elemente auf bestimmte Spulenkörper notwendig. Dämpfungselemente haben den Nachteil einer eng begrenzten Dynamik, die durch den mechanischen Aufbau, also im wesentlichen durch die Eigenschaften der verwendeten federnden Elemente, bedingt ist. Die spezielle Abstimmung mechanischer Komponenten auf einen bestimmten Spulenkörper bedeutet einen nicht vertretbaren Umrüstaufwand bei einem Produktwechsel.

Unter Verwendung eines Linearmotors können flexible, hochdynamische Lösungen zur Verringerung von Drahtzugkraftschwankungen aufgebaut werden. Hierzu werden im Folgenden unterschiedliche Ansätze verfolgt und experimentell untersucht. Zum einen wurden Störungen durch die Programmierung einer geeigneten Motorbewegung kompensiert, zum anderen ein geschlossener Regelkreis für die Drahtzugkraft aufgebaut.

4.7.1 Struktur und Aufbau von Linearmotoren

Linearmotoren bestehen – wie konventionelle Motoren mit rotatorischer Anordnung auch – aus Ständer und Läufer. Im Stator werden die Wicklungen, die Lager und die Sensorik für die Positionserfassung und die Temperaturüberwachung integriert, der Läufer besteht aus einer schichtweisen Anordnung von Permanentmagneten.

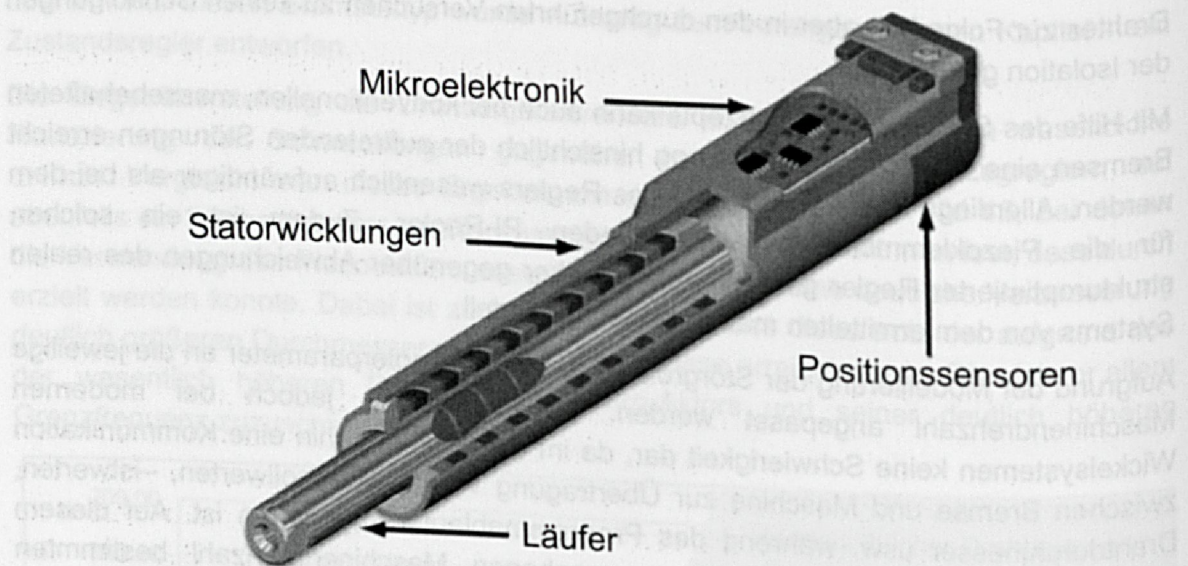


Bild 49: Schematischer Aufbau eines Linearmotors (Bild: Linmot)

Der Aufbau eines Linearmotors (Bild 49) entspricht also dem eines permanenterregten Synchronmotors mit einer abgewandelten räumlichen Anordnung der Wicklungen und der Permanentmagnete. Der Übergang von einer rotatorischen zu einer linearen Bauform wird am Beispiel des Läufers in Bild 50 verdeutlicht. Die lineare Bewegung wird direkt durch elektromagnetische Kräfte ohne zusätzliche, verschleißanfällige mechanische Elemente erzeugt. Dies ermöglicht die Realisierung von extrem dynamischen Bewegungsvorgängen auf einfachste Art und Weise ohne zusätzliche Komponenten.

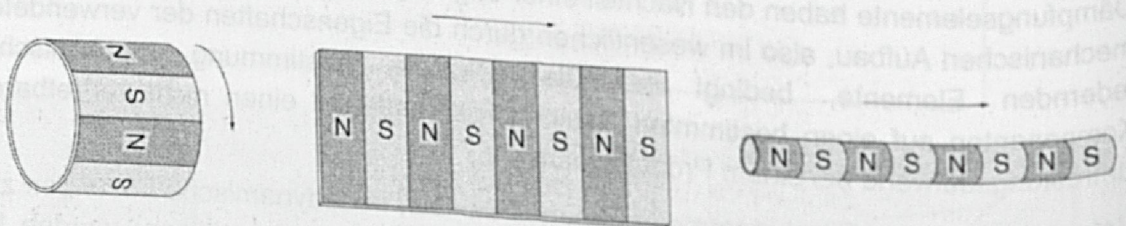


Bild 50: Übergang von einer rotatorischen zu einer linearen Bauform am Beispiel des Motorläufers (Bild: Linmot)

Die Kraft, die von einem Linearmotor aufgebracht werden kann, ist konstruktionsbedingt abhängig von der Läuferposition. Der Verlauf der Maximalkraft ist symmetrisch zur Mitte des Hubbereichs, der sogenannten „Zero Position“. Solange sich der Läufer im gesamten aktiven Bereich des Stators befindet, bleibt die maximale Kraft des Motors konstant, da hier die Krafterzeugung optimal ist. Verlässt der Läufer den sogenannten „Shortened-Stroke“-Bereich, befinden sich also einige Magnete des Läufers außerhalb der Ständerwicklungen, nimmt die Maximalkraft linear ab. Aus diesem Grunde sollte der Bewegungsbereich des Motors im Betrieb symmetrisch zur Zero Position gewählt werden.

4.7.2 Aufbau eines Regelkreises für die Positionierung des Linearmotors

Für Drahtstärken über 0.5 mm werden üblicherweise mechanische oder gesteuerte, elektrische Drahtbremsen eingesetzt. Eine Regelung der Drahtzugkraft über die Veränderung des Drehmoments, das von dem Bremsrad aufgebracht wird, ist aufgrund der in diesem Drahtstärkebereich notwendigen massiven Ausführung des gesamten Bremssystems nur mit sehr großen Zeitkonstanten möglich, die für das Ausregeln der bei der Bewicklung unrunder Körper auftretenden Störungen normalerweise nicht ausreichen.

Um hier Abhilfe zu schaffen und auch im Starkdrahtbereich eine Möglichkeit zur Kompensation von Drahtzugkraftschwankungen zu bieten, wurde in einem Versuchsaufbau eine elektrische, gesteuerte Drahtbremse durch einen Linearmotor ergänzt. Auf diesem wurde eine Drahtführung mit integriertem Kraftsensor montiert. Der Linearmotor ermöglicht es, die Drahtlänge zwischen Bremse und Wickelort gezielt zu beeinflussen und damit Zugkraftschwankungen auszugleichen (vgl. Bild 51). Die Wirkungsweise des Linearmotors ist mit der eines Tänzerhebels vergleichbar, der bei einem in bestimmten Wickelsituationen auftretenden Drahtüberschuss durch die Federspannung eine gewisse Mindestzugkraft aufrecht erhält. Vorteil des Linearmotors ist jedoch, dass bei einer ausreichend schnellen Reaktion die gewählte Drahtzugkraft erhalten bleibt, während beim Tänzerhebel nur die Federkraft wirkt.

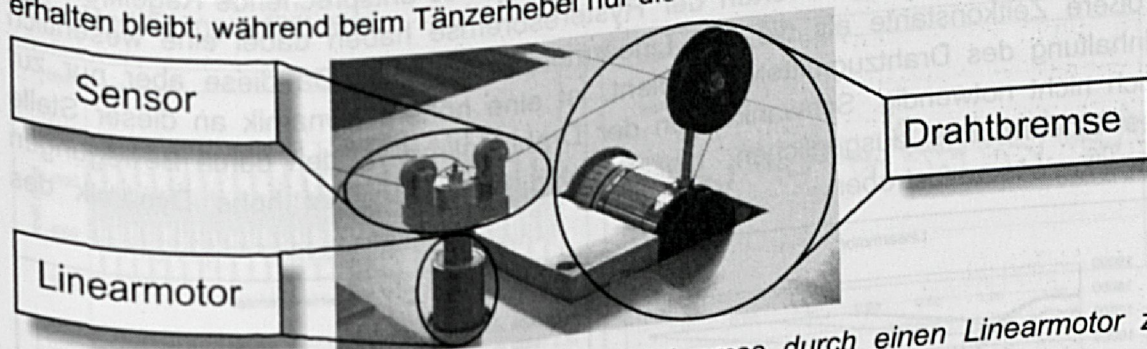


Bild 51: Erweiterung einer gesteuerten Drahtbremse durch einen Linearmotor zur Kompensation von Drahtzugkraftschwankungen

Der Motor kompensiert Schwankungen um den gewünschten Sollwert durch die Verlängerung des Drahtweges bzw. durch die Freigabe von Draht, was zu einer entsprechenden Beeinflussung der Zugkraft führt. Bild 52 zeigt schematisch zwei unterschiedlichen Motorpositionen und die daraus resultierenden Drahtlängen. Unter Vernachlässigung der Radien der Umlenkrollen lässt sich die Länge L des Drahtes aus der Beziehung

$$L = 2 \cdot \sqrt{a^2 + (x+d)^2}$$

(Gl. 54)

berechnen.

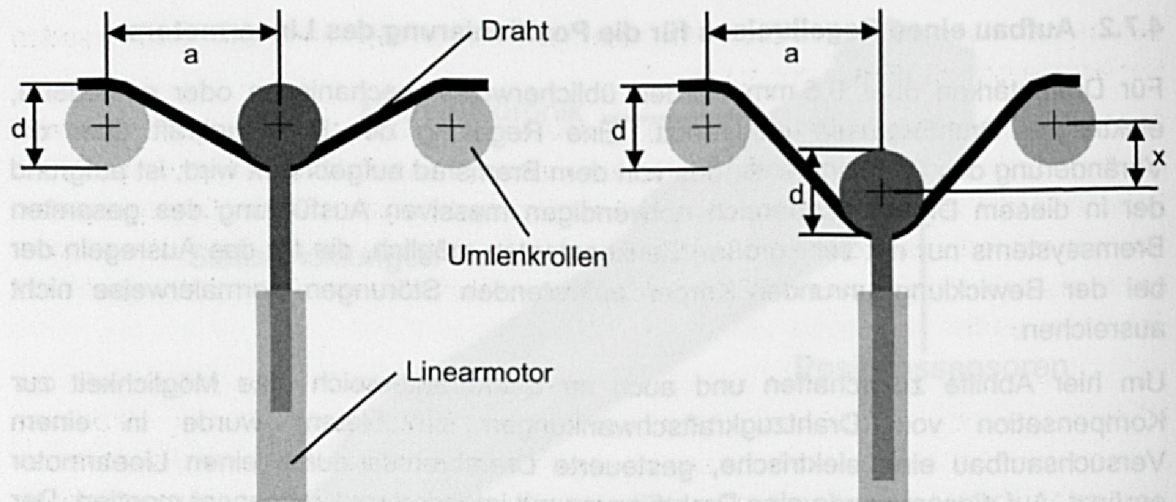


Bild 52: Schematische Darstellung der Drahtlängenänderung bei Verwendung eines Linearmotors zum Ausgleich von Zugspannungsschwankungen

Analog zum in den vorangegangenen Kapiteln dargestellten Vorgehen bei den Drahtzugreglern wurde mit Hilfe von MATLAB ein Regelkreis entworfen mit dem Ziel, Drahtzugkraftschwankungen zu verringern. Da das aufgebaute System zwei Aktoren enthält, die den Drahtzug beeinflussen, waren für beide entsprechende Regelkreise zu realisieren. Die Sprungantworten der Hysteresebremse haben dabei eine wesentlich größere Zeitkonstante als die des Linearmotors (Bild 53). Da diese aber nur zur Einhaltung des Drahtzugmittelwerts dient, ist eine höhere Dynamik an dieser Stelle auch nicht notwendig. Schwankungen der Drahtzugkraft werden durch Bewegungen des Linearmotors ausgeglichen, hier ist also eine möglichst hohe Dynamik des Regelkreises anzustreben.

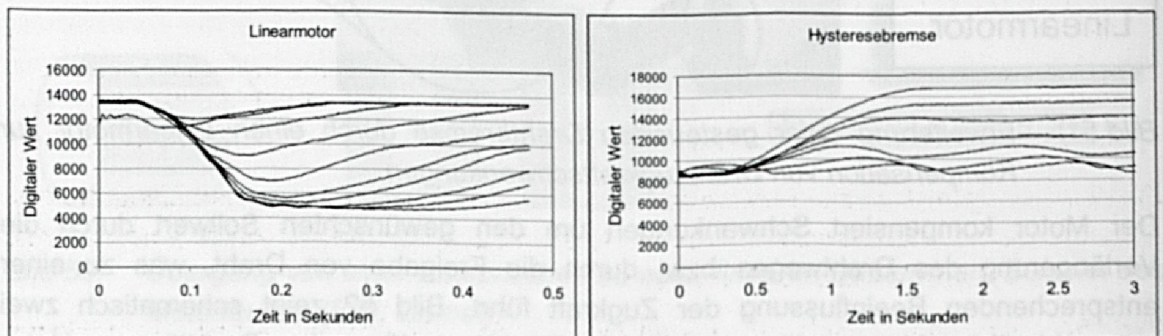


Bild 53: Gemessene Sprungantworten des Linearmotors und der Hysteresebremse

Bild 53 zeigt die Reaktionen der Drahtzugkraft auf sprungförmige Änderungen der jeweiligen Eingangsgrößen in 10%-Schritten. Der Sprung der Eingangsgröße erfolgt dabei bei 0,01s (Linearmotor) bzw. 0,1s (Hysteresebremse).

Zur Kompensation von Störungen wurden zwei alternative Ansätze verfolgt. Ein Lösungsweg bestand – wie oben beschrieben – in der Realisierung je eines Regelkreises für beide Aktoren. Anstelle des Regelkreises für den Linearmotor kann aber auch eine fest programmierte Bewegung des Motors zur Kompensation der

Störungen verwendet werden, da die von dem Spulenkörper herrührenden Schwankungen im Voraus bekannt sind.

Der Vorteil dieser Methode besteht in der höheren Reaktionsgeschwindigkeit. Während im Regelkreis nur auf eine auftretende Abweichung vom Sollwert mit einer gewissen Zeitkonstanten reagiert werden kann, ist bei einer fest programmierten Bewegung eine Kompensation bereits zum Zeitpunkt der erwarteten Störung möglich. Auf diese Weise kann das vorab vorhandene Wissen über den zeitlichen Verlauf der Störung effektiv genutzt werden.

Zur Anwendung dieser Methode ist es notwendig, die Motorbewegungen mit der Wickelachse zu koordinieren. Dazu werden der Linearmotorsteuerung über das sogenannte Master-Encoder-Interface die Inkrementalgebersignale der Wickelachse zur Verfügung gestellt. Dem Linearmotor wird dann eine Kurve vorgegeben, die stets genau innerhalb einer Umdrehung der Wickelachse abgefahren wird. Die Bewegung des Linearmotors wird durch n Stützpunkte beschrieben. Zur Bestimmung dieser n Positionen des Linearmotors wird der Wickelkörper um jeweils $360/n^\circ$ weiter gedreht und dabei die Position x des Linearmotors so eingestellt, dass die abgewickelte Drahtlänge stets gleich ist, nämlich der n -te Teil des Spulenkörperumfangs. Mit Hilfe der oben angegebenen Formel kann die Position x des Motors so bestimmt werden, dass diese Bedingung erfüllt wird.

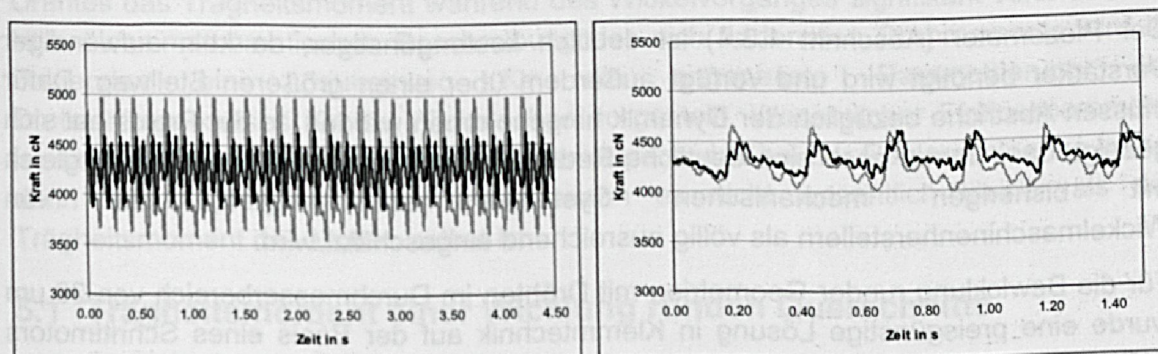


Bild 54: Vergleich des Drahtzugkraftverlaufs mit und ohne Einsatz des Linearmotors: links: Kompensation durch eine festprogrammierte Bewegung, rechts: Verwendung eines PI-Reglers

Bild 54 zeigt die Drahtzugkraftverläufe bei der Bewicklung eines rechteckigen Spulenkörpers mit einer Kantenlänge von 55 mm x 8 mm bei einer Drehzahl von 192 U/min bei Kompensation mit einer festprogrammierten Kurve (links) bzw. bei einer Drehzahl von 120 U/min bei Verwendung eines PI-Reglers. In beiden Fällen lässt sich eine deutliche Reduktion der auftretenden Schwankungen feststellen, wobei die Kompensation durch eine angepasste, fest programmierte Bewegung des Linearmotors auch angesichts der höheren Drehzahl als effektiver anzusehen ist. Obwohl auch bei dieser Lösung für jeden einzelnen Spulenkörper Anpassungen vorzunehmen sind, besteht gegenüber dem in Kap. 2.2.3 beschriebenen speziell für bestimmte Spulenkörper konstruierte Lösungen der Vorteil der Flexibilität, da auf einfache Weise

durch Programmieren eines neuen Bewegungsablaufs eine Umstellung auf andere Spulenkörper erfolgen kann.

Aufgrund der schnellen Reaktionen des Linearmotors kann der Nachteil der geringen Dynamik herkömmlicher Hysteresebremsen durch eine Kombination beider Systeme ausgeglichen und damit die Drahtzugkraftschwankungen wesentlich reduziert werden. Damit wurde auch für den Starkdrahtbereich eine Möglichkeit aufgezeigt, eine Drahtzugkraftregelung zu realisieren, was bisher im Allgemeinen an der Trägheit der notwendigerweise massiv aufzubauenden Drahtabzugssysteme scheiterte.

Zusammenfassung

Aus der Vielzahl der vorgestellten Möglichkeiten zur Optimierung der Drahtzugregelung ist eine dem Anwendungsfall angepasste Lösung auszuwählen. Die Kriterien sind dabei die geforderte Dynamik einerseits sowie die dafür aufzuwendenden Kosten und einfache Bedienbarkeit andererseits. Weiteres Entscheidungskriterium ist die Drahtstärke bzw. die aufzubringende Drahtzugkraft. Die vorgestellten Lösungen decken insgesamt einen Bereich des Drahtdurchmessers von 20 μm bis 1.0 mm ab. Optimale Regelergebnisse können mit dem Piezo-Stapelaktor (Abschnitt 4.3.1) erzielt werden; dabei handelt es sich allerdings auch um die teuerste Lösung, die zudem einer exakten Einstellung des gewünschten Betriebspunktes bedarf.

Der Piezomotor (Abschnitt 4.3.4) ist deutlich kostengünstiger, da kein aufwändiger Verstärker benötigt wird und verfügt außerdem über einen größeren Stellweg. Dafür müssen Abstriche bezüglich der Dynamik hingenommen werden. In der Praxis hat sich gezeigt, dass immer noch eine deutliche Reduzierung der Schwankungen im Vergleich mit bisherigen mechanischen Systemen erzielt wird, die von Wickelmaschinenherstellern als völlig ausreichend eingeschätzt wird.

Für die Bewicklung runder Geometrien mit Drähten im Durchmesserbereich von 20 μm wurde eine preisgünstige Lösung in Klemmtechnik auf der Basis eines Schrittmotors gefunden, die im Gegensatz zu den bisherigen, mechanischen Abzugsgeräten eine Regelbarkeit während des Wickelprozesses ermöglicht (Abschnitt 4.4). Aufgrund ihrer geringen Dynamik ist diese Lösung für unrunde Wickelkörper jedoch nur bedingt geeignet.

Durch den Einsatz eines Regelungskonzeptes, das speziell auf die Erfordernisse des Wickelprozesses abgestimmt ist, konnten auch bei konventionellen, massebehafteten Reglern erhebliche Optimierungspotentiale erschlossen werden. Dem Vorteil der gleichmäßigen Kraftübertragung steht der Nachteil eines erhöhten Aufwands bei der Parameteranpassung des Regelkreises an die Prozessparameter gegenüber.

Mit dem Einsatz eines Linearmotors als zusätzliche Ausgleichseinheit wurde auch für stärkere Drähte (0.5 mm bis 1.0 mm) eine Lösung zur Reduzierung der Drahtzugkraftschwankungen entwickelt. Diese eignet sich aufgrund ihrer Bauform und der Unabhängigkeit vom eingesetzten Abzugssystem auch für einen nachträglichen Einbau in ein bereits vorhandenes Wickelsystem.

5 Regelung der Wickelachse beim Einsatz unterschiedlicher Spulenkörpergrößen

Bei der Bewicklung von Spulen größeren Durchmessers, wie beispielsweise bei Hochspannungswandlern, wird die Streckendynamik wesentlich durch die Masse des Spulenkörpers bestimmt. Die Reglereinstellungen der Wickelmaschine werden jedoch üblicherweise fest parametrierung und an einen bestimmten Spulentyp, der auf dieser Maschine produziert werden soll, angepasst. Dadurch kann es zu unerwünschten Schwingungen der Drehzahl kommen, wenn eine Maschine zur Herstellung von Spulen mit stark unterschiedlichen Massen eingesetzt wird.

Die feste Parametrierung des Drehzahlreglers der Wickelachse bedeutet eine wesentliche Einschränkung der Flexibilität und der Produktivität, da Produkte, die sich stark in ihren Dimensionen unterscheiden, nicht auf derselben Maschine gefertigt werden können. Soll eine Spule, die in ihren Dimensionen stark von der für die Reglerauslegung verwendeten Referenzspule abweicht, bewickelt werden, müssen flache Beschleunigungsrampen gewählt werden, um Schwingungen zu vermeiden.

Des Weiteren ist die feste Parametrierung des Drehzahlreglers bei der Bewicklung großer Transformatorensulen problematisch, bei denen sich durch das Aufbringen des Drahtes das Trägheitsmoment während des Wickelvorganges signifikant verändert. Mit Hilfe einer mathematischen Beschreibung des sich ändernden Drehmoments wird im Folgenden ein Lösungsweg für die angepasste Parametrierung des Drehzahlregelkreises für die Wickelachse vorgestellt. Wesentlicher Einflussparameter ist dabei das Trägheitsmoment des Spulenkörpers, das bei der Reglerauslegung immer dann Berücksichtigung finden muss, wenn es nicht wesentlich kleiner als das Trägheitsmoment des Motors selbst ist.

5.1 Trägheitsmoment einer Wicklung runden Querschnitts

Zur Berechnung des Trägheitsmoments Θ_k gelten bei einem zylindrischen, massiven Körper mit konstanter Dichte folgende Zusammenhänge [5]:

$$\Theta_k = \frac{m_k \cdot r_k^2}{2}, \quad (\text{Gl. 55})$$

wobei m_k für die Masse und r_k für den Radius des Spulenkörpers stehen. Vernachlässigt man die Steigung einer Windung und modelliert sie damit als Kreistorus, gilt für deren Trägheitsmoment Θ_w [5]:

$$\Theta_w = \frac{m_w \cdot (4 \cdot r_w^2 + 3 \cdot r_D^2)}{4}. \quad (\text{Gl. 56})$$

Bild 55 veranschaulicht die in der Gleichung 56 gewählten Bezeichnungen an Hand einer Skizze.

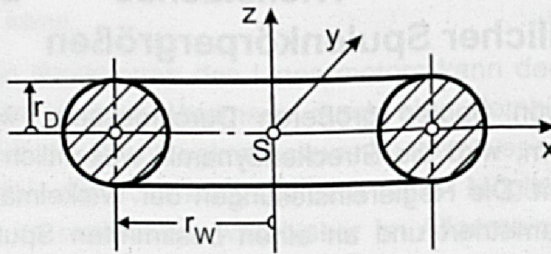


Bild 55: Bezeichnungen am Kreistorus

Bei den hier betrachteten Dimensionen ist die Bedingung $r_w \gg r_D$ im Regelfall erfüllt. Damit vereinfacht sich Gl. 56 folgendermaßen:

$$\Theta_W = m_W \cdot r_W^2. \quad (\text{Gl. 57})$$

Gl. 57 gilt ebenso für die Modellierung der vielfach eingesetzten Flachleiter als dünnwandigem Hohlzylinder.

Fasst man alle Windungen einer Lage zu einer Gesamtmasse zusammen, gilt für den Beitrag der i-ten Lage zum Gesamtträgheitsmoment der Spule:

$$\Theta_{L,i} = m_{L,i} \cdot r_{L,i}^2, \quad (\text{Gl. 58})$$

wobei $m_{L,i}$ die Masse des Drahtes in dieser Lage und $r_{L,i}$ den Radius der i-ten Lage bedeuten. Die Masse der i-ten Lage lässt sich mit dem Zusammenhang

$$m_{L,i} = \rho_{Cu} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{L,i} \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \pi \cdot w = \frac{1}{2} \cdot \rho_{Cu} \cdot \pi^2 \cdot d^2 \cdot w \cdot r_{L,i} \quad (\text{Gl. 59})$$

berechnen, wobei d den Drahtdurchmesser und w die Windungszahl pro Lage bezeichnen. Der Radius der i-ten Lage kann unter der Annahme einer Lagenwicklung (vgl. Bild 56) wie folgt errechnet werden:

$$r_{L,i} = r_k + \frac{d}{2} + (i-1) \cdot d. \quad (\text{Gl. 60})$$

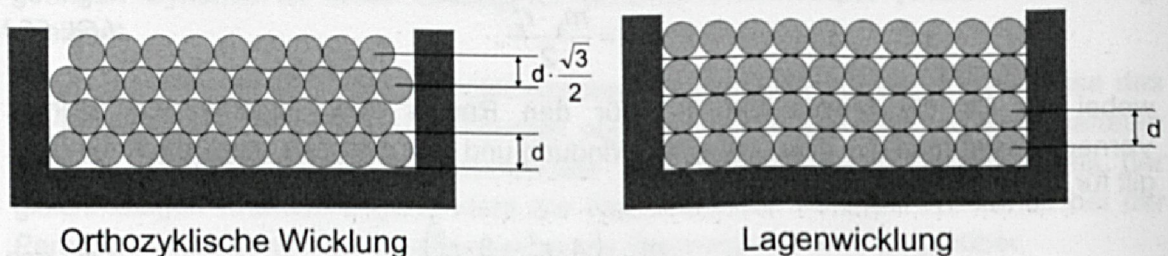


Bild 56: Geometrische Verhältnisse bei unterschiedlichem Lagenaufbau

Im Falle eines orthozyklischen Wicklungsaufbaus (vgl. Bild 56), bei dem die jeweils folgende Lage in den Zwischenräumen der einzelnen Windungen der darunter

befindlichen Lage zu liegen kommt, reduziert sich der Abstand der einzelnen Lagen voneinander um den Faktor $\sqrt{3}/2$. Es gilt also:

$$r_{L,i} = r_k + \frac{d}{2} + (i-1) \cdot d \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \quad (\text{Gl. 61})$$

Damit ergibt sich als Gesamtformel für das Massenträgheitsmoment:

$$\Theta_{\text{ges}} = \frac{m_k \cdot r_k^2}{2} + \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{Cu}} \cdot \pi^2 \cdot d^2 \cdot w \cdot \sum_i r_{L,i}^3 \quad (\text{Gl. 62})$$

5.2 Trägheitsmoment einer Wicklung rechteckigen Querschnitts

Analog zur Berechnung in Kapitel 5.1 lässt sich auch das Trägheitsmoment für rechteckige Spulenkörperquerschnitte berechnen. Für einen massiven Körper konstanter Dichte gilt [5]:

$$\Theta_k = \frac{m_k \cdot (b^2 + c^2)}{12} \quad (\text{Gl. 63})$$

wenn die Seitenlängen des Körpers mit b und c und die Masse mit m_k bezeichnet wird.

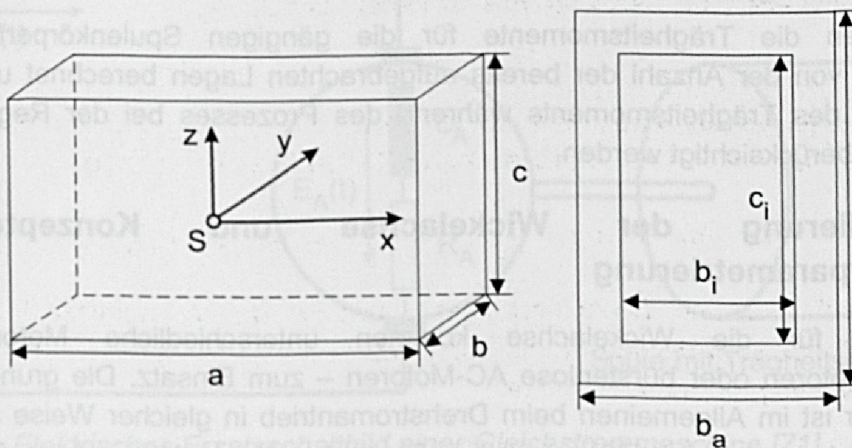


Bild 57: Bezeichnungen am Spulenkörper mit rechteckigem Querschnitt

Das Trägheitsmoment der j -ten Lage lässt sich durch die Auswertung des Integrals

$$\Theta_{L,j} = \iiint (y^2 + z^2) dm = \rho \cdot a \cdot \iint (y^2 + z^2) dy dz \quad (\text{Gl. 64})$$

in den Grenzen von $y = -b/2 \dots +b/2$ und $z = -c/2 \dots +c/2$ bestimmen. Dabei bezeichnet a die Seite des Hohlquaders längs der Wickelachse und es gilt

$$dm = \rho \cdot a \cdot dy \cdot dz \quad (\text{Gl. 65})$$

Aus dieser Überlegung ergibt sich für das Trägheitsmoment einer Lage der Zusammenhang:

$$\Theta_{L,j} = \frac{m_{L,j}}{12} \cdot \frac{b_{a,j} \cdot c_{a,j} \cdot (b_{a,j}^2 + c_{a,j}^2) - b_{i,j} \cdot c_{i,j} \cdot (b_{i,j}^2 + c_{i,j}^2)}{b_{a,j} \cdot c_{a,j} - b_{i,j} \cdot c_{i,j}} \quad (Gl. 66)$$

Die Außenabmessungen werden dabei mit dem Index a, die Innenabmessungen mit i gekennzeichnet. Dabei gelten die Zusammenhänge

$$b_{a,j} = b_{a,j-1} + 2 \cdot d \quad \text{und} \quad c_{a,j} = c_{a,j-1} + 2 \cdot d \quad (Gl. 67), (Gl. 68)$$

für eine Lagenwicklung. Bei einer orthozyklischen Wicklung muss der Durchmesser d wieder – analog zu Kapitel 5.1 – um den Faktor $\sqrt{3}/2$ verkleinert werden.

Die Masse der j-ten Lage kann in folgender Form angegeben werden:

$$m_{L,j} = \rho_{Cu} \cdot (b_{a,j} + b_{i,j} + c_{a,j} + c_{i,j}) \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \pi \cdot w \quad (Gl. 69)$$

Das Gesamtträgheitsmoment ergibt sich dann aus der Summe

$$\Theta_{ges} = \frac{m_k \cdot (b^2 + c^2)}{12} + \sum_j \frac{m_{L,j}}{12} \cdot \frac{b_{a,j} \cdot c_{a,j} \cdot (b_{a,j}^2 + c_{a,j}^2) - b_{i,j} \cdot c_{i,j} \cdot (b_{i,j}^2 + c_{i,j}^2)}{b_{a,j} \cdot c_{a,j} - b_{i,j} \cdot c_{i,j}} \quad (Gl. 70)$$

Damit können die Trägheitsmomente für die gängigen Spulenkörperformen in Abhängigkeit von der Anzahl der bereits aufgetragenen Lagen berechnet und so die Veränderung des Trägheitsmoments während des Prozesses bei der Regelung der Wickelachse berücksichtigt werden.

5.3 Modellierung der Wickelachse und Konzepte zur Reglerparametrierung

Als Antrieb für die Wickelachse kommen unterschiedliche Motortypen – Gleichstrommotoren oder bürstenlose AC-Motoren – zum Einsatz. Die grundsätzliche Reglerstruktur ist im Allgemeinen beim Drehstromantrieb in gleicher Weise aufgebaut wie beim Gleichstromantrieb [70], nämlich in Form einer Kaskadenregelung. Der innere Regelkreis übernimmt dabei die Drehzahl- und Stromregelung; diesem wird eine Regelschleife zur Positionsregelung überlagert.

In den folgenden Abschnitten soll am Beispiel der Gleichstrommaschine sowohl das mathematische Modell des Antriebs als auch grundsätzliche Konzepte der Reglereinstellung zur Führung der Drehzahl dargestellt werden.

Es existieren zwei prinzipielle Strukturen zur Drehzahlregelung bei Gleichstromantrieben. Bei der Drehzahlregelung nach dem Stromleitverfahren wird dem Drehzahlregelkreis in einer weiteren Kaskade eine Schleife zur Stromregelung unterlagert. Alternativ dazu kann eine direkte Drehzahlregelung mit Strombegrenzung realisiert werden. Bei der Betrachtung beider Konzepte wird der Stromrichter idealisiert als eine Einheit betrachtet, die je nach Ansteuerung eine Spannung beider Polaritäten abgeben und Strom in beiden Richtungen führen kann. Das Zeitverhalten des

Stromrichters wird vereinfacht durch eine mittlere Totzeit konstanter Größe beschrieben [68].

5.3.1 Mathematisches Modell einer Gleichstrommaschine

Aus dem elektrischen Ersatzschaltbild eines Gleichstrommotors lässt sich gemäß [68] die Übertragungsfunktion für den Ankerstrom herleiten und in folgender Art und Weise darstellen:

$$I_A(s) = \frac{K_A}{1 + T_A \cdot s} \cdot [U_A(s) - E_A(s)]. \quad (\text{Gl. 71})$$

I_A bezeichnet in diesem Zusammenhang den Ankerstrom, U_A die Ankerspannung, E_A die im Motor induzierte Gegenspannung. Alle Größen wurden auf die Nenndaten des Motors normiert, also auf die Nennankerspannung U_{AN} und den Nennankerstrom I_{AN} . T_A ist die Ankerzeitkonstante, die als Quotient aus Induktivität und ohmschen Widerstand des Ankerkreises definiert ist. Die Konstante des Verzögerungsgliedes K_A ergibt sich zu

$$K_A = \frac{1}{R_A} \cdot \frac{U_{AN}}{I_{AN}}. \quad (\text{Gl. 72})$$

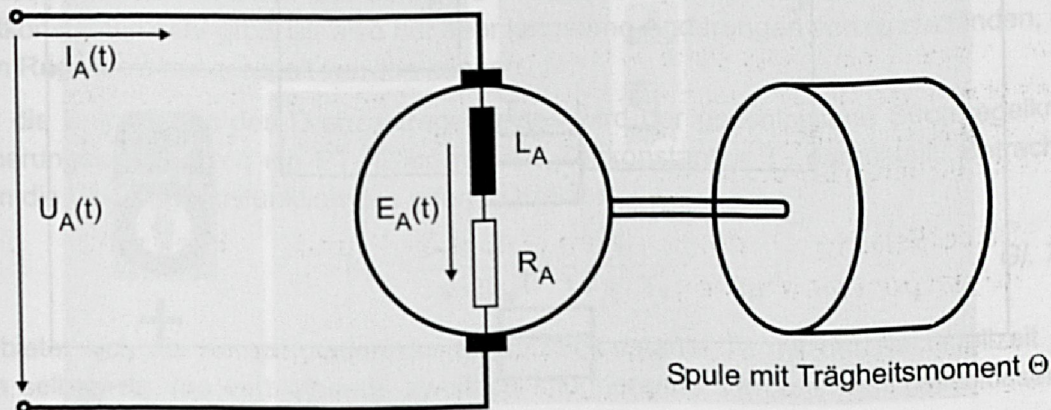


Bild 58: Elektrisches Ersatzschaltbild einer Gleichstrommaschine [71]

Normiert man auf das bei Nennbetrieb in der Maschine entwickelte Drehmoment, gilt die einfache Beziehung

$$D_M = I_A. \quad (\text{Gl. 73})$$

Als Bewegungsgleichung ergibt sich in normierter Form

$$N(s) = \frac{1}{s \cdot T_H} \cdot (D_M - D_L) \quad (\text{Gl. 74})$$

mit der Hochlaufzeit

$$T_H = \frac{2 \cdot \pi \cdot \Theta \cdot n_0}{D_{MN}}, \quad (\text{Gl. 75})$$

wobei Θ für das Trägheitsmoment und n_0 für die bei Nennspannung auftretende Leerlaufdrehzahl stehen.

5.3.2 Drehzahlregelung nach dem Stromleitverfahren

Zur Auslegung des Reglers werden in [68] die folgenden, grundsätzlichen Überlegungen angestellt. Der Ankerstromregelkreis weist eine große Zeitkonstante, nämlich T_A , und eine vergleichsweise kleine Totzeit T_t des Stellgliedes auf. Zur Reduzierung der Ordnung der Strecke bietet der PI-Regler die Möglichkeit, eine der Zeitkonstanten zu kompensieren.

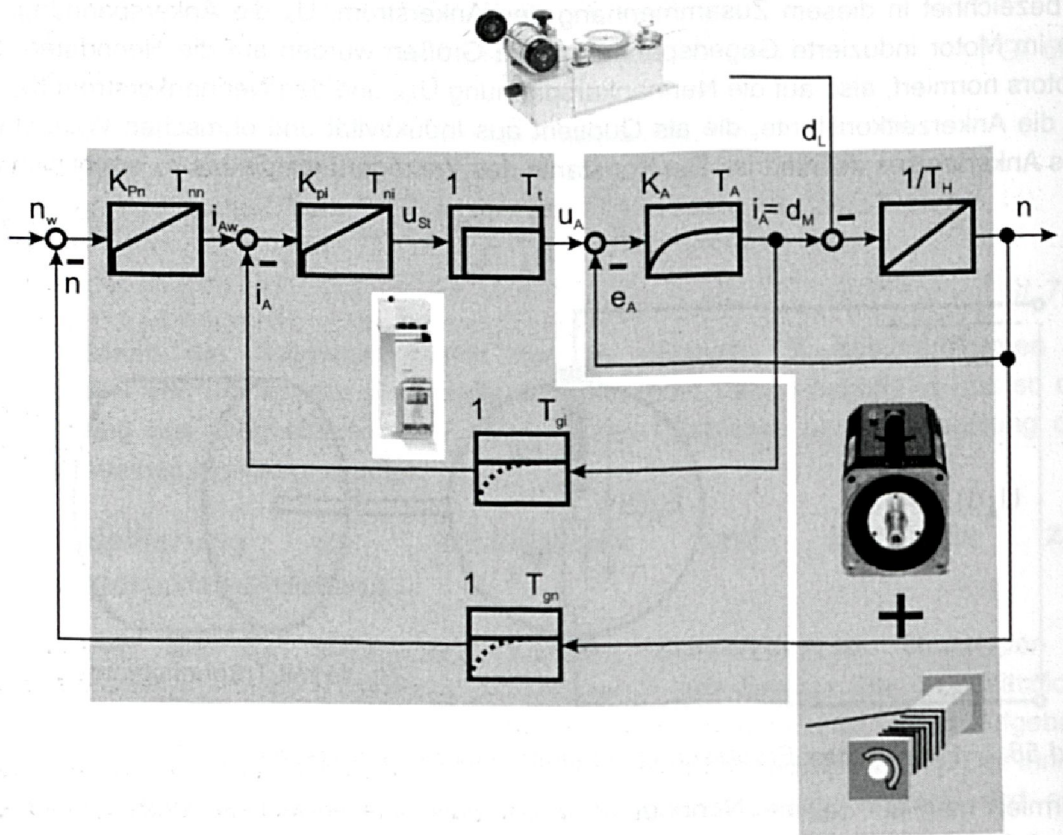


Bild 59: Struktur des Regelkreises für die Wickelachse nach dem Stromleitverfahren (Kaskadenregelung) [68]

Hierzu wird die Nachstellzeit des Reglers auf die große Streckenzeitkonstante abgestimmt, es gilt also

$$T_A = T_{Ni}. \quad (\text{Gl. 76})$$

Zur Bestimmung des zweiten Parameters des PI-Reglers, dem Proportionalbeiwert K_P , betrachtet man den Betrag des Frequenzgangs des geschlossenen Ankerstromregelkreises $|F(j\omega)|$. Idealerweise gilt

$$|F(j\omega)| \equiv 1 \text{ für alle } \omega.$$

Aus dieser Bedingung, die gleichbedeutend ist mit der Forderung, möglichst viele Ableitungen von $|F(j\omega)|$ zu Null zu machen, erhält man für den Proportionalbeiwert den Zusammenhang

$$K_{Pi} = \frac{1}{2} \cdot \frac{T_A}{(T_t + T_{gi}) \cdot K_A}. \quad (\text{Gl. 77})$$

Bild 59 veranschaulicht die Struktur des Regelkreises der Wickelachse nach dem Stromleitverfahren. Gl. 71 wird durch das PT_1 -Glied mit der Zeitkonstanten T_A und dem Proportionalbeiwert K_A repräsentiert, die aus den Motordaten zu berechnen sind. Das Lastmoment ergibt sich durch die an der Drahtbremse eingestellte Drahtzugkraft und den Spulenkörperdurchmesser. Die Stromregelung und die Drehzahlregelung werden von der zum Motor gehörigen Steuereinheit übernommen.

T_{gi} steht dabei für die Glättungszeitkonstante, die durch die Messwerterfassung bedingt ist. Bei dieser Auslegung des Stromregelkreises wird die Gegenspannung e_A als Störgröße für den Regelkreis betrachtet, was insofern zulässig ist, als hier große Massen betrachtet werden und damit die Hochlaufzeit T_H im Vergleich zu den anderen Zeitkonstanten sehr groß ist, also nur sehr langsame Änderungen von e_A stattfinden, die vom Regelkreis ausgeregelt werden können.

Für die Betrachtung des Drehzahlregelkreises wird der geschlossene Stromregelkreis näherungsweise durch ein PT_1 -Glied mit der Zeitkonstanten T_S dargestellt. Betrachtet man die Übertragungsfunktion des offenen Kreises

$$F_{on} = K_{Pn} \cdot \frac{1 + s \cdot T_{Nn}}{s \cdot T_{Nn}} \cdot \frac{1}{1 + s \cdot T_S} \cdot \frac{1}{s \cdot T_H}, \quad (\text{Gl. 78})$$

verbieht sich die Kompensation der Ersatzzeitkonstante T_S mit der Nachstellzeit T_{Nn} von selbst, da das verbleibende zweifach integrierende Verhalten im geschlossenen Regelkreis zu Dauerschwingungen führen würde.

An den Frequenzkennlinien der Übertragungsfunktion des offenen Drehzahlregelkreises (Bild 60) erkennt man, dass die Bedingung $T_{Nn} > T_S$ erfüllt sein muss, da nur so die notwendige Phasenreserve bei der Durchtrittsfrequenz der Betragskennlinie durch die 0-dB-Linie eingehalten werden kann. Legt man die Durchtrittsfrequenz genau in die Mitte zwischen die beiden Knickstellen der Betragskennlinie, spricht man von einer symmetrischen Stabilisierung; diese stellt mit Hinblick auf die Stabilität des Regelkreises das Optimum dar. Für die Durchtrittsfrequenz ω_D fordert man also:

$$\omega_D = \sqrt{\omega_{Nn} \cdot \omega_S}. \quad (\text{Gl. 79})$$

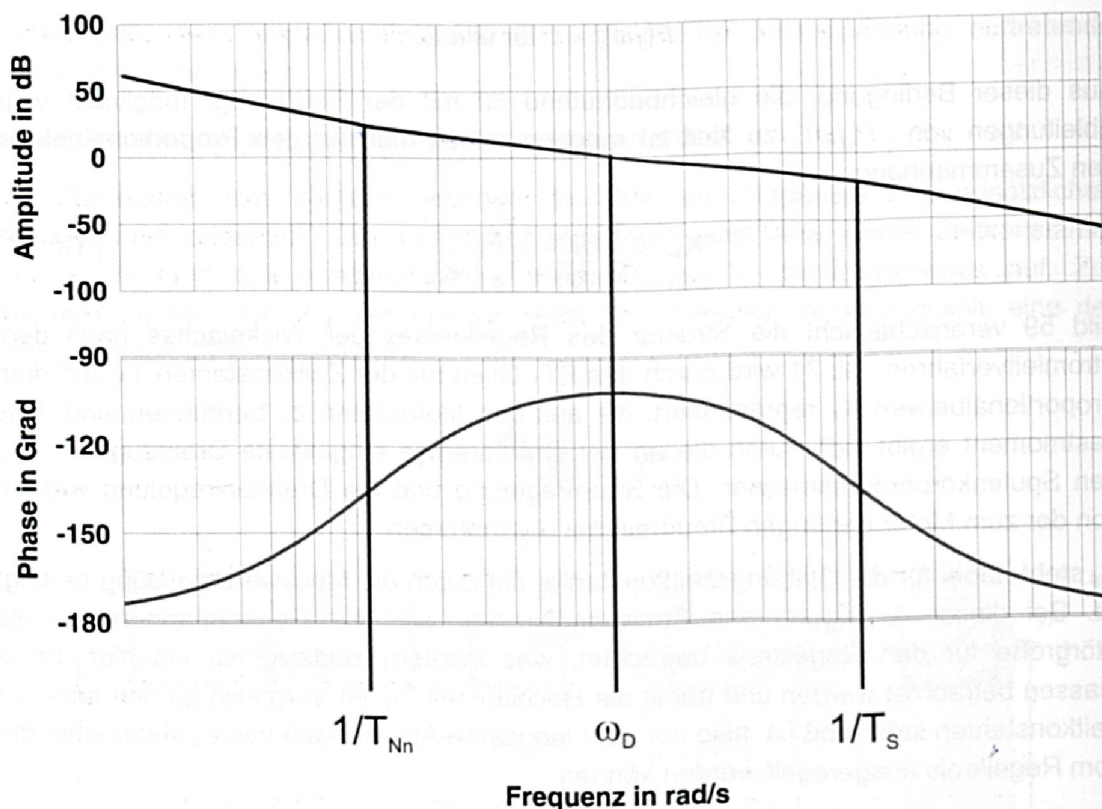


Bild 60: Frequenzkennlinien des offenen Drehzahlregelkreises

Aus der Bedingung

$$|F_{on}(j\omega_D)| = \frac{K_{Pn}}{T_H \cdot \omega_D} = 1 \quad (\text{Gl. 80})$$

folgt den Proportionalbeiwert des Drehzahlreglers die Beziehung

$$K_{Pn} = \frac{T_H}{\sqrt{T_{Nn} \cdot T_S}} \quad (\text{Gl. 81})$$

Das dynamische Verhalten des Drehzahlregelkreises hängt bei der Wahl von K_{Pn} nach dieser Beziehung nur noch von der Nachstellzeit T_{Nn} des Reglers ab. In [11] wurden Untersuchungen der Zeitfunktionen des Führungs- und Störverhaltens für unterschiedliche Verhältnisse T_{Nn}/T_S mit Hilfe der Simulation durchgeführt. Daraus konnte abgeleitet werden, dass $T_{Nn}/T_S = 4$ insbesondere mit Hinblick auf das in erster Linie wichtige Störverhalten eine geeignete Wahl darstellt. Die Reglereinstellungen

$$T_{Nn} = 4 \cdot T_S, \quad K_{Pn} = \frac{T_H}{2 \cdot T_S} \quad (\text{Gl. 82})$$

werden allgemein als „symmetrisches Optimum“ bezeichnet. Einen gewissen Nachteil stellen die bei einem Sollwertsprung auftretenden starken Überschwinger von ca. 43% dar, die aber durch eine geeignete Sollwertverzögerung reduziert werden können.

Dabei muss jedoch eine Vergrößerung der Anregelzeit für das Führungsverhalten in Kauf genommen werden.

5.3.3 Direkte Drehzahlregelung

Alternativ zu der Regelung nach dem Stromleitverfahren ist auch eine direkte Regelung der Drehzahl einer Gleichstrommaschine denkbar. Das Strukturbild einer solchen Regelung ist in Bild 61 dargestellt. Da sie auf den Entwurf des Drehzahlregelkreises keinen Einfluss haben, blieben die eigentlich notwendigen Strombegrenzer aus Gründen der Anschaulichkeit in der Abbildung unberücksichtigt.

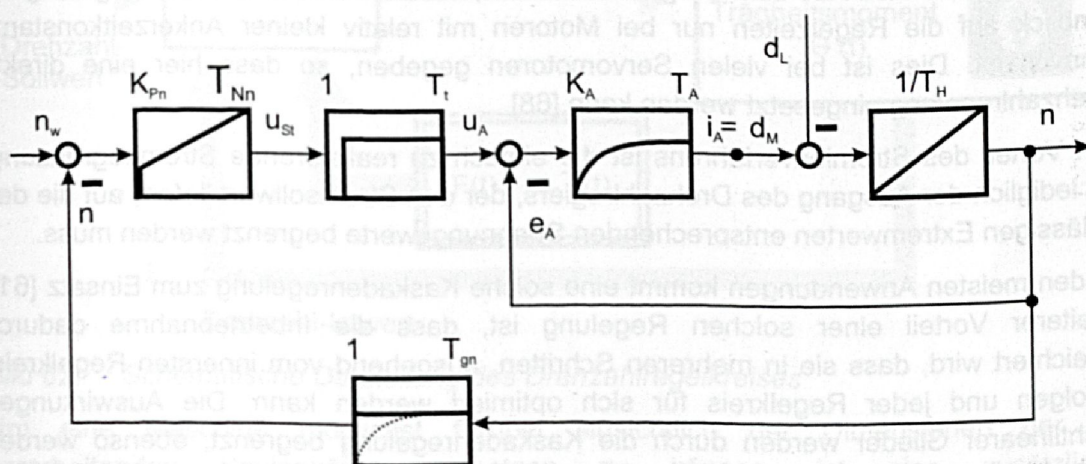


Bild 61: Strukturbild der direkten Drehzahlregelung (ohne Strombegrenzung) [68]

Gemäß [68] kann der offene Regelkreis bei Verwendung eines PI-Reglers als System 2. Ordnung in der Form

$$F_o = K_{Pn} \cdot \frac{1 + sT_{Nn}}{sT_{Nn}} \cdot e^{-s \cdot T_t} \cdot \frac{1}{1 + s \cdot T_M + s^2 \cdot T_A \cdot T_M} \quad (\text{Gl. 83})$$

dargestellt werden. Dabei gilt für T_M der Zusammenhang

$$T_M = \frac{T_H}{K_A} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \Theta \cdot n_0 \cdot R_A \cdot I_{AN}}{D_{MN} \cdot U_{AN}} \quad (\text{Gl. 84})$$

Für die Ermittlung der Reglereinstellungen ist es hier zulässig, die Totzeit T_t zu vernachlässigen, da sie im Vergleich zu den anderen Zeitkonstanten so klein ist, dass ihre Phasenverschiebung erst bei sehr hohen Frequenzen, die für die Einstellung des Reglers nicht von Bedeutung sind, zum Tragen kommt. Führt man weiterhin zur Eliminierung der Zählernullstelle eine Sollwertverzögerung in Form eines PT_1 -Gliedes ein, ergibt sich aus der Anforderung der Betragsanschniegung

$$K_{Pn} = \frac{T_M}{2 \cdot T_A} - 1 \quad \text{und} \quad T_{Nn} = 4 \cdot T_A \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{T_A}{T_M} \right) \quad (\text{Gl. 85})$$

5.3.4 Vergleich beider Verfahren

Bildet man die Übertragungsfunktionen der geschlossenen Drehzahlregelkreise unter Verwendung der in den beiden vorangegangenen Abschnitten vorgestellten Einstellregeln, erhält man in beiden Fällen eine Übertragungsfunktion in der Form

$$F = \frac{1}{1 + s \cdot 4 \cdot T + s^2 \cdot 8 \cdot T^2 + s^3 \cdot 8 \cdot T^3}, \quad (\text{Gl. 86})$$

wobei im Fall des Stromleitverfahrens $T = T_s$ und im Fall der direkten Drehzahlregelung $T = T_A$ zu setzen ist. Aus dem Vergleich wird klar, dass die direkte Drehzahlregelung mit Hinblick auf die Regelzeiten nur bei Motoren mit relativ kleiner Ankerzeitkonstante sinnvoll ist. Dies ist bei vielen Servomotoren gegeben, so dass hier eine direkte Drehzahlregelung eingesetzt werden kann [68].

Ein Vorteil des Stromleitverfahrens ist die einfach zu realisierende Strombegrenzung, da lediglich der Ausgang des Drehzahlreglers, der den Stromsollwert liefert, auf die den zulässigen Extremwerten entsprechenden Spannungswerte begrenzt werden muss.

In den meisten Anwendungen kommt eine solche Kaskadenregelung zum Einsatz [61]. Weiterer Vorteil einer solchen Regelung ist, dass die Inbetriebnahme dadurch erleichtert wird, dass sie in mehreren Schritten, ausgehend vom innersten Regelkreis, erfolgen und jeder Regelkreis für sich optimiert werden kann. Die Auswirkungen nichtlinearer Glieder werden durch die Kaskadenregelung begrenzt, ebenso werden Störungen schneller ausgeregelt, da sie von der nächsten inneren Regelgröße erfasst werden und nicht den gesamten Regelkreis durchlaufen müssen [74].

Die Anwendung der hier beschriebenen Verfahren der Einstellung nach dem symmetrischen Optimum bzw. des Betragsoptimums haben sich in der Antriebstechnik aufgrund ihrer einfachen analytischen Einstellvorschriften und des guten dynamischen Verhaltens der optimierten Systeme bewährt [7].

5.4 Regelungskonzept für die Wickelachse

Im vorangegangenen Kapitel wurden Vorgehensweisen zum Entwurf eines Drehzahlregelkreises für einen Gleichstrommotor beschrieben. Insbesondere zeigt sich, dass das Trägheitsmoment nur für den Drehzahlregelkreis von Bedeutung ist, was unabhängig vom eingesetzten Motortyp gilt.

Anhand der Daten eines Beispielmotors, der das für eine Wickelmaschine erforderliche Drehmoment aufbringt, wurden mit MATLAB/Simulink unterschiedliche Szenarien simuliert. Bei diesen Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass bei einer Reglerauslegung nach den beschriebenen Verfahren unerwünschte Schwingungen bei der Bewicklung unterschiedlicher Produkte mit stark differierenden Massen auftreten. Diese sind sowohl beim Bewickeln kleiner Spulen bei Auslegung des Reglers auf eine große Spule und umgekehrt zu beobachten, sobald das der Reglerauslegung zugrunde liegende Trägheitsmoment um mehr als den Faktor 5 vom tatsächlichen abweicht. Beispielhaft werden in Bild 63 unterschiedliche Einstellungen dargestellt. Bei einer

Einstellung des Reglers auf eine bestimmte Masse m_1 ergeben sich bei einem Sollwertsprung und der Verwendung eines Spulenkörpers mit der Masse $m_2 = 10 \cdot m_1$ – verglichen mit dem Einschwingvorgang bei optimaler Reglerauslegung – langsame Schwingungen der Drehzahl. Im umgekehrten Fall, also einer Auslegung des Reglers auf die Masse m_2 und der Verwendung einer Masse $m_1 = 1/10 \cdot m_2$ resultieren – verglichen mit dem Einschwingvorgang – schnelle Schwingungen der Drehzahl.

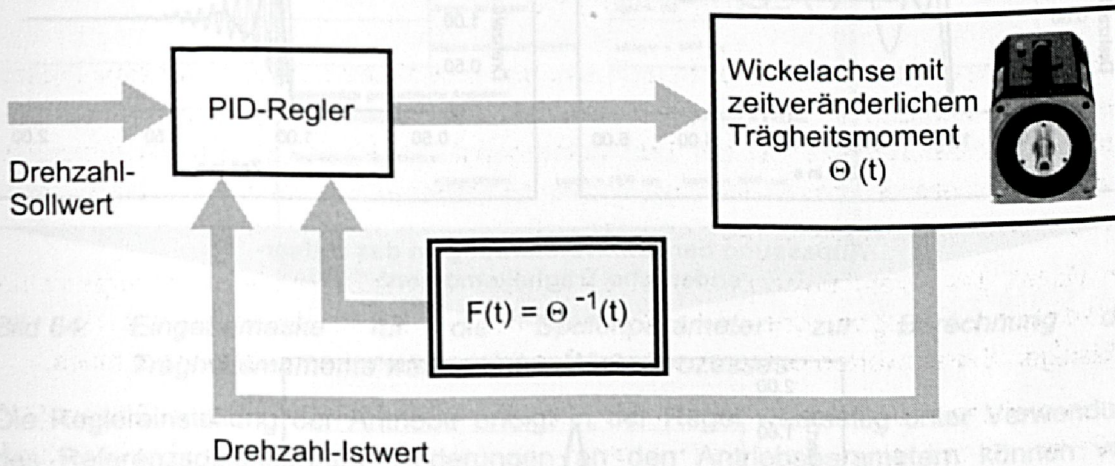
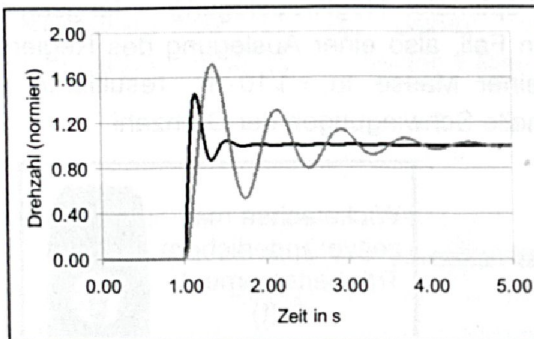


Bild 62: Schematische Darstellung des Drehzahlregelkreises

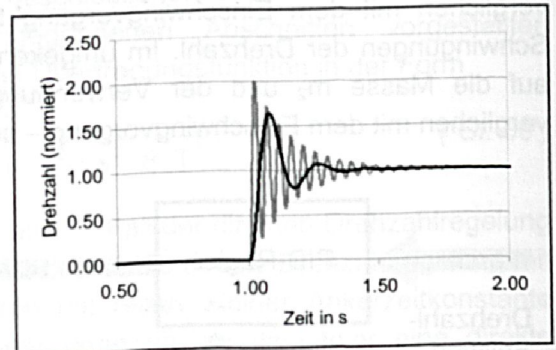
Um eine Maschine möglichst flexibel hinsichtlich der Dimensionen der zu verarbeitenden Spulenkörper einsetzen zu können, ist eine zusätzliche Eingriffsmöglichkeit in den Drehzahlregelkreis notwendig. Diese hat zum Ziel, die Kreisverstärkung dem sich ändernden Massenträgheitsmoment zumindest für jede einzelne Lage anzupassen und damit stets eine optimale Auslegung der Reglerparameter zur gewährleisten.

Mit den in den Kapiteln 5.1 und 5.2 aufgestellten Gleichungen ist eine einfache Berechnung des zeitabhängigen Trägheitsmoments möglich. Vergleicht man nun das so bestimmte Trägheitsmoment mit dem der Referenzspule, die für die Reglerauslegung verwendet wurde, kann man durch Invertierung dieses Verhältnisses die Kreisverstärkung des Drehzahlregelkreises während des gesamten Prozesses konstant halten. Durch dieses Vorgehen können – wie die Simulationsergebnisse in Bild 63 zeigen – die unerwünschten Schwingungen der Drehzahl vermieden werden.

Reglerauslegung auf Masse1, Schwingungen bei Verwendung von Masse2 = 10 x Masse1



Reglerauslegung auf Masse2, Schwingungen bei Verwendung von Masse1 = 1/10 Masse2



Anpassung der Kreisverstärkung an das zeitveränderliche Trägheitsmoment

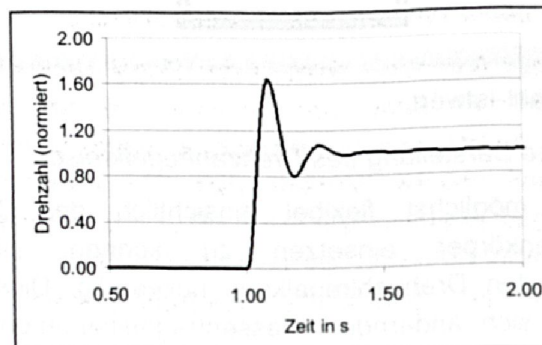


Bild 63: Regelverhalten bei unterschiedlicher Reglerauslegung und unterschiedlichen Dimensionen der zu fertigenden Wickelprodukte

Zur einfachen Bestimmung der zur Kompensation der zeitabhängigen Regelkreisverstärkung benötigten Funktion $F(t) = \Theta^{-1}(t)$ wurde ein Mathcad-Programm erstellt, das die automatische Berechnung des Trägheitsmoments von bewickelten, rechteckigen oder runden Spulen gestattet. Es erfordert lediglich die Eingabe der entsprechenden Parameter, wie Abmessungen des Spulenkörpers, Windungszahl, Lagenzahl etc. und liefert als Ergebnis einen Vektor von j Werten. Jeder der j einzelnen Werte steht für das Trägheitsmoment des Gesamtpulenkörpers, nachdem die j -te Lage aufgewickelt wurde. Durch eine Invertierung und Normierung auf das Trägheitsmoment der Referenzspule, die Grundlage für die Auslegung des Regelkreises war, erhält man die gesuchte Funktion zur Kompensation der Reglerverstärkung. Bild 64 veranschaulicht die Eingabemaske des Berechnungstools.

Bild 64: Eingabemaske für die Spulenparameter zur Berechnung des Trägheitsmoments während des Wickelprozesses

Die Reglereinstellung der Antriebe erfolgt in der Regel werkseitig unter Verwendung des Referenzspulenkörpers. Änderungen an den Antriebsparametern können vom Kunden selbst bisher meist nicht vorgenommen werden, da die entsprechenden Bereiche der Steuerungssoftware nur dem Maschinenhersteller zugänglich sind. Zur Umsetzung dieses Konzeptes sind von den Maschinenherstellern in der Steuerungssoftware entsprechende Eingabemöglichkeiten zu schaffen, die eine Änderung der Kreisverstärkung des Drehzahl-Regelkreises in gewissen Grenzen erlauben.

Zusammenfassung

Mit dem in diesem Kapitel vorgestellten Konzept zur Anpassung der Reglerverstärkung an sich ändernden Streckenparameter wird der Einsatzbereich von Wickelmaschinen deutlich erweitert. Zum einen können damit auch in ihren Dimensionen stark unterschiedliche Produkte auf derselben Maschine gefertigt werden, zum anderen ist bei großen Trafospulen auch während des Prozesses eine Anpassung der Reglerparameter möglich, wodurch unerwünschte Schwingungen bei einer Drehzahländerung vermieden werden.

6 Aufbau eines Systems zur Herstellung orthozyklischer Wicklungen

Angeichts des Trends zur Miniaturisierung ist für zahlreiche Anwendungsfälle ein lagengenaue, orthozyklischer Wicklungsaufbau von entscheidender Bedeutung. Wesentlicher Vorteil dieser Lagenanordnung ist, dass der zur Verfügung stehende Wickelraum optimal ausgenutzt wird. Durch die möglichst dichte Packung des Drahtes auf den Spulenkörpern wird nicht nur ein hoher Füllfaktor und damit eine geringe Baugröße, sondern auch ein niedriger ohmscher Widerstand erreicht, da eine bestimmte Windungszahl mit der geringsten möglichen Drahtlänge realisiert werden kann. Ebenso wirkt sich ein solcher Wicklungsaufbau günstig auf die Wärmeabgabe sowie die mechanische Festigkeit aus [66].

6.1 Unterschiedliche Arten des Wicklungsaufbaus

Anhand des Lagenaufbaus lassen sich verschiedene Wicklungsarten unterscheiden. Grundsätzlich wird stets versucht, die geometrischen Abmessungen einer Spule möglichst gering zu halten. Konsequenterweise soll also möglichst viel Kupfer in dem zur Verfügung stehenden Wickelraum untergebracht werden. Ein Maß für die Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Volumens ist der Füllfaktor F , der als das Verhältnis des Gesamtquerschnitts der Windungen zum Querschnitt des Wickelraums definiert ist [19, 76]:

$$F = \frac{d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot n}{B \cdot H} \quad (\text{Gl. 87})$$

Die zur Berechnung des Füllfaktors benötigten Größen werden in Bild 65 veranschaulicht. Die Anzahl der Windungen wird in Gl. 87 mit n bezeichnet, für d ist der nominale Drahtdurchmesser zu verwenden, da nur der Kupferquerschnitt ohne Isolation berücksichtigt werden soll.

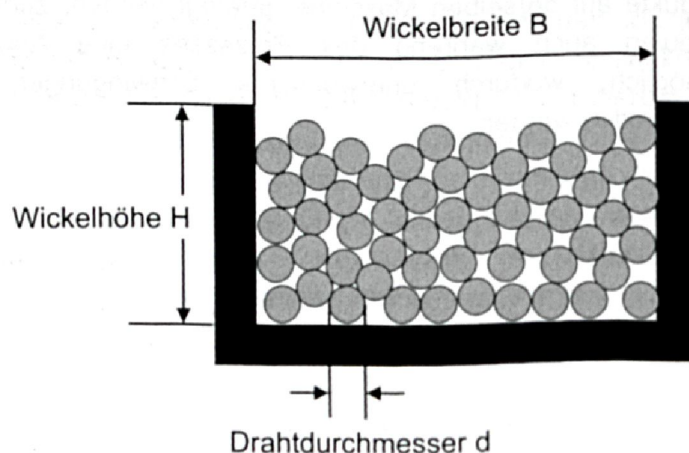


Bild 65: Darstellung der zur Berechnung des Füllfaktors benötigten Größen

Der Füllfaktor wird immer kleiner als eins bleiben, da durch den runden Querschnitt des verarbeiteten Drahtes stets zwischen einzelnen Windungen unausgefüllte Räume verbleiben [19].

Je näher sich die Volumenausnutzung an das theoretische Optimum der orthozyklischen Wicklung annähern soll, desto aufwändiger wird eine sichere Prozessgestaltung. Im Folgenden sollen drei mögliche Arten des Lagenaufbaus dargestellt und der dafür nötige Aufwand bei der Prozessgestaltung beschrieben und bewertet werden.

6.1.1 Wildwicklung

Dieser Wicklungsaufbau zeichnet sich dadurch aus, dass sowohl an den Bediener, als auch an die Wickelmaschine keine hohen Anforderungen gestellt werden. Der Draht wird durch eine kontinuierliche seitliche Verlegung des Drahtführers auf den zu bewickelnden Körper aufgebracht, wobei die exakte Platzierung des Drahtes nur eine untergeordnete Rolle spielt. Die Windungen liegen dabei ungleichmäßig neben- und übereinander, Kreuzungspunkte sind dabei zulässig. Es ist lediglich darauf zu achten, dass sich nicht Draht an den Flanschen aufbaut bzw. Lücken an den Flanschen entstehen. Dies kann durch eine möglichst genaue Einstellung der Umkehrpositionen des Drahtführers vermieden werden. Geht der Drahtführer zu weit über die Flansche hinaus, wird sich Draht aufbauen; erfolgt der Richtungswechsel des Drahtführers zu bald, also innerhalb des Wickelfensters, fehlen Windungen am Spulenrand, wodurch die Spule in der Mitte einen Bauch ausbildet.

Bei einer Wildwicklung wird kein optimaler Füllfaktor erreicht; die Streuung des Füllfaktors und damit des Spulenwiderstands ist relativ groß. Ein weiterer Nachteil dieser Wicklungsart besteht darin, dass einzelne Windungen in weiter unten liegende Freiräume absinken können und es dann aufgrund der höheren Potentialdifferenz zwischen den unterschiedlichen Lagen zu Durchschlägen kommen kann [83].

Trotz der genannten Nachteile kann dieses Verfahren jedoch als eines der gebräuchlichsten angesehen werden. Insbesondere für die Herstellung von Massenprodukten, wie Schützspulen, Relaispulen, Übertrager und Kleintrafos, ist es das wirtschaftlichste Verfahren, da die Wicklungen mit hohen Geschwindigkeiten aufgebracht werden können und die Anforderungen an die Maschinen gering sind [19].

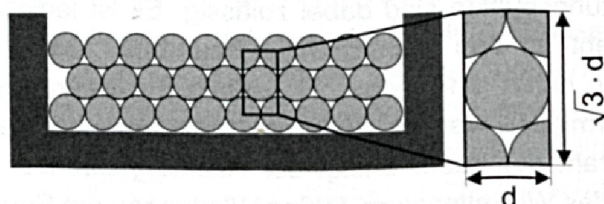
6.1.2 Schraubenförmige Wicklung

Bei dieser Wicklungsform kreuzen die Windungen die Spulenkörperachse unter einem von 90° verschiedenen Winkel, sie bilden also eine Schraubenlinie. In der Praxis können auf diese Weise nur einlagige Wicklungen produziert werden, weil die zweite Lage eine Schraubenlinie mit entgegengesetzter Gangrichtung bilden müsste. Da die Windungen das Bestreben haben, sich in die Rillen der darunter befindlichen Lage zu platzieren, die eine entgegengesetzte Steigung aufweisen, wird der weitere Wicklungsaufbau unregelmäßig und es kommt zu einer „wilden Wicklung“ [19].

6.1.3 Orthozyklische Wicklung

Eine orthozyklische Wicklung zeichnet sich dadurch aus, dass der Draht auf ca. 85% des Umfangs (bei einem Spulenkörper mit rundem Querschnitt) orthogonal zur Wickelachse, also parallel zu den Flanschen des Spulenkörpers, verläuft. Bei einer Wicklung auf einem rechteckigen Querschnitt gilt entsprechendes für drei Seiten des Spulenkörpers. Besonders kritisch und anspruchsvoll ist dabei die Herstellung der ersten Lage, während in den weiteren Lagen schon eine gewisse Führung durch die Rillen zwischen den Windungen der unteren Lagen gegeben ist.

Der Sprung von einer Windung zur nächsten findet in einer Übergangszone statt, wobei der Draht nur in diesem Bereich von der Orthogonalität zur Wickelachse abweicht. Dieser Übergang von einer Windung zur anderen muss stets an der gleichen Stelle erfolgen; Überkreuzungen des Drahtes sind nur in dieser Übergangszone zulässig. Andernfalls geht das Führungsverhalten der unteren Lagen verloren, das auf 85% des Umfangs für eine exakte Platzierung der Windungen in den weiteren Lagen sorgt.



$$FF = \frac{A_{Cu}}{A_{ges}} = \frac{2 \cdot \frac{d^2}{4} \cdot \pi}{\sqrt{3} \cdot d^2} = \frac{\pi}{2 \cdot \sqrt{3}} = 0.907$$

Bild 66: Berechnung des theoretischen Füllfaktors bei einem orthozyklischen Wicklungsaufbau

Der maximal erreichbare, theoretische Füllfaktor beträgt bei einer orthozyklischen Wicklung 90.7% [83], wenn man die Dicke der Isolationsschicht vernachlässigt (Bild 66). Damit stellt dieser Lagenaufbau die beste Möglichkeit zur optimalen Nutzung des Wickelraums dar, auch wenn in der Praxis dieser Wert im Allgemeinen nicht ganz erreicht wird, da er in der Übergangszone und an den Lagenenden nicht realisiert werden kann. Die Ansprüche zur Verwirklichung eines solchen Wicklungsaufbaus sind entsprechend hoch. Dies betrifft zum einen die Toleranzen des Wickelfensters und des Drahtes, die in engen Grenzen gehalten werden müssen. Zum anderen werden aber auch an die Verlegeeinheit hohe Ansprüche gestellt, da sie idealerweise eine Pilgerschrittbewegung auszuführen hat. Dies bedeutet, dass der Drahtführer im Bereich der Übergangszone zuerst einen Sprung ausführt, der ein wenig größer ist als der Drahtdurchmesser. Nach dem Auflegen des Drahtes auf der Spulenkörperoberfläche springt der Drahtführer den Mehrbetrag wieder zurück [19].

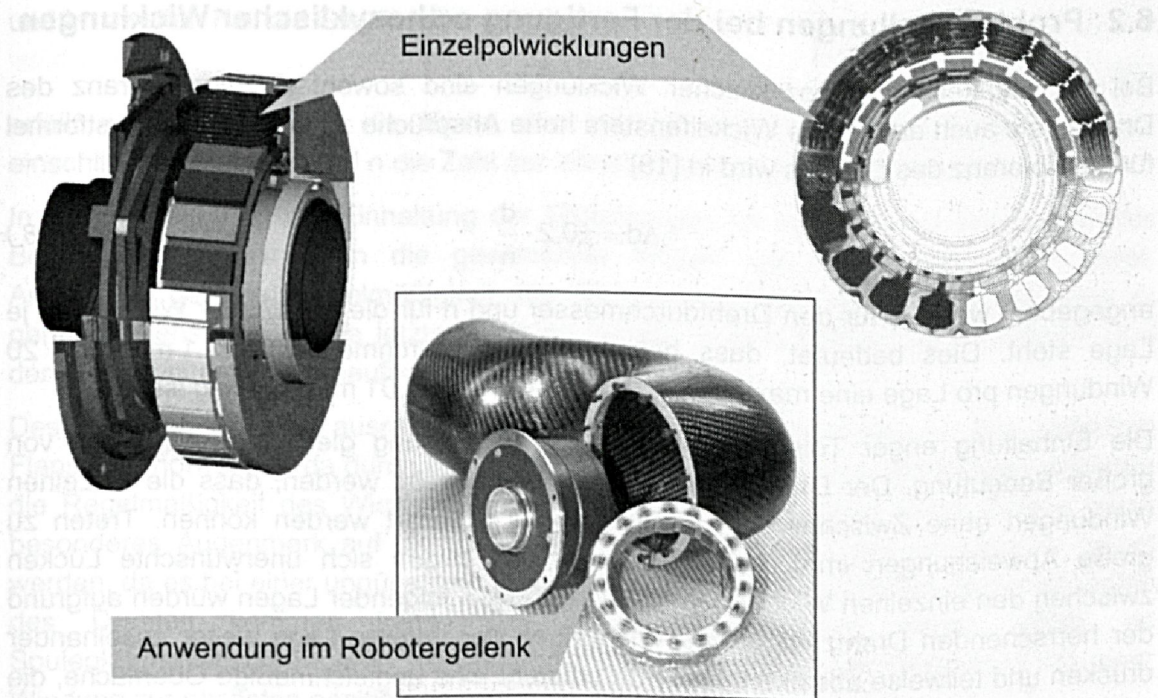


Bild 67: Leichtbaumotor als Anwendungsbeispiel für orthozyklische Wicklungen: CAD-Modell, Schnitt durch den Ständer und Einsatzort im Robotergelenk (Bild: DLR)

Eine beispielhafte Anwendung für orthozyklische Wicklungen sind Leichtbaumotoren, bei welchen durch den speziellen Wicklungsaufbau zur Leistungssteigerung bei gleicher Baugröße beigetragen werden kann. Solchermaßen optimierte Motoren stellen eine der wesentlichen Grundlagen für den Aufbau von Leichtbaurobotern dar, wie sie in Zukunft gerade im Servicebereich und in der Mikromontage Anwendung finden werden [47]. Der bei diesen Motoren geforderte Füllfaktor kann nur mit einem orthozyklischen Wicklungsaufbau realisiert werden. Bild 68 zeigt das CAD-Modell eines Einzelpols und einen Ausschnitt des zusammengesetzten Stators. Durch die spezielle Anordnung der Windungen in der letzten Lage wird ein weiterer Beitrag zur optimalen Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Volumens geleistet.

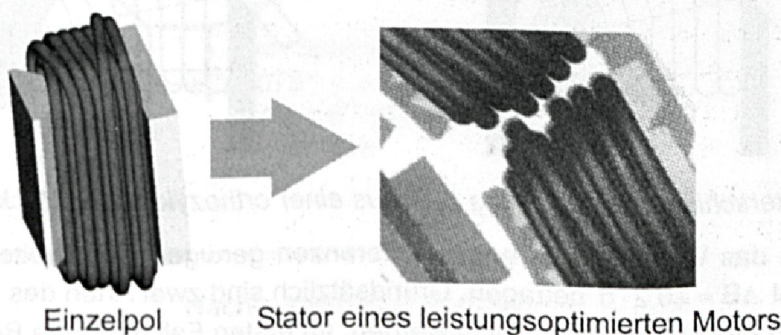


Bild 68: Optimale Volumenausnutzung durch spezielle Anordnung der Windungen in der letzten Lage (Bild DLR)

6.2 Problemstellungen bei der Fertigung orthozyklischer Wicklungen

Bei der Herstellung orthozyklischer Wicklungen sind sowohl an die Toleranz des Drahtes als auch an die des Wickelfensters hohe Ansprüche zu stellen. Als Faustformel für die Toleranz des Drahtes wird in [19]

$$\Delta d = \pm 0,2 \cdot \frac{d}{n} \quad (\text{Gl. 88})$$

angegeben, wobei d für den Drahtdurchmesser und n für die Anzahl der Windungen je Lage steht. Dies bedeutet, dass bei einem Drahtdurchmesser von 1 mm und 20 Windungen pro Lage eine maximale Abweichung von $\pm 0,01$ mm zulässig ist.

Die Einhaltung enger Toleranzen ist für die Herstellung gleichmäßiger Lagen von großer Bedeutung. Der Drahtvorschub muss so gewählt werden, dass die einzelnen Windungen ohne Zwischenraum nebeneinander platziert werden können. Treten zu große Abweichungen im Drahtdurchmesser auf, bilden sich unerwünschte Lücken zwischen den einzelnen Windungen. Die Windungen folgender Lagen würden aufgrund der herrschenden Drahtzugkraft die Windungen der unteren Lage weiter auseinander drücken und teilweise absinken. Dadurch entsteht eine ungleichmäßige Oberfläche, die das geordnete Aufbringen weiterer Lagen erschwert.

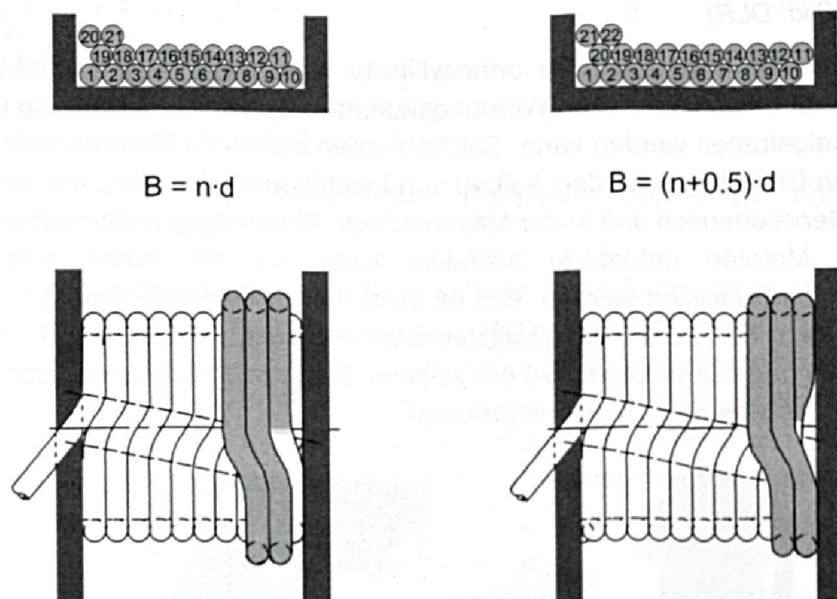


Bild 69: Unterschiedliche Arten des Aufbaus einer orthozyklischen Wicklung

Ebenso muss das Wickelfenster engen Toleranzen genügen. Die Breitentoleranz darf dabei maximal $\Delta B = +0,2 \cdot d$ betragen. Grundsätzlich sind zwei Arten des Lagenaufbaus denkbar, die in Bild 69 veranschaulicht werden. Im ersten Fall muss die Beziehung

$$B = (n + 0,5) \cdot d \quad (\text{Gl. 89})$$

und im zweiten Fall die Gleichung

$$B = n \cdot d \quad (\text{Gl. 90})$$

erfüllt werden, wobei B die Breite des Wickelfensters, d den Drahtdurchmesser einschließlich Isolation und n die Zahl der Windungen der ersten Lage bezeichnen.

In beiden Fällen ist die Einhaltung der Gleichungen 89 bzw. 90 von entscheidender Bedeutung, da nur dann die gewünschte Anzahl von Windungen Platz findet. Andernfalls geht die Regelmäßigkeit des Wicklungsaufbaus verloren, da bei einer zu geringen Fensterbreite die letzte Windung bereits in eine höhere Lage aufsteigt und damit den weiteren Lagenaufbau unmöglich macht.

Des Weiteren ist eine ausreichende Abstützung der Windungen an den seitlichen Flanschen notwendig, da durch das seitliche Abrutschen einzelner Windungen ebenfalls die Regelmäßigkeit des Wicklungsaufbaus beeinträchtigt werden kann. Zudem muss besonderes Augenmerk auf die Eintrittsstelle des Drahtes in den Wickelraum gelegt werden, da es bei einer ungünstigen Drahtführung auch hier zu lokalen Verschiebungen des Drahtes kommen kann. Der Eintritt sollte durch einen Schlitz im Spulenkörperflansch erfolgen, der idealerweise an dem Punkt des Übergangs von einer Windung zur nächsten positioniert wird (vgl. Bild 69) [82].

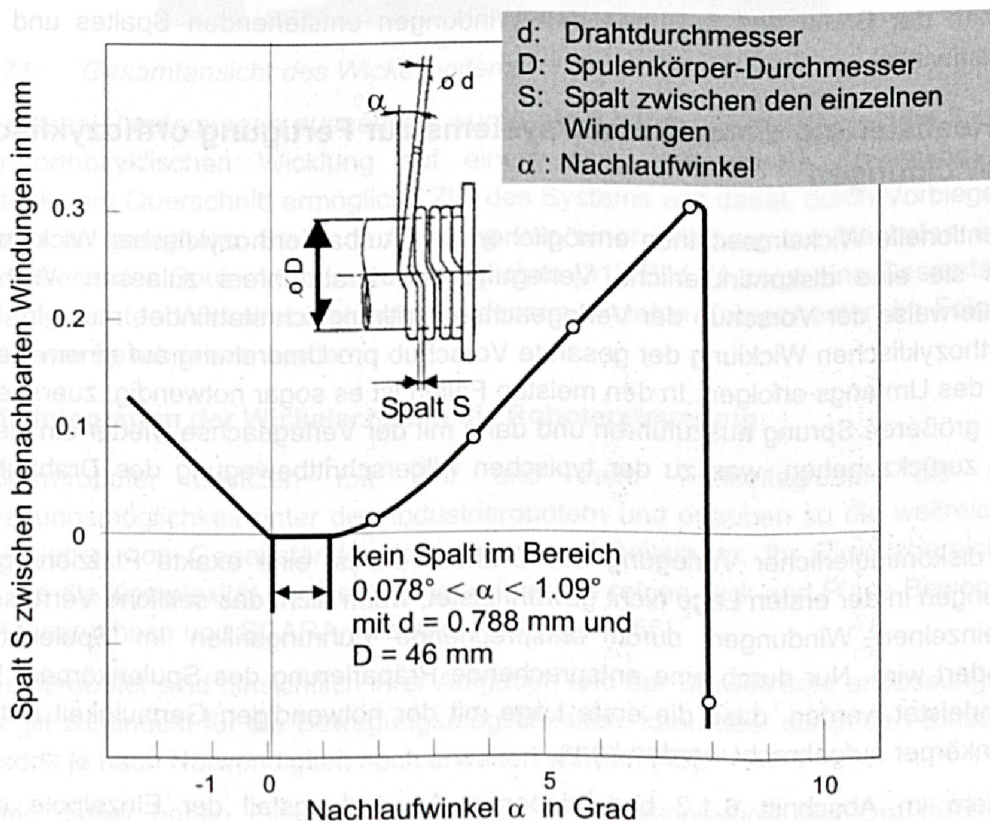


Bild 70: Zusammenhang zwischen dem Nachlaufwinkel und dem Spalt zwischen den einzelnen Windungen einer orthozyklischen Wicklung [66]

Insbesondere bei der ersten Lage ist die exakte Platzierung des Drahtes auf dem Spulenkörper von entscheidender Bedeutung für den weiteren Wickelprozess. Diese kann durch Führungsrillen auf dem Spulenkörper unterstützt werden, die im Abstand eines Drahtdurchmessers angeordnet sind. An mindestens einer Stelle auf dem Spulenkörper müssen diese Rillen unterbrochen sein, um den Übergang von einer Rille bzw. Windung zur Nächsten zu ermöglichen. Werden zwei Übergangsbereiche auf dem Spulenkörper zugelassen, müssen die Rillen auf der einen Seite um einen halben Drahtdurchmesser gegenüber denen auf der anderen Seite versetzt sein.

Zur Herstellung einer spaltfreien, orthozyklischen Wicklung muss sowohl die exakte Synchronisation der Drahtführerposition mit der Position der Wickelachse gewährleistet sein, als auch der Nachlaufwinkel α (vgl. Bild 70) innerhalb eines bestimmten Intervalls gehalten werden. Für runde Spulenkörper werden in [52] Grenzen des Nachlaufwinkels α angegeben, innerhalb derer sich kein Spalt zwischen den einzelnen Windungen ausbildet, also ein insgesamt sauberes Wickelbild gewährleistet ist:

$$0.25 \cdot \tan^{-1} \frac{d}{\pi \cdot D} < \alpha < 3.5 \cdot \tan^{-1} \frac{d}{\pi \cdot D} \quad (\text{Gl. 91})$$

Diese Grenzen hängen vom Drahtdurchmesser d und dem Durchmesser des Spulenkörpers D ab. Bild 70 veranschaulicht für ein Beispiel den Zusammenhang zwischen der Breite des zwischen den Windungen entstehenden Spaltes und dem Nachlaufwinkel.

6.3 Realisierung eines Robotersystems zur Fertigung orthozyklischer Wicklungen

Konventionelle Wickelmaschinen ermöglichen den Aufbau orthozyklischer Wicklungen, sofern sie eine diskontinuierliche Verlegung des Drahtführers zulassen. Während normalerweise der Vorschub der Verlegeachse kontinuierlich stattfindet, muss im Falle der orthozyklischen Wicklung der gesamte Vorschub pro Umdrehung auf einem kleinen Anteil des Umfangs erfolgen. In den meisten Fällen ist es sogar notwendig, zuerst einen etwas größeren Sprung auszuführen und dann mit der Verlegeachse wieder ein kleines Stück zurückzugehen, was zu der typischen Pilgerschrittbewegung des Drahtführers führt.

Trotz diskontinuierlicher Verlegung des Drahtführers ist eine exakte Platzierung der Windungen in der ersten Lage nicht gewährleistet, wenn nicht das seitliche Verrutschen der einzelnen Windungen durch entsprechende Führungsrillen im Spulenkörper verhindert wird. Nur durch eine entsprechende Präparierung des Spulenkörpers kann gewährleistet werden, dass die erste Lage mit der notwendigen Genauigkeit auf den Spulenkörper aufgebracht werden kann.

Bei dem im Abschnitt 6.1.3 beschriebenen Anwendungsfall der Einzelpole eines Motorständers scheidet eine Präparierung des Spulenkörpers mit Rillen aus mehreren Gründen aus. Die Wickelkörper müssen geblecht ausgeführt und anschließend mit Isolierpapier belegt werden. Die Blechpakete mit Führungsrillen zu versehen, ist

fertigungstechnisch zu aufwändig, zudem würden sie durch das daraufliegende Isolationspapier weitgehend wirkungslos. Eine andere Möglichkeit besteht darin, Kunststoffauflagen an den Schmalseiten der zu bewickelnden Körper mit den entsprechenden Rillen einzulegen. Dies würde aber zusätzliches Volumen beanspruchen und damit zu Lasten der Baugröße des Motors gehen.

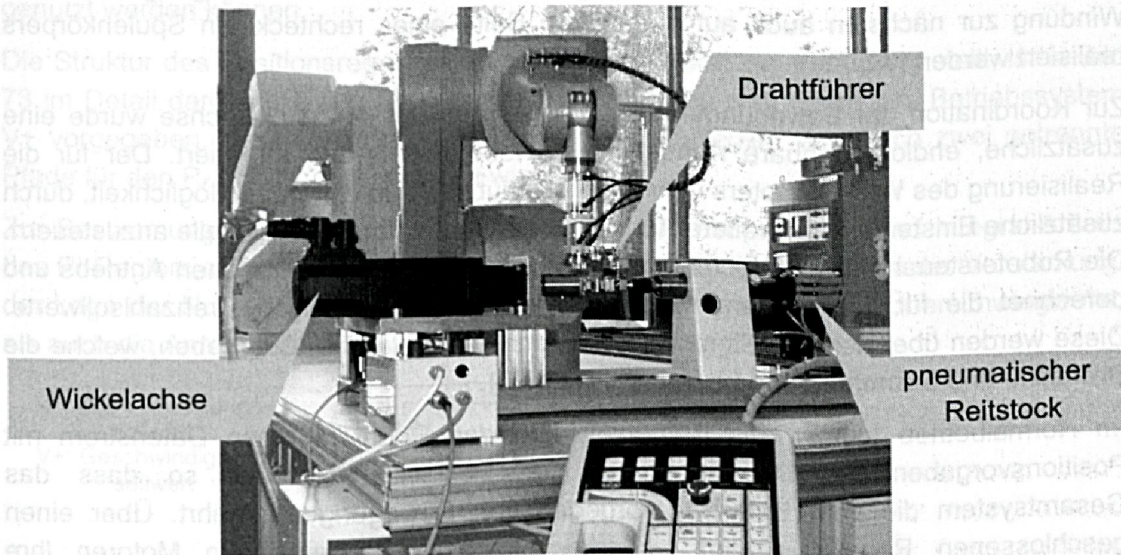


Bild 71: Gesamtansicht des Wickelsystems

Von diesen Überlegungen ausgehend wurde ein System aufgebaut, das die Fertigung einer orthozyklischen Wicklung auf einem nicht präparierten Spulenkörper mit rechteckigem Querschnitt ermöglicht. Ziel des Systems war dabei, durch Vorbiegen des Drahtes an geeigneter Stelle den Sprung von einer Windung zur Nächsten auf der Schmalseite des Spulenkörpers zu ermöglichen [31]. Bild 71 zeigt eine Gesamtansicht des aufgebauten Wickelrobotersystems, dessen einzelne Komponenten im Folgenden detaillierter beschrieben werden.

6.3.1 Integration der Wickelachse in die Robotersteuerung

Knickarmroboter besitzen mit fünf und mehr Freiheitsgraden die größte Bewegungsmöglichkeit unter den Industrierobotern und erlauben so die weitreichende Manipulation von Gegenständen im gesamten Arbeitsraum. Ihr Einsatzbereich liegt dort, wo die Komplexität der Bewegungen über die reinen Pick-and-Place-Bewegungen von Linearachsen und SCARA-Robotern hinausgeht [56].

Industrieroboter sind hinsichtlich ihrer Aufgaben und der Umwelt sehr anpassungsfähig. Dies gilt zumindest für die Bewegungsmöglichkeiten, kann aber durch den Einsatz von Sensorik je nach Notwendigkeit noch erweitert werden [45].

Wegen dieser hohen Flexibilität wurde für die Positionierung des Drahtführers ein sechssachsiger Knickarmroboter gewählt. Die Freiheitsgrade eines Roboters erlauben

auch eine Änderung der Orientierung des Drahtführers, während bei Wickelmaschinen der Drahtführer bestenfalls in den drei Raumrichtungen verfahren werden kann.

Die zusätzlichen Freiheitsgrade ermöglichen damit eine Knickbewegung des Roboters, die den Draht in die gewünschte Richtung vorbeigt. Durch eine Kombination solcher Bewegungen kann der Draht S-förmig geformt und damit der Übergang von einer Windung zur nächsten auch auf der kurzen Seite eines rechteckigen Spulenkörpers realisiert werden [30].

Zur Koordination der Bewegungen des Drahtführers mit der Wickelachse wurde eine zusätzliche, endlos drehbare Achse in die Robotersteuerung integriert. Der für die Realisierung des Wickelroboters verwendete Stäubli RX 90 bietet die Möglichkeit, durch zusätzliche Steckkarten weitere Achsen über eine analoge Schnittstelle anzusteuern. Die Robotersteuerung benötigt dazu die Encodersignale des zusätzlichen Antriebs und berechnet die für die programmierten Bewegungen notwendigen Drehzahlsollwerte. Diese werden über analoge Signale an die Antriebsregleinheit übergeben, welche die Drehzahl- und Stromregelung übernimmt (Bild 72).

Im Normalbetrieb sendet das Betriebssystem des Roboters einen Datenstrom mit Positionsvorgaben an die Steuerung jedes einzelnen Motors, so dass das Gesamtsystem die vom Benutzer vorgegebenen Bewegungen abfährt. Über einen geschlossenen Regelkreis wird sichergestellt, dass die einzelnen Motoren ihre vorgegebenen Positionen auch tatsächlich erreichen. Die Funktion des Positionsreglers wird dabei von der AdeptMotion Software übernommen, die mit einer Abtastrate von 1000Hz arbeitet [1].

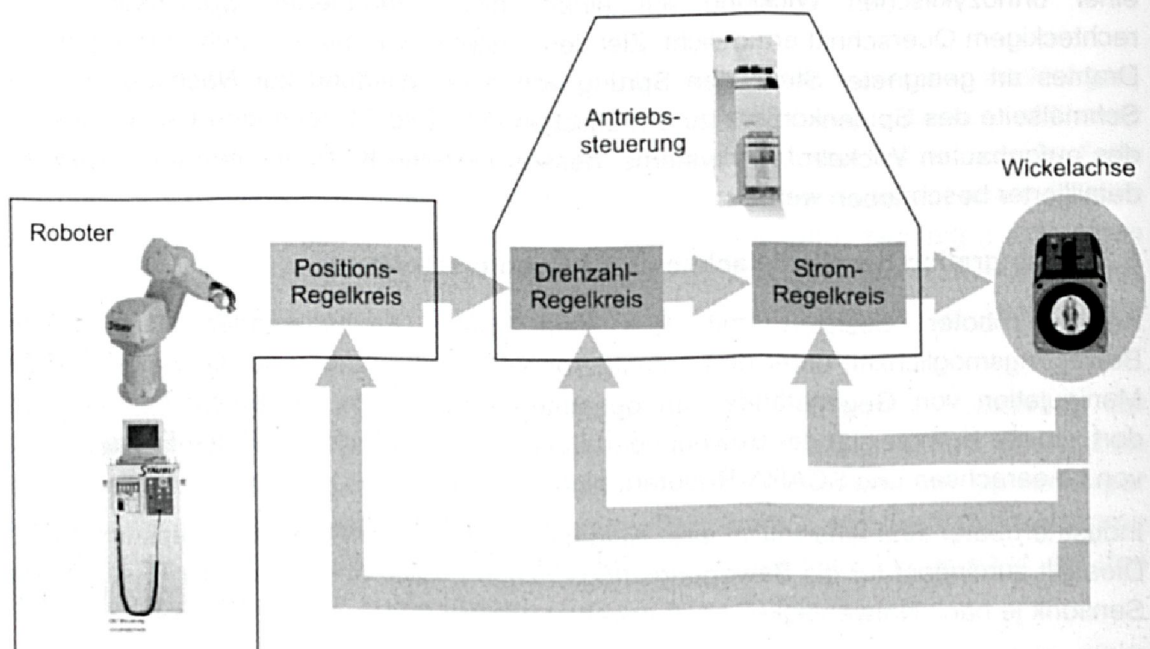


Bild 72: Regelkreisstruktur der Wickelachse

Sofern die Anpassung des Reglers korrekt erfolgt ist, zeigt der geregelte Motor ein PT_2 -Verhalten. Ziel der Reglereinstellung ist dabei, die Eigenschaften des geschlossenen Regelkreises so zu wählen, dass der Motor mit ausreichender Genauigkeit den Sollpositionen folgt. Die AdeptMotion-Konfigurationssoftware stellt unterschiedliche Testsignale zur Verfügung, die zur Beurteilung der eingestellten Regelparameter genutzt werden können.

Die Struktur des Positionsregelkreises, den AdeptMotion zur Verfügung stellt, ist in Bild 73 im Detail dargestellt. Der Sollwert des Regelkreises wird durch das Betriebssystem V+ vorgegeben, die Regelung erfolgt über einen PI-Regler, der durch zwei getrennte Pfade für den P- und I-Anteil realisiert wird.

Zur Bestimmung der Feedback-Parameter, also des Proportional- und Integral-Anteils des PI-Reglers, wird die Sprungantwort herangezogen. Über die Wahl der Verstärkung, der Lage der Nullstelle und des Pols des Reglers kann sowohl die Überschwingweite, als auch die Anregelzeit bestimmt werden.

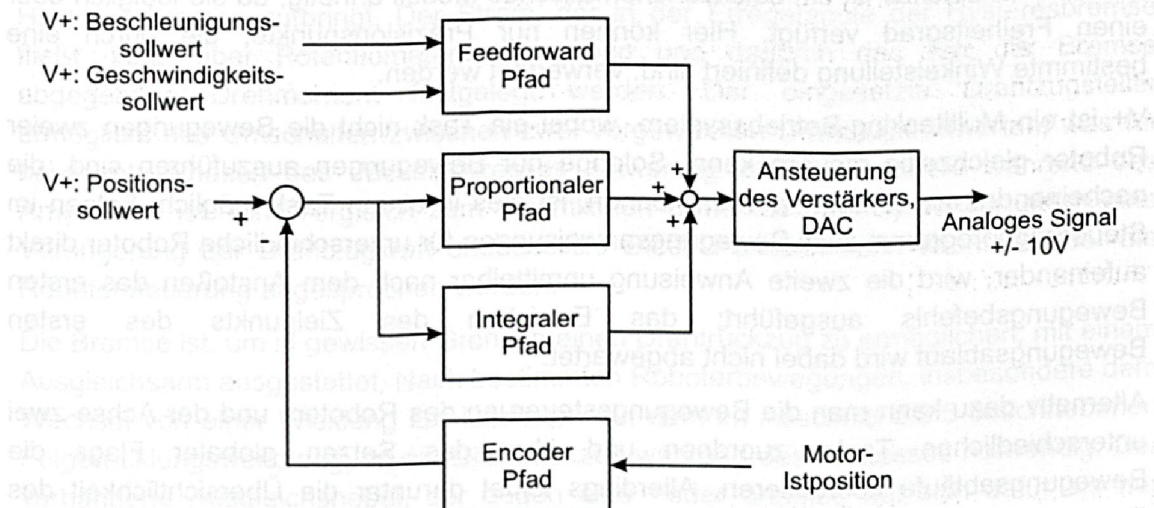


Bild 73: Parameter des Positionsregelkreises

Der in Bild 73 ebenfalls dargestellte Feedforward-Pfad dient der Optimierung der Bahngenauigkeit eines Roboters. Für die Parametrierung des Positionsreglers der Wickelachse ist dieser Pfad allerdings von untergeordneter Bedeutung, da hier – im Unterschied zum Knickarmroboter – lediglich eine bestimmte Winkelstellung erreicht werden muss.

Die Summe der unterschiedlichen Beiträge des Reglers wird dann in einem Digital-Analog-Konverter (DAC) in ein Spannungssignal umgesetzt, das an den Steuereingang des Motorverstärkers gelegt wird und damit einen geeigneten Drehzahlsollwert zum Erreichen der gewünschten Motorposition vorgibt.

Zusätzlich zur Positionsregelung werden von der Robotersteuerung noch einige weitere Kontrollfunktionen, wie das Einschalten der Antriebsleistung oder das Lösen der

Bremse an der Wickelachse übernommen. Die Sicherheit wird durch die Einbindung der Zusatzachse in den Notauskreis des Roboters gewährleistet.

6.3.2 Koordination der Bewegungen von Wickelachse und Roboter

Der Sechssachs-Knickarmroboter und die Wickelachse werden von der Steuerung als zwei voneinander unabhängige Roboter mit unterschiedlichen kinematischen Modellen betrachtet. Mit Hilfe des kinematischen Modells des Sechsaarmroboters werden Punkte im Raum, die in unterschiedlichen Koordinatensystemen definiert sein können, in die entsprechenden Winkelstellungen der einzelnen Gelenke transformiert. Hierbei sind Mehrdeutigkeiten möglich, d.h. ein und derselbe Punkt kann mit verschiedenen Kombinationen von Winkelstellungen angefahren werden. Will man einen Punkt auf eine ganz bestimmte Art und Weise anfahren, muss er als sogenannter Präzisionspunkt definiert werden. In diesem Fall werden nicht die sechs Koordinaten des Punktes, sondern die Winkelstellung jedes einzelnen Gelenks gespeichert.

Für die Wickelachse ist ein solches kinematisches Modell unnötig, da sie lediglich über einen Freiheitsgrad verfügt. Hier können nur Präzisionspunkte, die durch eine bestimmte Winkelstellung definiert sind, verwendet werden.

V+ ist ein Multitasking-Betriebssystem, wobei ein Task nicht die Bewegungen zweier Roboter gleichzeitig steuern kann. Solange nur Bewegungen auszuführen sind, die nacheinander angestoßen werden können, ist dies in einem Task möglich. Folgen im Steuerungsprogramm zwei Bewegungsanweisungen für unterschiedliche Roboter direkt aufeinander, wird die zweite Anweisung unmittelbar nach dem Anstoßen des ersten Bewegungsbefehls ausgeführt; das Erreichen des Zielpunkts des ersten Bewegungsablauf wird dabei nicht abgewartet.

Alternativ dazu kann man die Bewegungssteuerung des Roboters und der Achse zwei unterschiedlichen Tasks zuordnen und über das Setzen globaler Flags die Bewegungsabläufe koordinieren. Allerdings leidet darunter die Übersichtlichkeit des Programms, da zwei parallele Programmabläufe zu betrachten sind. Diese Art der Koordination ist bei einem Wickelvorgang im Allgemeinen unzureichend, da die Positionen des Drahtführers eindeutig mit der Winkelstellung der Wickelachse zusammenhängen sollen, um beispielsweise eine konstante seitliche Verlegung und damit ein sauberes Wickelbild zu realisieren.

Zur Koordination der Roboterbewegungen mit der Drehbewegung der Wickelachse wird die „Conveyor Tracking“-Funktion der Robotersteuerung genutzt. Diese erlaubt es, in Programmen Punkte relativ zu der Position eines Förderbandes zu definieren, so dass diese Positionen automatisch verändert werden, wenn das Band sich bewegt. Dabei gibt es keine Einschränkungen hinsichtlich der Richtung oder der Platzierung eines solchen Bandes im Arbeitsraum des Roboters, das Band muss nur geradlinig verlaufen. Um die Position des Bandes bestimmen zu können, muss es mit einem Encoder ausgestattet sein, dessen Signale der Robotersteuerung zur Verfügung stehen.

Diese Funktion des Betriebssystems V+ kann benutzt werden, um Bewegungen des Roboters mit der Wickelachse zu koordinieren und auf benutzerfreundliche, einfache Weise einen konstanten Vorschub zu programmieren. Hierzu werden über einen zweiten Kanal der Steuerung die Encodersignale der Wickelachse zur Verfügung gestellt. Über den ersten Kanal werden die Signale zur Positionsregelung der Wickelachse selbst ausgewertet und die entsprechenden Stellsignale an die Wickelachse gegeben, über den zweiten Kanal werden lediglich die Encodersignale zur Bestimmung der Position ausgewertet und daraus die notwendigen Änderungen der Position des Sechssachs-Knickarmroboters bestimmt. Durch die Festlegung der Geschwindigkeit des „virtuellen“ Bandes (in Zahl der Encodersignale pro mm) kann der konstante Vorschub definiert werden.

6.3.3 Drahtzugsteller

Als Drahtbremse wurde ein handelsübliches Gerät für einen Drahtstärkebereich von 0.3 mm bis 1.0 mm eingesetzt, das die notwendige Drahtzugkraft mittels einer Hysteresebremse aufbringt. Der Strom, der in der Erregerspule der Hysteresebremse fließt, kann über Potentiometer vorgegeben und dadurch das von der Bremse abgegebene Drehmoment festgelegt werden. Der eingesetzte Drahtzugsteller ermöglicht das Umschalten zwischen zwei vorgewählten Drahtzugkraftwerten, was für bestimmte Phasen des Wickelprozesses notwendig ist. Insbesondere während des Anwickelns ist – im Vergleich zum eigentlichen Bewickeln des Spulenkörpers – eine Verringerung der Drahtzugkraft unerlässlich. Diese Funktion kann ebenfalls über die Robotersteuerung angesprochen werden.

Die Bremse ist, um in gewissen Grenzen einen Drahrückzug zu ermöglichen, mit einem Ausgleichsarm ausgestattet. Nach bestimmten Roboterbewegungen, insbesondere dem Wechsel von einer Wicklung zur Nächsten auf dem im Abschnitt 6.3.5 beschriebenen Folgewicklungswerkzeug, ist ein Drahrückzug während des Prozesses notwendig. Der vorhandene Ausgleichshebel, der gegen eine Feder arbeitet, hat sich dafür als nur bedingt geeignet erwiesen. Zwar zieht dieser den Draht zurück und hält ihn weiter unter Spannung, jedoch wird in dieser Situation nur die Federkraft als Drahtzugkraft wirksam, nicht die eigentlich gewünschte, vom Bremsrad übertragene Drahtzugkraft. Erst wenn sich der Ausgleichshebel durch das weitere Aufwickeln von Draht wieder am Anschlag befindet, wird die vorgegebene Drahtzugkraft vom Bremsrad eingekoppelt. Diese Unterschiede in der Drahtzugkraft führen zu einem ungleichmäßigen Wickelbild, da zwei bis drei Windungen der ersten Lage lockerer als die Weiteren sind, wodurch die Positionierung der Windungen in der nächsten Lage erschwert wird.

Zur Lösung dieses Problems wurde die vorhandene Bremse mit dem Ziel erweitert, den Ausgleichshebel immer an seinem Anschlag zu halten. Durch die Montage eines zusätzlichen Motors mit einer elektrisch steuerbaren Kupplung auf das Bremsrad wird das Zurückdrehen des Bremsrades und somit ein Drahrückzug ermöglicht. Infolge des Rückzugs richtet sich der Ausgleichshebel wieder auf. Sobald der zusätzlich angebrachte Sensor das Erreichen der Anschlagposition erkennt, wird der Motor wieder

ausgekuppelt. Mit diesen Ergänzungen wird sichergestellt, dass auch nach Bewegungen des Roboters, bei denen eine gewisse Drahtlänge freigesetzt wurde, das weitere Bewickeln mit der gewünschten Sollzugkraft erfolgt.

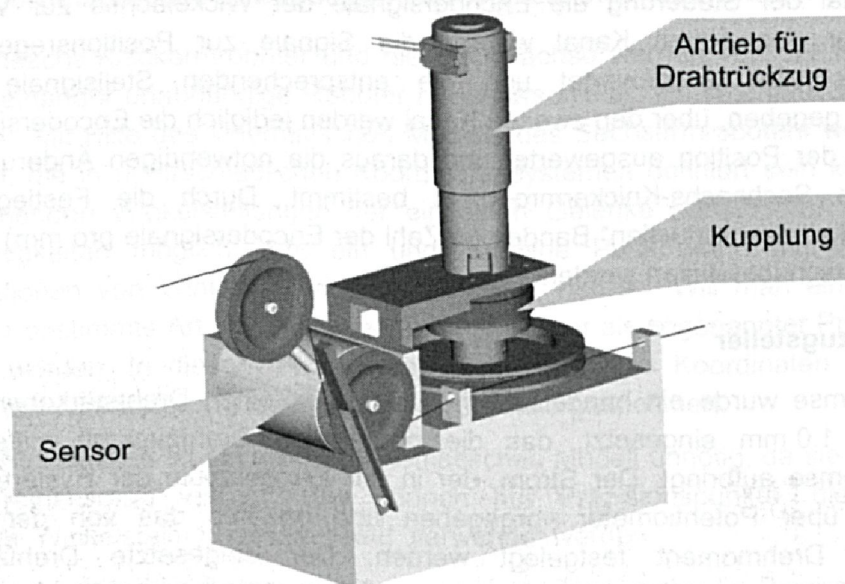


Bild 74: Erweiterungen am Drahtzugsteller zur Realisierung des Drahrückzugs

Um diesen Rückzugmechanismus unabhängig von der Robotersteuerung auch an anderen Wickelmaschinen einsetzen zu können, wurde eine einfache SPS eingesetzt, die immer dann den Motor einkuppelt, wenn der Ausgleichshebel seine Anschlagposition verlässt. Durch ein zusätzliches Enable-Signal, das von der übergeordneten Wickelmaschinen- bzw. Robotersteuerung gesetzt wird, kann der Rückzug ein- bzw. ausgeschaltet werden, so dass das Einkuppeln des Motors nur erfolgt, wenn die Rückzugsfunktion gebraucht wird. Ohne dieses Signal würde beispielsweise auch nach einem Schneidevorgang loser Draht sofort zurückgezogen [32].

6.3.4 Vergleich des Wickelergebnisses anhand eines Beispielprodukts

Mit dem aufgebauten System konnten die beispielhaft in Bild 68 dargestellte Wicklung automatisiert gefertigt und ein orthozyklischer Wicklungsaufbau durch das Vorbiegen des Drahtes unter Ausnutzung der zusätzlichen Freiheitsgrade des Roboters realisiert werden. Dazu knickt der Roboter an geeigneter Stelle erst nach rechts, dann dreht die Wickelachse um ca. 20° weiter, bevor ein Linksknick des Roboters erfolgt. Auf diese Art wird die gewünschte S-förmige Vorbiegung des Drahtes erreicht (Bild 75). Die Positionen der Wickelachse, an denen die Knickbewegungen des Roboters erfolgen, müssen dabei so bestimmt werden, dass beim Weiterdrehen der Wickelachse die beiden Knicke im Draht auf der Schmalseite des Spulenkörpers zu liegen kommen, idealerweise jeweils auf den Kanten des Spulenkörpers.

Des Weiteren zeigt Bild 75 einen Vergleich der ersten Lage dieser orthozyklischen Wicklung bei Verwendung des Wickelroboters und einer Wickelmaschine mit einem in drei Achsrichtungen verfahrbaren Drahtführer. Die einzelnen Windungen haben ohne die Vorbiegung des Drahtes aufgrund der herrschenden Drahtzugkraft die Tendenz, auf der Schmalseite des rechteckigen Spulenkörpers seitlich zu verrutschen. Dadurch ergeben sich vom Wicklungsanfang zum Wicklungsende hin größer werdende Abstände zwischen den einzelnen Windungen. Infolgedessen verbleibt nicht genügend Platz, um die letzte Windung der ersten Lage unterzubringen. Diese steigt schon in die nächste Lage auf und verhindert damit den weiteren, lagengenauen und orthozyklischen Wicklungsaufbau. Im Gegensatz dazu lassen sich die einzelnen Windungen mit dem Roboter – erleichtert durch das Vorbiegen des Drahtes – mit exakt gleichem Abstand platzieren [31].

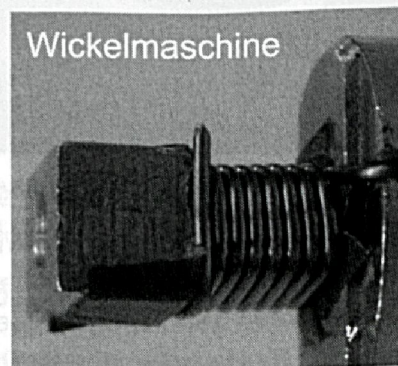
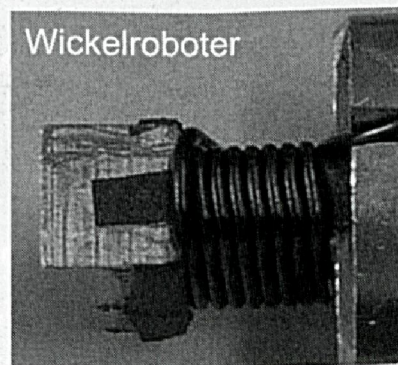
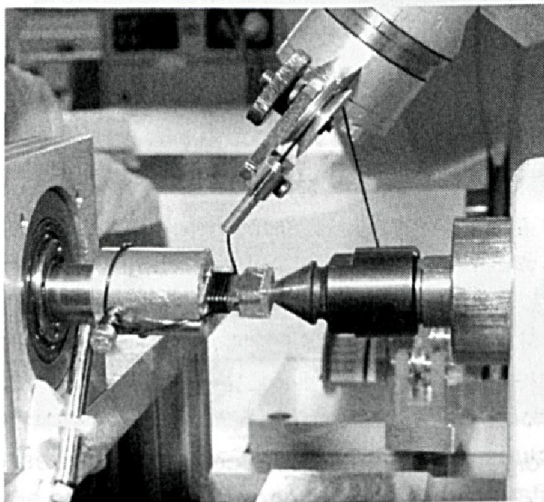


Bild 75: Vorbiegen des Drahtes durch eine Knickbewegung (links) und Vergleich der ersten Lage einer orthozyklischen Wicklung (rechts)

6.3.5 Werkzeug zur Herstellung von Folgewicklungen

Eine weitere Anforderung, die an Wicklungen für volumenoptimierte Motoren gestellt wird, ist die Minimierung der nach außen zu führenden und zu verschaltenden Anschlüsse. Hier wurde in Kooperation mit dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) ein Wickelwerkzeug realisiert, das die Fertigung von sechs Spulen in Folge ohne Schneiden des Drahtes ermöglicht. Die sechs Spulenkörper werden dabei in zwei Dreiergruppen sternförmig angeordnet. Nach dem Bewickeln der ersten Spule wird die dreieckige Spulenkörperaufnahme um 120° weitergedreht, wodurch die

Bewicklung des nächsten Spulenkörpers ermöglicht wird. Nach der Fertigstellung der ersten Dreiergruppe wird die gesamte Anordnung um 180° gedreht, so dass die zweite Dreiergruppe bewickelt werden kann.

Voraussetzung für das automatisierte Weitertakten von einer Ständerwicklung zur Nächsten ohne manuellen Eingriff ist der Einsatz eines pneumatischen Reitstocks. Dieser wird von der Robotersteuerung angesteuert und kann so während eines Programmablaufs geöffnet werden, sobald eine Drehung am Wickelwerkzeug auszuführen ist. Ohne Gegenhalter könnten die hier dargestellten Statorwicklungen aufgrund der herrschenden Drahtzugkräfte nicht hergestellt werden, da das Wickelwerkzeug sich während des Prozesses verschieben würde und damit eine exakte Positionierung des Drahtes nicht mehr gewährleistet werden kann.

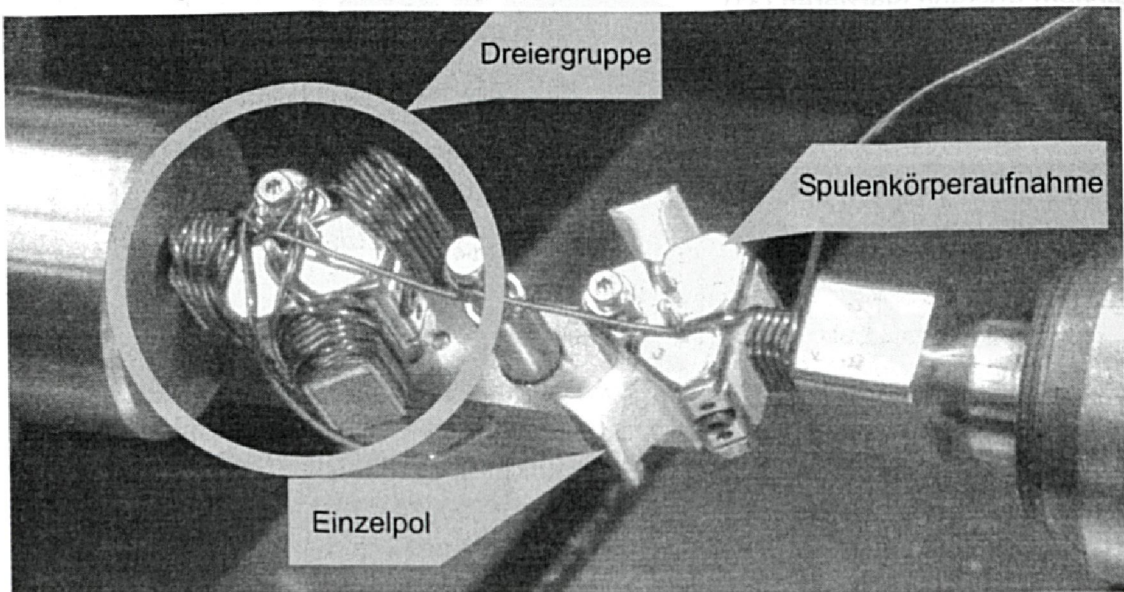


Bild 76: Werkzeug für die Herstellung von Folgewicklungen

Um zusätzlich zu den eigentlichen Wickelaufgaben auch die zur Herstellung solcher Folgewicklungen notwendigen Drehbewegungen automatisiert ausführen zu können, wurde ein spezielles Werkzeug für den Roboter entwickelt, das den Drahtführer mit einem Schlüssel für die notwendigen Drehbewegungen am Wickelwerkzeug kombiniert. Es besteht aus einem pneumatischen Linearzylinder, der mit einem pneumatischen Drehzylinder kombiniert wurde. Die beiden Zylinder sitzen im TCP des Roboters, seitlich daran ist der Drahtführer befestigt. Bei eingefahrenem Linearzylinder bleibt für den Drahtführer genügend Freiraum, um die Kippbewegungen auszuführen, die zum Vorbiegen des Drahtes notwendig sind. Wird der Linearzylinder ausgefahren, kann der Drehzylinder mit seinem Schlüssel die Halterungen der Spulenkörper greifen und um 120° weiterdrehen, ohne vom Drahtführer behindert zu werden.

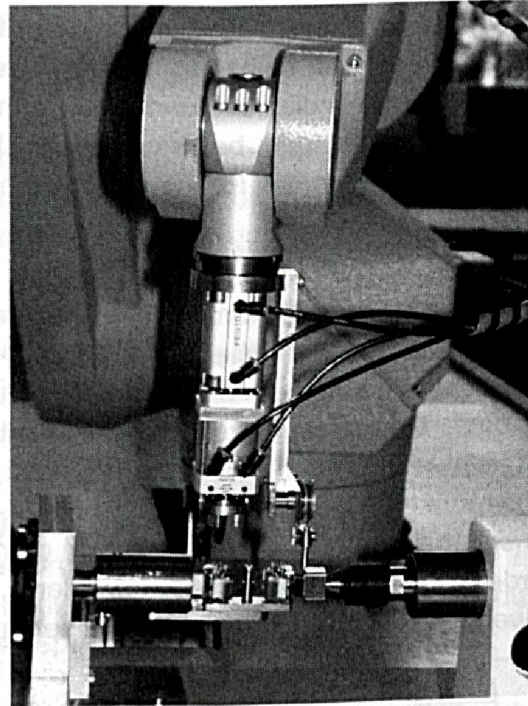
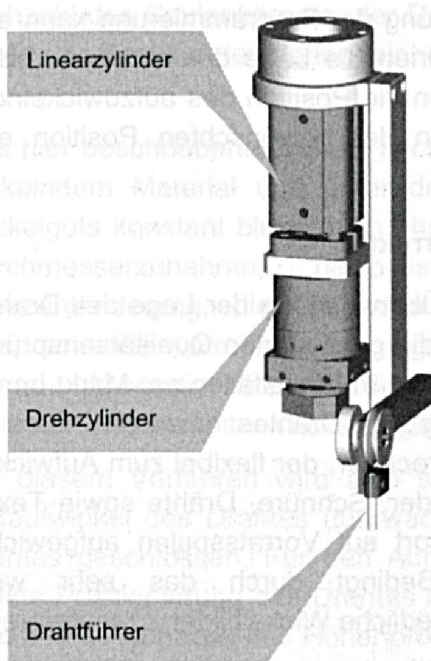


Bild 77: Vorrichtung zum Weitertakten von einer Wicklung zur nächsten bei Verwendung des Werkzeugs für Folgewicklungen

Mit dem gleichen Schlüssel kann auch die Drehung des Wickelwerkzeugs um 180° beim Wechsel von einer Dreiergruppe zur nächsten durchgeführt werden. Da der Pneumatikdrehzylinder nur eine Drehung um einen mechanisch einstellbaren Winkel zulässt, wird der hierzu erforderliche Drehwinkel aus zwei Bewegungen zusammengesetzt. Der erste Teil, nämlich 120° , der Drehbewegung werden vom Pneumatikzylinder übernommen, die noch fehlenden 60° dann von der sechsten Achse des Knickarmroboters. Bild 77 zeigt sowohl das CAD-Modell des Werkzeugs als auch die am Roboter montierte praktische Ausführung.

6.4 Sensorunterstützung im Wickelprozess zur Qualitätssicherung

Die Fertigung orthozyklischer Wicklungen erfordert eine sehr exakte Platzierung des Drahtes auf dem Spulenkörper. Sobald in einer Lage Fehler entstehen, können die folgenden Lagen nicht mehr korrekt platziert werden und die Spule ist Ausschuss. Dies kann, insbesondere bei Folgewicklungen, wie sie in Abschnitt 6.3.5 beschrieben werden, einen erheblichen Verlust an Zeit und Material bedeuten.

Fehler im Wicklungsaufbau haben unterschiedlichste Ursachen. Zum einen treten Toleranzen bei der Fertigung der Einzelpole auf. Weitere Ursachen für das Auftreten von Wickelfehlern sind Abweichungen durch Spannfehler der Einzelpole im Wickelwerkzeug sowie Spannfehler des Wickelwerkzeugs selbst. Beide Fehler resultieren in einer falschen Positionierung des Drahtes.

Zur Vermeidung solcher Fehler und zur Vereinfachung der Programmierung kann eine geeignete Sensorik beitragen. Diese sollte zum einen die Lage der bereits auf dem Spulenkörper befindlichen Windungen, zum anderen die Position des aufzuwickelnden Drahtes erfassen und bei einer Abweichung von der gewünschten Position eine Korrekturbewegung des Roboters auslösen.

6.4.1 Sensorgesteuerter Aufwickler mit Randkorrektur

Im Allgemeinen ist der Einsatz eines Sensors zur Überwachung der Lage des Drahtes an Wickelmaschinen bisher nicht üblich. Doch um die gestiegenen Qualitätsansprüche der Industrie an Wickelprodukte zu erfüllen, findet man in Einzelfällen am Markt bereits Systeme, die Sensorik zur exakten Positionierung des Drahtes einsetzen. Dies gilt beispielsweise für den in [30] vorgestellten Verlegerechner, der flexibel zum Aufwickeln der Produkte unterschiedlicher Branchen, wie Bänder, Schnüre, Drähte sowie Textil-, Kunststoff- oder Glasfasern, die vor dem Transport auf Vorratsspulen aufgewickelt werden müssen, eingesetzt werden kann. Bedingt durch das sehr weite Anwendungsspektrum sind hier auch sehr unterschiedliche Wickelbilder zu realisieren.

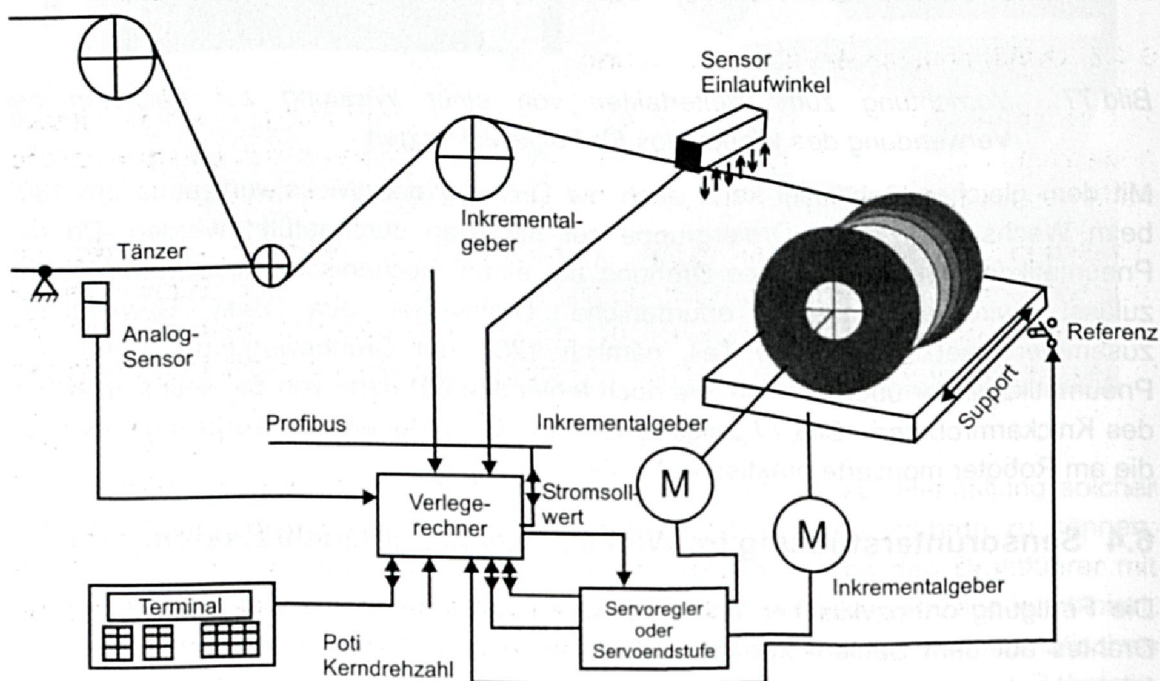


Bild 78: Prinzipskizze eines sensorgesteuerten Aufwicklers mit Randkorrektur [30]

Der Verlegerechner bestimmt aus Form und Größe des Spulenkörpers, der Materialstärke, der Lagenzahl, dem geforderten Materialspalt etc. den notwendigen Vorschub. Besondere Aufmerksamkeit erfordert dabei der Wickelrand. Der Wickelumkehrpunkt sollte für einen sauberen Wicklungsaufbau nicht in jeder Lage an derselben Stelle liegen, sondern um einen bestimmten Versatzwinkel differieren.

Für einen lageweisen Wicklungsaufbau wird der Einlaufwinkel des Drahtes mit einem Bildverarbeitungssystem überwacht. Diese Information wird zusammen mit der

Drehzahl des Spulenkörpers, der Drahtgeschwindigkeit, der Stellung des Tänzerhebels sowie der Position der Verlegeeinheit dem Verlegerechner zur Verfügung gestellt (Bild 78).

Das hier beschriebene System kann bei Verwendung von dünnem, nicht lageweise zu wickelndem Material und unter der Voraussetzung, dass die Geschwindigkeit des Wickelguts konstant bleibt auch ohne Sensor eingesetzt werden [41]. Eine ungewollte Durchmesserzunahme, beispielsweise im Randbereich, führt zu einer Drehzahländerung, die über den Inkrementalgeber erkannt werden kann. Durch entsprechende Korrekturbewegungen kann für einen Ausgleich im Wickelbild gesorgt werden. Alternativ dazu ist durch eine Überwachung des Motorstroms auch ein drehmomentkonstanter Wickelvorgang erreichbar.

Bei diesem Verfahren wird also selbst für einen lagegenauen Aufbau lediglich der Einlaufwinkel des Drahtes überwacht und daraus auf die korrekte Positionierung des Drahtes geschlossen. Für den Aufbau einer orthozyklischen Wicklung ist jedoch eine exakte Positionierung des Drahtes auf dem Spulenkörper notwendig, welche nur durch eine direkte Kontrolle des Höhenprofils auf der Spule sichergestellt werden kann.

6.4.2 Dreidimensionale Bildverarbeitung

Zur optischen Erfassung von Objekten, deren Strukturauflösung – wie in diesem Anwendungsfall – deutlich über der Lichtwellenlänge liegt, bieten sich unterschiedliche Verfahren zur Bestimmung der Lage des Drahtes und des Höhenprofils an.

Die Stereo-Bildverarbeitung geht von zwei oder mehreren Aufnahmen aus, die von räumlich versetzten Standpunkten aufgenommen werden. Die Bilder werden miteinander verglichen und möglichst gut zur Deckung gebracht. Bedingt durch die unterschiedlichen Perspektiven können die beiden Aufnahmen nicht vollständig zur Deckung gebracht werden, dazu müssen einige Bildteile erst verschoben werden. Der Verschiebungsweg ist ein Maß für die Entfernung des betrachteten Punktes. Weiter entfernte Bildteile müssen weniger verschoben werden als näher liegende Bildteile. Bei der glatten Struktur des Kupferlackdrahtes sind allerdings Anhaltspunkte zur Bestimmung von Verschiebungsvektoren schwer zu finden. Durch die Projektion eines Streifen- oder Gittermusters auf das Objekt kann hier die Zuordnung gleicher Punkte auf dem betrachteten Objekt erleichtert werden [59].

Alternativ zur Stereo-Bildverarbeitung kann zur Erfassung eines Höhenprofils ebenso das klassische Lichtschnittverfahren angewendet werden, das auch als Triangulationsverfahren bezeichnet wird. Dabei wird eine der beiden bei der Stereo-Bildverarbeitung verwendeten Kameras durch den Projektor ersetzt, der eine oder mehrere Lichtlinien auf das zu betrachtende Objekt projiziert, welche von einer Kamera aufgenommen werden. Durch den Unterschied von Projektions- und Beobachtungsrichtung zeichnet sich das Höhenprofil des abgetasteten Objekts auf dem Sensor ab [24].

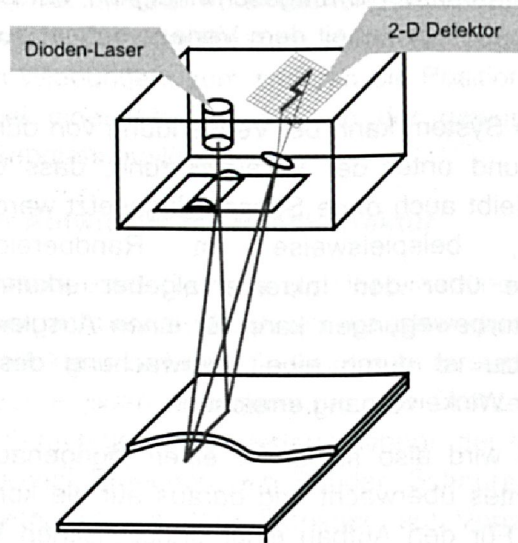


Bild 79: Prinzip der Lasertriangulation [24]

Als Sensoren werden üblicherweise CCD-Flächenkameras eingesetzt. In einem CCD-Chip wird der von Einstein im Jahre 1905 erklärte, fotoelektrische Effekt [78] genutzt, bei dem Photonen Elektronen aus Metallen ausschlagen und so eine Spannung induziert wird. Im CCD-Chip wird für eine vom Benutzer gewählte Zeit der sogenannten Shutter, der dem Verschluss bei einer herkömmlichen Spiegelreflexkamera entspricht, geöffnet, so dass Licht auf den CCD-Chip fällt. In dieser Zeit baut sich eine Spannung analog zur Anzahl der eingestrahnten Photonen auf, wobei CCD-Chips eine im Vergleich zum menschlichen Auge verschobene Farb-Empfindlichkeit besitzen: während sie im kurzwelligen blauen Bereich weniger empfindlich sind, können sie längerwelliges Licht sogar noch bis in den nahen Infrarot-Bereich messen, für den das menschliche Auge nicht empfindlich ist [10].

Nach der Belichtung werden die induzierten Spannungen der einzelnen Pixel durch einen komplexen Auslesemechanismus [58] an einen Signalprozessor weitergegeben, der diese in Helligkeitswerte umrechnet. Grob gesprochen werden die Ladungen, die sich aufgrund des Fotoeffekts in den einzelnen Bildelementen aufgebaut haben, pixelweise an den Rand verschoben und dort nach einer Signalverstärkung vom Analog-Digital-Konverter (ADC) in elektrische Signale umgewandelt, die vom Computer verarbeitet werden können. Sobald eine Zeile umgewandelt ist, werden die Ladungen wieder um ein Bildelement weiter geschoben, so dass eine weitere Zeile ausgelesen werden kann. [10].

Herkömmliche Laser-Lichtschnittsysteme verwenden als optische Detektoren Kamerasysteme mit einer meist auf 50 Hz beschränkten Bildwiederholrate. Die aufgenommenen Bilddaten des Sensors werden an einen Messrechner übertragen und dort bezüglich der Geometrie-Information ausgewertet. Solche Systeme kommen beispielsweise bei automatisierten Schweißprozessen zum Einsatz. Die Sensorik hat dabei die Aufgabe, Abweichungen der Fuge von der programmierten Bahn, Toleranzen

der Werkstücke und Spannfehler durch eine entsprechende Bahnkorrektur auszugleichen. Angesichts der dabei auftretenden Bahngeschwindigkeiten von maximal 10m/min ist eine Framerate von 50 Bildern pro Sekunde, also 300 Bilder pro Meter, völlig ausreichend. Bei einem Wickelprozess sollten jedoch mindestens drei Aufnahmen pro Spulenkörperseite möglich sein, um eine Positionskorrektur für den Drahtführer zu ermöglichen. Dies würde die Drehzahl bei einer Bildfrequenz von 50 Hz auf 250U/min beschränken.

Diese Beschränkung der Drehzahl, die aus der niedrigen Bildfrequenz verbunden mit relativ langen Messzeiten resultiert, kann durch eine von der Universität Linköping vorgestellte spezielle Sensor-Hardware für das Laser-Lichtschnittverfahren und die Doppler-Radar-Signal-Auswertung vermieden werden, mit der Messraten im kHz-Bereich realisierbar sind [49]. Das System erreicht diese hohe Messrate durch den Einsatz eines eigens dafür entwickelten optischen CMOS-Sensor-Chips, der die Durchführung der Signalauswertung zur Positionsbestimmung bereits auf dem zweidimensionalen Sensor-Chip selbst mittels integrierter Signalverarbeitungs-Prozessoren erlaubt. Als Ausgangsdaten liefert dieser Sensor bereits die Höhenkurven des Laser-Lichtschnittes. Diese Daten werden über eine schnelle Datenschnittstelle zu einem angeschlossenen Messrechner gesendet und dort weiterverarbeitet.

Des Weiteren müssen beim Einsatz eines Lichtschnittsensorsystems die Reflexionseigenschaften des Wickelgutes berücksichtigt werden, da diese die Intensität des vom Detektor aufgenommenen Signals beeinflussen. Auch wenn beim Lichtschnittverfahren nicht die Intensitäts-, sondern die Positionsinformation von Interesse ist, haben die Materialeigenschaften dennoch einen Einfluss auf die Messgenauigkeit [43].

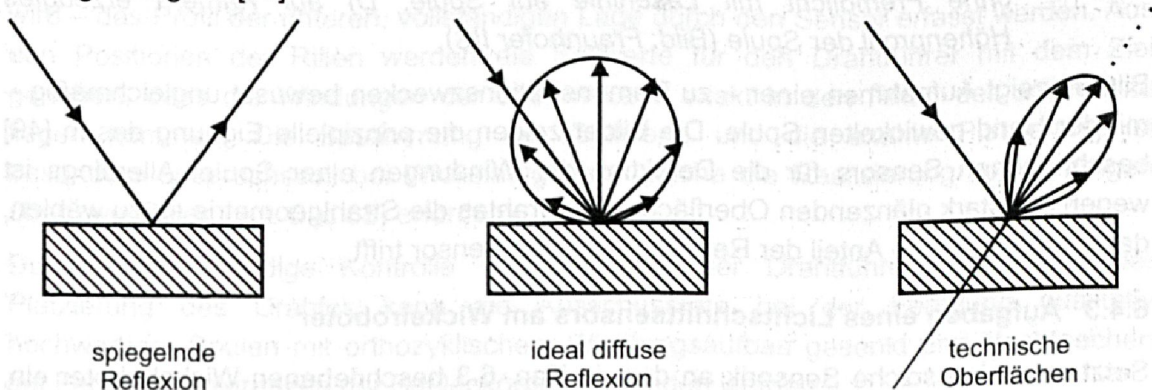


Bild 80: Reflexionseigenschaften verschiedener Objektoberflächen [43]

Bild 80 zeigt schematisch die Modellvorstellungen unterschiedlicher Reflexionszustände. Bei einem zu vermessenden Objekt mit rein spiegelnder Oberfläche wird der einfallende Laserstrahl gerichtet reflektiert, wobei die Richtung der Reflexion von der Orientierung des Laserstrahls zu dem Werkstück abhängt. In diesem Fall ist im Allgemeinen vom Detektor kein Signal zu empfangen.

Die zweite Vorstellung ist die einer ideal diffusen Reflexion, bei der die reflektierte Leuchtdichte in alle Raumrichtungen konstant ist. Solche Oberflächen lassen sich in

allen Raumlagen gleich gut vermessen. In der Praxis liegt meist eine Mischform vor, bei welcher der einfallende Laserstrahl in einer Streukeule reflektiert wird, deren Maximum in Richtung der spiegelnden Reflexion liegt.

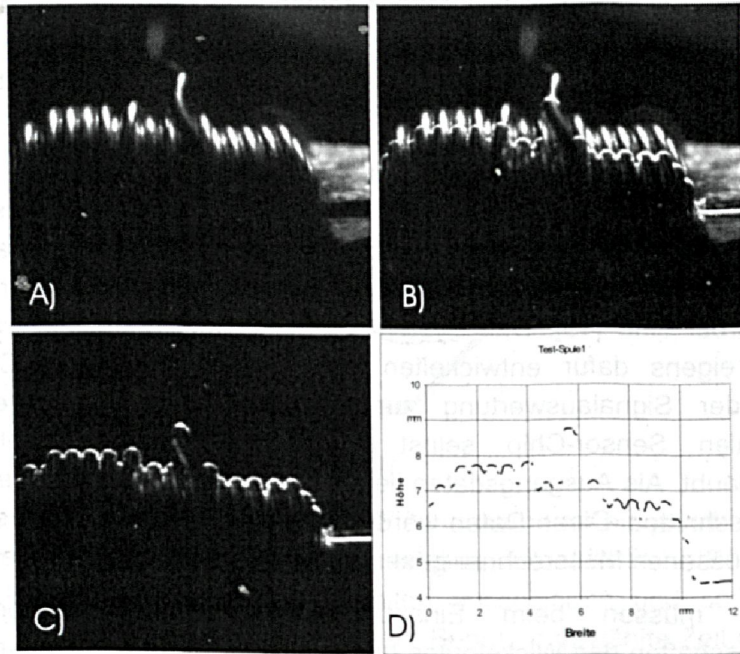


Bild 81: Lichtschnitt-Aufnahme an einer handgefertigten Test-Spule: A) Kamera-Originalbild der Spule nur durch Fremdlicht beleuchtet, B) Kamera-Originalbild mit Fremdlicht und Laserlinie auf Spule, C) Kamera-Originalbild ohne Fremdlicht mit Laserlinie auf Spule, D) auf Kamera erzeugtes Höhenprofil der Spule (Bild: Fraunhofer IIS)

Bild 81 zeigt Aufnahmen einer – zu Demonstrationszwecken bewusst ungleichmäßig – mit der Hand gewickelten Spule. Die Bilder zeigen die prinzipielle Eignung des in [49] beschriebenen Sensors für die Detektion der Windungen einer Spule. Allerdings ist wegen der stark glänzenden Oberfläche des Drahtes die Strahlgeometrie so zu wählen, dass nur der diffuse Anteil der Reflexion auf den Sensor trifft.

6.4.3 Aufgaben eines Lichtschnittsensors am Wickelroboter

Setzt man eine solche Sensorik an dem in Kap. 6.3 beschriebenen Wickelroboter ein, kann man sowohl das Profil bereits auf dem Spulenkörper befindlicher Lagen detektieren, als auch die Position des Drahtes, kurz bevor er auf den Wickelkörper aufgebracht wird, bestimmen. Mit Hilfe dieser beiden Informationen kann über einen entsprechenden Regelalgorithmus die Position des Roboters und damit des Drahtführers bei Bedarf korrigiert und so eine exakte Platzierung des Drahtes auf dem Spulenkörper erreicht werden. Durch die Sensorunterstützung können zum einen Fertigungstoleranzen der Einzelpole sowie Spannfehler ausgeglichen, zum anderen das Teachin der einzelnen Roboterpositionen erleichtert werden, da durch die Auswertung

der Sensorinformationen eine nicht optimale Positionierung des Roboters erkannt und korrigiert werden kann.

Die Kommunikation des Sensorrechners mit der Robotersteuerung erfolgt über deren Ethernet-Schnittstelle, wodurch eine ausreichende Datenübertragungsrate gewährleistet wird. Über die Schnittstelle kann auf einzelne Variablen des Roboterprogramms zugegriffen werden und so eine Vorgabe der Positionen erfolgen. Im Einzelnen hat der Sensor dabei folgende Aufgaben:

Vor Beginn des eigentlichen Wickelprozesses werden die Positionen der beiden Flansche des Wickelkörpers und ihr Abstand zueinander bestimmt. Die Toleranz des Wickelfensters darf max. $+0.2 \cdot d$ (d : Drahtdurchmesser) betragen (vgl. Kap. 6.2 bzw. [19]). Liegt das Wickelfenster nicht in diesem Bereich, ist die Fortsetzung des Prozesses nicht sinnvoll, da ein ordnungsgemäßer Wicklungsaufbau nicht zu erwarten ist. Die Bestimmung der Flanschposition dient der Korrektur von Spannfehlern. Die weiteren Roboterpositionen werden stets relativ zu der Flanschposition festgelegt, so dass Spannfehler keinen Einfluss mehr auf das Wickelergebnis haben.

Im weiteren Verlauf des Wickelprozesses wird nun stets die Lage des vom Röhrendrahtführer positionierten Drahtes relativ zu der Flanschposition überprüft. Diese Positionskontrolle erfolgt bereits bevor der Draht endgültig auf dem Spulenkörper zu liegen kommt und kann daher bei Bedarf durch eine entsprechende Bewegung des Drahtführers korrigiert werden. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass Windung an Windung ohne Abstand zu liegen kommt und somit eine optimale erste Lage gefertigt wird.

Bei einem Lagenwechsel muss – bevor die erste Windung der neuen Lage gewickelt wird – das Profil der unteren, vollständigen Lage durch den Sensor erfasst werden. Aus den Positionen der Rillen werden die Sollwerte für den Drahtführer mit dem Ziel generiert, dass die Windungen der oberen Lage exakt in den Rillen der unteren zu liegen kommen. Die Bestimmung der Sollwerte und die exakte Platzierung ist besonders anspruchsvoll bei Wickelaufgaben, welche die Realisierung von Sprüngen über zwei Rillen (vgl. Bild 68) erfordern.

Durch diese ständige Kontrolle und Korrektur der Drahtführerposition und der Platzierung des Drahtes kann die Ausschussrate bei der Fertigung qualitativ hochwertiger Spulen mit orthozyklischem Wicklungsaufbau gesenkt und Nachteile bei Fertigungstoleranzen der Spulenkörper vermieden werden.

Zusammenfassung

Mit dem in den vorhergehenden Abschnitten beschriebenen Wickelroboter wurde ein System aufgebaut, das einen orthozyklischen Wicklungsaufbau auch ohne Präparierung des Spulenkörpers mit Führungsrillen zulässt. Damit wird wesentlich zur Einhaltung enger Toleranzen der mechanischen Abmessungen beigetragen und eine optimale Bauraumausnutzung gewährleistet, wie sie insbesondere bei leistungsoptimierten Elektromotoren gefordert wird. Des Weiteren treten aufgrund des

lagengenauen Aufbaus der Wicklung nur geringe Abweichungen der aufgewickelten Drahtlänge auf, wodurch – unter der Voraussetzung einer weitgehend konstanten Drahtzugkraft – auch die elektrischen Eigenschaften innerhalb enger Toleranzfenster gehalten werden. Darüber hinaus kann der Roboter aufgrund seiner Flexibilität auch weitere Sonderaufgaben im Verlauf des Wickelprozesses übernehmen, wie am Beispiel des Spezialwerkzeugs für Folgewicklungen gezeigt wurde.

Eine Erweiterung des bestehenden Wickelsystems durch die Integration der beschriebenen Sensorik ermöglicht die frühzeitige Erkennung von Wickelfehlern. Durch die Anwendung entsprechender Regelungsstrategien können diese korrigiert und damit Ausschuss vermieden werden.

7 Programmierung von Wickelsystemen

Sinkende Preise bei gleichzeitiger Steigerung der Leistungsfähigkeit führten zu einem vermehrten Einsatz von Personal Computern als Kommunikationsschnittstelle zwischen Maschinensteuerung und Bediener. An Wickelmaschinen dienen PCs der Programmierung sowie der Verwaltung und Speicherung einmal erstellter Programme. Darüber hinaus kann der PC noch weitere Aufgaben, wie Fehlerdiagnose und Protokollierung des Produktionsprozesses übernehmen [64].

Die Programmerstellung erfolgt zumeist im traditionellen Teach-In-Verfahren. Der Bediener fährt hierbei die gewünschten Positionen mit dem Drahtführer an und übernimmt dann per Mausklick deren Koordinaten in das zu erstellende Programm.

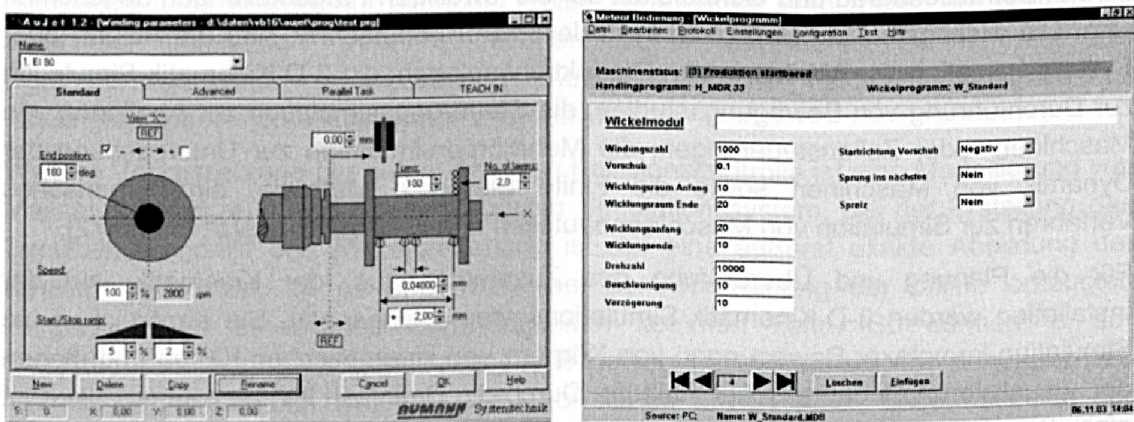


Bild 82: Beispiele für Eingabemasken bei der Erstellung von Wickelprogrammen (Bild: Aumann, Meteor)

Die Programmerstellung wird dabei im Allgemeinen durch Bildschirmmasken unterstützt, in welche die notwendigen Parameter eingetragen werden. Entsprechende Beispiele sind in Bild 82 dargestellt. Aus den eingegebenen Parametern, wie Windungszahl, Flanschpositionen und Vorschub, leitet die Steuerung dann die notwendigen Bewegungen des Drahtführers ab. Ebenso können die beim Anwickeln des Drahtes erforderlichen Bewegungen aus der Anfangsposition, dem Radius und der Zahl der Umdrehungen bestimmt werden.

Angesichts steigender Variantenvielfalt und sinkender Losgrößen werden hohe Ansprüche an die Flexibilität der Produktion gestellt. Diese kann durch eine Vernetzung aller Wickelmaschinen einer Wickelei gesteigert werden. Die Wickelprogramme werden dann auf einem zentralen Server gespeichert und nach Bedarf an die einzelnen Maschinen übertragen, wodurch die Rüstzeit erheblich reduziert wird. Optimierungen im Programmablauf können auf den Server zurückgespeichert werden und stehen somit allen Maschinen zur Verfügung. Darüber hinaus ermöglicht die Vernetzung eine Überwachung der Auslastung einzelner Maschinen [81].

7.1 Motivation für den Einsatz der Simulationstechnologie

Die Simulation ist eine Methode zur Abbildung dynamischer Prozesse komplexer Systeme in experimentierfähige Modelle mit dem Ziel, Erkenntnisse zu erhalten, die direkt in die Realität umgesetzt werden können. Mit Hilfe dieser Modelle kann die zeitliche Reihenfolge von Ereignissen in komplexen Systemen untersucht werden [37].

Angesichts der enormen Steigerung der Rechnerleistung bei gleichzeitig sinkenden Investitionskosten findet die Simulationstechnik einen breiten Anwenderkreis. Durch Simulation kann sowohl die Produkteinführungszeit wesentlich reduziert als auch das Risiko bei Investitionsentscheidungen über Produktionsanlagen minimiert werden [80]. Verschiedene Betrachtungsebenen führen zu unterschiedlichen Simulationsmodellen, deren Abstraktionsgrad und Genauigkeit auf die jeweiligen Fragestellungen abgestimmt sind. Die wichtigsten Simulationsarten in der Produktionstechnik sind die Ablauf- oder Systemsimulation zur Abbildung von Produktionsanlagen, die 3-D-Kinematik-Simulation zur Durchführung von Bewegungsstudien, die Steuerungssimulation zur Abbildung von Maschinen- oder Zellensteuerungen, die Mehrkörpersimulation zur Untersuchung der Dynamik von Maschinen sowie die Finite Elemente Methode, ein numerisches Verfahren zur Simulation von Maschinenbauteilen und Bearbeitungsprozessen [72].

Für die Planung und Überprüfung des Zusammenbaus, der Kinematik und der Installation werden 3-D-Kinematik-Simulationssysteme eingesetzt. Sie ermöglichen die Simulation komplexer Bewegungen von Körpern und kinematischen Ketten und dienen der Visualisierung kinematischer Abläufe. Durch die Definition inverser Kinematiken ist eine Simulation von NC-Achsen oder Industrierobotern über die Bewegung des Werkzeug-Referenzpunktes (TCP) möglich. Mittels einer Rücktransformation werden dabei bei Vorgabe der Raumlage des TCP alle Achswinkel und -verschiebungen berechnet. Darüber hinaus ermöglichen die Kinematik-Simulation Abstandsuntersuchungen und Kollisionsüberprüfungen, sowie erste Taktzeitberechnungen, da die Geschwindigkeits- und Beschleunigungswerte der Achsen eingegeben werden können [72].

Insbesondere die Kollisionsüberwachung ist mit Hinblick auf eine Offline-Programmierung von besonderem Interesse, da sie – bei ausreichender Genauigkeit der Modellierung – eine fehlerfreie Bahnplanung ermöglicht und somit Beschädigungen der Anlage im Verlauf der Programmerstellung vermieden werden.

7.2 CAD-CAM-Verfahrenskette für NC-Wickelmaschinen

Während im Bereich der spanenden Fertigungsverfahren Offline-Programmierverfahren weit verbreitet sind, ist im Bereich der Wickeltechnik das traditionelle Teach-In, bei dem sämtliche Verfahrensbewegungen und Handlingsaufgaben an der Maschine vom Bediener eingegeben werden, üblich [25]. Dieses Vorgehen ist mit einem nicht zu vernachlässigenden Produktionsstillstand bedingt durch die langwierige Programmerstellung, der Gefahr des Maschinenbruchs sowie fehlenden Optimierungsmöglichkeiten hinsichtlich der Wegoptimierung verbunden [83].

Der überwiegende Teil der spanenden Werkzeugmaschinen verwendet einen allgemein gültigen Satz von Steuerbefehlen, so dass die Postprozessoren, die den maschinenspezifischen Programmcode generieren, nur in geringem Maße an die unterschiedlichen Hersteller angepasst werden müssen. Dies ist im Bereich der Wickelmaschinen nicht der Fall, die Maschinenprogrammierung ist hier herstellerspezifisch.

Neben einer leistungsfähigen Rechnerumgebung setzt ein integriertes System zur Offline-Programmierung auch geeignete Softwaresysteme voraus, um den gesamten Fertigungsvorgang simulieren und optimieren zu können. Zur visuellen Kollisionserkennung durch den Planer ist eine dreidimensionale Darstellung des gesamten Fertigungsprozesses notwendig, wobei der Beobachtungspunkt während des Simulationslaufs flexibel auf einfache Weise veränderbar sein muss, um Kollisionen auch bei komplexen Verfahrenoperationen sicher detektieren zu können. Zur Durchführung einer automatischen Kollisionskontrolle ist ein entsprechend leistungsfähiger Kinematiksimulator erforderlich [34].

Weitere Voraussetzung zur automatisierten Kollisionskontrolle ist eine Modellierung von Maschine, Werkzeug und Spulenkörper im Simulationssystem. Bei der Erstellung des Simulationsmodells der Wickelumgebung ist auf eine äußerst exakte Abbildung der Realität zu achten, da es andernfalls bei der Übertragung der offline erzeugten Programme zu erheblichen Schwierigkeiten kommen kann. So können in der Simulationsumgebung kollisionsfrei geplante Bewegungsabläufe bei Abweichungen des Modells von der realen Umgebung zu Kollisionen führen sowie andererseits in der Simulation Kollisionen detektiert werden, die real nicht existieren [83].

Beispielhaft wird in [33] eine CAD-CAM-Verfahrenskette für einen 8-Spindel-Wickelautomaten vorgestellt. Hierzu wurde ein vollständiges CAD-Modell der Wickelmaschine erzeugt und deren einzelne Komponenten in einer Datenbank abgelegt. Hierbei unterscheidet man zwischen den produktunabhängigen und den produktabhängigen Elementen. Produktabhängig sind beispielsweise die Greifer für das Handling der Spulenkörper sowie die Spulenkörperaufnahme an der Wickelspindel. Produktunabhängig sind dagegen das Maschinengestell sowie die NC-Achsen.

Die Planung des Wickelprozesses erfolgt in mehreren Schritten. Für den Fall, dass noch kein CAD-Modell des Spulenkörpers vorliegt, wurde ein Modul zur Generierung eines solchen Modells aus einfachen Geometrieprimitiven entwickelt, das einen flexiblen Aufbau eines dreidimensionalen Volumenkörpermodells beliebiger Spulenkörpergeometrien gestattet. Wickeltechnikspezifische Elemente, wie Anschlussstifte und Stecklötösen, werden bereits als Modell zur Verfügung gestellt.

In einem weiteren Modul wird der Drahtverlauf auf dem Spulenkörper modelliert. Im Bereich der Wickelkammer wird der Draht einfach durch eine Schraubenlinie repräsentiert, deren Steigung dem Vorschub des Drahtführers entspricht. Der Verlauf des Drahtes zwischen Anschlusspin und Wickelkammer wird vom Benutzer interaktiv durch das Setzen von Punkten erzeugt.

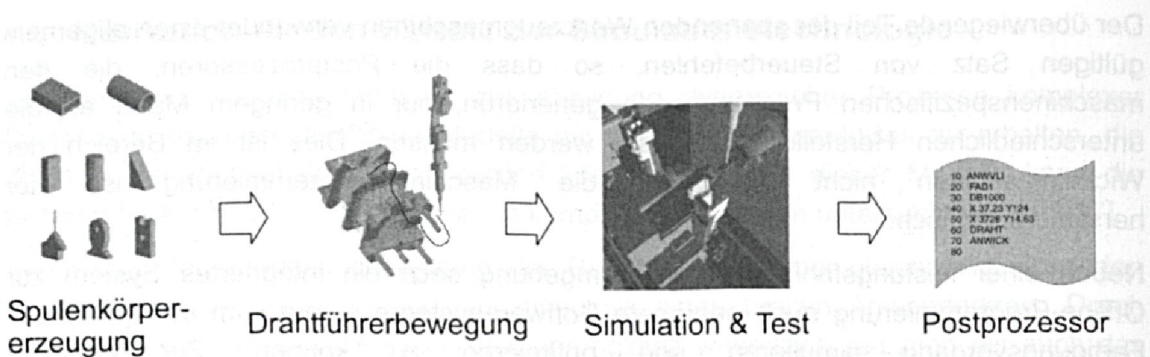


Bild 83: Schritte bei der Offline-Programmierung von Wickelmaschinen [83]

Aus dem Drahtverlauf wird durch Verschiebung um einen vom Benutzer wählbaren Vektor die von der Drahtführerspitze abzufahrende Bahn errechnet. Dabei wird nur auf die Abschnitte zwischen Anschlusspin und Wickelkammer abgezielt, da das Bewickeln der Kammer bei der betrachteten Maschine durch einen einzigen Befehl angestoßen wird. Dies bedeutet, dass bei diesem Vorgehen kein orthozyklischer, sondern nur eine wilder Wicklungsaufbau geplant werden kann.

Anschließend findet eine Planung des gesamten Fertigungsablaufes statt, die neben der Bahnplanung auch technologische Steuerbefehle, wie die Einstellung der Bremskraft, der Drehzahl, der Windungszahl usw. umfasst. Die gesamten Informationen werden in einem maschinenunabhängigen File abgelegt, das als Datengrundlage für die Simulation des Wickelprozesses dient. Durch die Simulation wird eine vollständige Kollisionskontrolle ermöglicht. Abschließend wird – nach einer eventuell notwendigen Optimierung – durch einen maschinenspezifischen Postprozessor das fertige Wickelprogramm zur Übertragung an die Maschine erzeugt.

7.3 Programmierung von Robotern

Die Roboterprogrammierstellung kann in Bewegungs- und Ablaufprogrammierung unterteilt werden. Unter der Bewegungsprogrammierung versteht man die Festlegung der Bahnpunkte bzw. der Bewegungsabschnitte. Die Ablaufprogrammierung umfasst die Verknüpfung von Bewegungsabschnitten, die Definition von Prozessparametern, Zeiten, Wartepositionen, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen und die Kommunikation mit peripheren Einrichtungen [46].

Zur Programmierung der Bewegungsbahn von Robotern sind unterschiedliche Verfahren gebräuchlich. Im Bereich der Online-Programmierverfahren kann man zwischen „Teach-in“ und „Play-back“ unterscheiden. Bei der Teach-in-Programmierung wird der Roboter mit Hilfe des Handbediengeräts in die gewünschten Positionen verfahren, deren Koordinaten abgespeichert werden. Beim „Play-back“-Verfahren dagegen wird das Handhabungsgerät selbst auf der gewünschten Bahn bewegt und die Punkte in einem festen Zeit- oder Wegraster abgespeichert. Im Gegensatz zum Teach-In sind hier die Antriebe des Roboters abgeschaltet und der Arm befindet sich in

Balance. Die Bewegungen erfolgen durch die Muskelkraft des Bedieners, während beim Teach-In der Roboterarm durch seine Antriebe bewegt wird.

Der Vorteil der Online-Programmierung liegt darin, dass Mess- und Ausführungseinheit identisch sind und damit Steuerungsfehler, die durch kinematische Abweichungen und Elastizitäten des Roboterarms hervorgerufen werden, nicht in Erscheinung treten [77]. Ferner ist das Verfahren durch die direkte Führung des Arbeitsgerätes sehr transparent und die technologischen Erfahrungen des Einrichters können unmittelbar in die Programmierprozedur einbezogen werden. Diese ist allerdings sehr zeitraubend, sowie kostenintensiv und erfordert Erfahrung im Umgang mit dem Roboter [67, 77].

Dies gilt insbesondere für den Wickelroboter, da hier nicht nur das Erreichen bestimmter Positionen von Bedeutung ist, sondern auch die Art und Weise, wie eine Position angefahren wird, eine entscheidende Rolle spielt. Durch ungünstiges Verfahren des Drahtführers während der Programmierung kann der Draht lose werden und auf dem Spulenkörper verrutschen, wobei ein solcher Fehler im Regelfall nicht durch ein einfaches Zurückfahren des Roboters in seine vorherige Position korrigiert werden kann. Die weitere Programmierung der Bewegungsbahn ist dann nur nach einem erneuten Start des Wickelvorgangs möglich. In einer Simulationsumgebung dagegen könnte man exakt einen Schritt rückgängig machen und damit den vorherigen Zustand wieder herstellen, sowohl in Bezug auf die Drahtposition als auch die Drahtspannung.

Für NC-Maschinen sind Offline-Programmierverfahren seit vielen Jahren Stand der Technik. Zunehmend finden Offline-Verfahren auf der Basis von CAD-Modellen auch im Bereich der Robotik, beispielsweise für Schweißanwendungen oder beim Glasurauftrag in der keramischen Industrie, Anwendung [65, 67].

Ziel der Offline-Programmierung ist eine Verlagerung der Roboterprogrammierarbeiten von den Produktionslinien in die Arbeitsvorbereitung [46]. Dadurch können unwirtschaftliche Stillstandszeiten, die bei Online-Verfahren während der Programmerstellung auftreten, reduziert werden. Darüber hinaus kann eine Optimierung der Bewegungsabläufe hinsichtlich der Taktzeiten im Vorfeld durchgeführt und ein kollisionsfreier Betrieb sichergestellt werden. Die weitere Verbreitung der Offline-Verfahren wird dadurch begünstigt, dass auf dem Markt zunehmend preiswerte Programmier- und Simulationssysteme erhältlich sind.

Bei den Offline-Programmierverfahren wird zwischen einer rein textuellen Eingabe der Programme und einer CAD-gestützten Programmierung unterschieden. Die textuelle Programmierung hat den Vorteil, dass die erstellten Programme auf einfache Weise übersichtlich dokumentiert werden können. Des Weiteren können Sensorinformationen leicht in den Programmablauf integriert werden. Bei der CAD-gestützten Programmierung werden die 3D-CAD-Files der Roboter und der Werkstücke importiert und die anzufahrenden Punkte auf grafisch-interaktivem Weg markiert. Durch die Kollisionsprüfung wird die Ausführbarkeit des Programms sofort überprüft und gegebenenfalls Änderungsvorschläge gemacht [46].

Der Grad der Ausführbarkeit der Programme am realen System hängt im hohen Maße davon ab, inwieweit der Roboter in seiner Umwelt im Simulationssystem nachgebildet werden kann. Zentrale Bausteine des Offline-Programmiersystems sind deshalb die Funktionseinheiten „Roboterprogrammerzeugung“ und „Simulationssystem“. Dabei dient die erstgenannte der Programmerstellung, während mit der zweiten Programme auf ihren korrekten Ablauf, insbesondere Kollisionsfreiheit, überprüft werden. Über eine geeignete Schnittstelle werden die so erzeugten Programme dann an den Roboter übertragen [46].

Eine Einschränkung der Offline-Programmierung besteht darin, dass in die Simulation Planungsdaten eingehen, die im Allgemeinen nicht exakt mit der Wirklichkeit übereinstimmen, worunter die absolute Positioniergenauigkeit leidet. Aus diesem Grund ist meist eine Korrektur der Programme am realen System notwendig [46].

7.4 CAD-CAM-Kopplung für den Wickelroboter

Computer Aided Design war ein bedeutender Fortschritt bei der Herstellung von Fertigungszeichnungen. Aber erst durch die Verknüpfung von CAD-Programmen mit weiterer Software kommen die Vorteile des elektronischen Formats gegenüber einer Zeichnung voll zum Tragen [9]. Dies gilt insbesondere für eine Kopplung mit einem CAM-Tool zur Bahnplanung und Programmerzeugung.

Für eine Offline-Programmierung des Wickelroboters müssen die in Kap. 7.2 genannten Schritte noch in verschiedenen Punkten erweitert werden. Dies gilt insbesondere für die Drahtführerbewegungen im Bereich der Wickelkammer, da im Gegensatz zu der in [83] dargestellten CAD-CAM-Kette keine Wildwicklung, sondern eine orthozyklische Wicklung realisiert werden soll.

Infolgedessen kann die Bewicklung der Kammer nicht durch einen einzigen Befehl angestoßen werden, sondern setzt sich aus einer Fülle von Einzelbewegungen zusammen, die den sprunghaftigen Vorschub des Drahtführers realisieren. Mit Hilfe der Simulation der Bewegungen kann kontrolliert werden, ob der Draht in der gewünschten Art und Weise auf dem Spulenkörper platziert wird. Insbesondere an dieser Stelle leistet die Simulation einen wesentlichen Beitrag zur Kostensenkung, da das Teach-In geeigneter Positionen für eine orthozyklische Wicklung sehr zeitintensiv ist und damit hohe Maschinenstillstandszeiten verursacht. Weiterhin kann der Verbrauch an Kupferlackdraht für Versuchszwecke wesentlich reduziert werden.

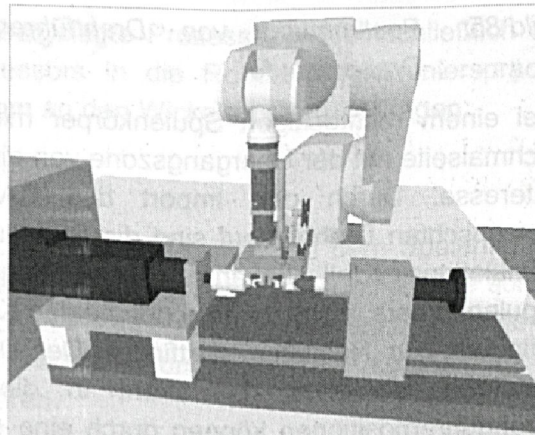
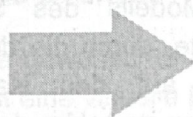
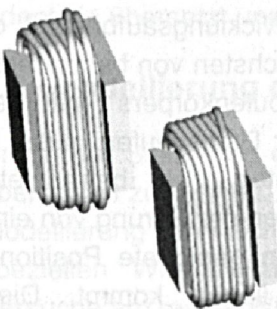
Zur Realisierung einer CAD-CAM-Kette wurden die Softwaresysteme *Pro/Engineer* und *Igrip* eingesetzt. *Pro/Engineer* ist ein elementorientiertes, parametrisches 3D-CAD-System, das im Unterschied zu traditionellen CAD-Entwurfssystemen 3-dimensionale Modelle verwendet. Zeichnungen werden also als Ansichten des aus Materialvolumina bestehenden Modells erstellt und nicht umgekehrt. Die schnelle Erstellung von Modellen wird dadurch unterstützt, dass Grundelemente, wie Profil, Bohrung oder Fase, für den Aufbau von Bauteilen zur Verfügung gestellt werden. Da *Pro/Engineer* mit variablen Parametern anstelle von festen Maßen arbeitet, werden Konstruktionen bei

der Änderung eines Parameters automatisch angepasst, unabhängig davon, in welcher Ansicht (2D, 3D, Baugruppe, Schnittdarstellung) die Änderung vorgenommen wird [23].

Bei *Igrip* handelt es sich um ein interaktives 3D-Grafik Simulationswerkzeug, das für den Entwurf, die Bewertung und die Offline-Programmierung von Roboterzellen eingesetzt werden kann. Die Robotermodelle einschließlich ihrer Bewegungsattribute, Kinematik, Greifer und I/O-Logik sind bereits in die Software eingearbeitet und gestatten sehr präzise Simulationen. Dieses Simulationssoftwarepaket bietet eine interaktive Umgebung an, welche die Verifikation von Produktionskonzepten, Arbeitszellenlayouts sowie Fertigungsprozessen vor ihrer Realisierung in der Fabrikhalle gestattet. Darüber hinaus erlaubt es die Offline-Programmierung der modellierten Roboterzellen auf der Basis der CAD-Daten des herzustellenden Produkts. Weitere Schlüsseleigenschaften sind die Analyse von Zykluszeiten sowie die Kollisionserkennung [37].

Das CAD-Volumenmodell des Spulenkörpers und die geforderte Platzierung des Drahtes werden in *Pro/Engineer* erzeugt. Aus dem modellierten Drahtverlauf werden die entscheidenden Stützpunkte ausgewählt und zusammen mit dem Spulenkörpermodell in *Igrip* importiert. Diese dienen weiterhin zur Bestimmung geeigneter Drahtführerpositionen.

Voraussetzung für die Simulation ist eine möglichst exakte Modellierung des Wickelsystems. Diese lässt sich unterteilen in die Modellierung des Roboters und der Wickelachse. Zur Abbildung des Roboters einschließlich seiner kinematischen Abhängigkeiten kann auf die mit der Software gelieferten Bibliotheken zurückgegriffen werden, welche die Modelle der verschiedenen Robotertypen der gängigen Hersteller enthalten. Darüber hinaus wurde die Wickelachse als zusätzliches Device mit einem Freiheitsgrad modelliert.



CAD-Modell der Wicklungen

Simulationsumgebung

Bild 84: Import des Drahtverlaufs aus dem CAD-System in die Simulationsumgebung zur Ableitung der Drahtführerbewegungen

Zur Erstellung der kinematischen Abläufe in der Simulationsumgebung wird die Programmiersprache GSL (Graphic Simulation Language) verwendet. Diese gehört zur

Gruppe der prozeduralen Programmiersprachen, bei der zur Problemlösung durch den Programmierer eine Folge von Operationen vorzugeben ist [60, 73]. Hiermit können sowohl die Bewegungen des Roboters als auch die der Wickelachse beschrieben werden. Die Synchronisation der Bewegungsabläufe erfolgt über das Setzen von Merkern an den entsprechenden Stellen im Programmablauf.

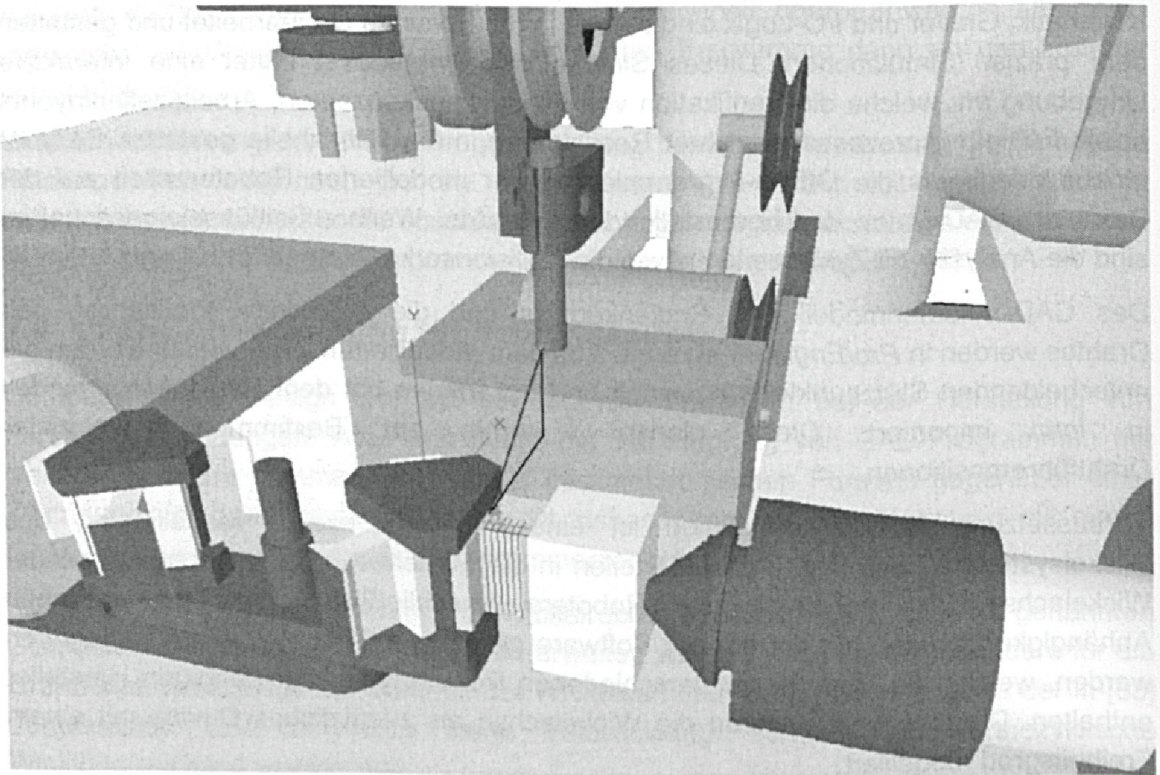


Bild 85: Bestimmung von Drahtführerpositionen mit Hilfe des modellierten Drahtverlaufs

Bei einem rechteckigen Spulenkörper mit orthozyklischem Wicklungsaufbau ist die Schmalseite mit der Übergangszone von einer Windung zur Nächsten von besonderem Interesse. Durch den Import des CAD-Modells des Spulenkörpers mit dem gewünschten Drahtverlauf sind die Stützpunkte, durch die der Draht laufen muss, im Simulationsmodell bekannt. Diese liegen auf den Kanten des betrachteten Spulenkörpers, insbesondere den beiden Kanten zwischen denen der Sprung von einer Windung zur Nächsten stattfindet. Der Drahtführer muss nun geeignete Positionen anfahren, so dass der Draht in diesen Punkten zu liegen kommt. Diese Drahtführerpositionen können durch eine entsprechende Verschiebung dieser Punkte um einen Vektor erreicht werden, der in einem Dialogfeld vom Benutzer angegeben werden kann. Entscheidend sind dabei die Positionen längs der Wickelachse, also in Vorschubrichtung. Änderungen der Drahtführerposition senkrecht zur Wickelachse sind von untergeordneter Bedeutung und im Allgemeinen nicht notwendig.

Alternativ zur Anwahl jedes einzelnen Punktes einer Lage kann in dem Dialogfeld auch der Drahtdurchmesser und die Anzahl der Windungen angegeben werden. Die

entsprechenden Drahtführerpositionen werden dann alle mit dem gleichen Verschiebungsvektor aus dem Drahtverlauf abgeleitet. Hierbei ist es sinnvoll, lagenweise vorzugehen, da die vektorielle Verschiebung in Abhängigkeit von der Vorschubrichtung gewählt werden muss.

Als Anhaltspunkt für die Wahl des Verschiebungsvektors kann Gl. 91 herangezogen werden, die zumindest für runde Spulenkörper den Bereich des Nachlaufwinkels α definiert, der ein sauberes Wickelbild ohne Spalten zwischen den einzelnen Windungen gewährleistet. In [83] werden darüber hinaus Untersuchungen vorgestellt, die den Einfluss des Gleitmittels auf den möglichen Nachlaufwinkel beschreiben. Zur Verarbeitung ist ein definierter Gleitmittelfilm auf der Drahtoberfläche von entscheidender Bedeutung. Ein zu geringerer Gleitmittelauftrag führt zum Verhaften und Verhaken des Drahtes an der Vorratsrolle sowie zu einem unsauberen Wickelbild. Wird dagegen zu viel Gleitmittel auf den Draht aufgebracht, kommt es beim Wickelprozess zu Paraffinablagerungen im Drahtführungssystem, die den Drahtablauf behindern.

Mit zunehmendem Paraffinauftrag auf dem Lackdraht wird auch der Nachlaufwinkel, bei dem noch ein störungsfreier Prozessablauf gewährleistet ist, größer. Allerdings ist die Zunahme ab einem Wachsanteil von 8 mg Paraffin/m² Lackdrahtoberfläche nur noch unwesentlich. Die Ergebnisse der Untersuchungen von [83] liegen in dem durch Gl. 91 beschriebenen Bereich, nämlich bei

$$\alpha \approx 1.5 \cdot \tan^{-1} \frac{d}{D \cdot \pi}, \quad (\text{Gl. 92})$$

wobei d den Drahtdurchmesser und D den Spulenkörperdurchmesser bezeichnen. Liegt der Gleitmittelauftrag unterhalb dieses Grenzwertes, sollte man den Nachlaufwinkel entsprechend kleiner wählen.

Abschließend wird der in der Simulation festgelegte Prozessablauf einschließlich der Anwickelvorgänge mittels eines Postprozessors in die Roboterprogrammiersprache Adept V+ übersetzt und das fertige Programm an den Wickelroboter übertragen.

7.5 Modellierung des Drahtes

Um in der Simulation die gewünschte Platzierung des Drahtes auf dem Spulenkörper überprüfen zu können, ist eine visuelle Darstellung des Drahtes notwendig. Eine solche Modellierung kann nicht nur bei orthozyklischen Wicklungen, sondern auch bei anderen speziellen Wicklungsaufbauten eingesetzt werden, um zeit- und kostenintensive Versuche am realen Wickelsystem einzusparen.

Kommerziell erhältliche Module zur kinematischen Simulation von Drähten und Kabeln haben sich für den Anwendungsfall „Wickeln“ aus verschiedenen Gründen als ungeeignet erwiesen. Zum einen besteht bei der betrachteten Ergänzung zu IGRIP außer dem Eigengewicht keine Möglichkeit, einen Krafteinfluss, wie die Drahtzugkraft, zu berücksichtigen. Zum anderen können sich die Kabel selbst durchdringen; somit ist eine Simulation mehrlagiger Wicklungen ausgeschlossen. Aus diesen Gründen ist es

notwendig, hier eine eigene Lösung zur Simulation des Drahtes aufzubauen. Im Folgenden werden die auftretenden Kräfte am Draht betrachtet und daraus Bedingungen abgeleitet, welche die Grundlagen zur Erstellung eines entsprechenden Programmmoduls bilden.

7.5.1 Bedingungen für die Festlegung des Drahtverlaufs

Durch die Drahtzugkraft wird sichergestellt, dass der Draht im Normalfall eine Gerade zwischen dem aktuellen Wickelort und dem Drahtführer bildet. Dabei ist der maximale Vor- bzw. Nachlaufwinkel zu beachten (Gl. 91 bzw. Gl. 92). Solange der Draht sich in einem zulässigen Winkelbereich befindet, ist eine korrekte Platzierung gewährleistet.

Insbesondere bei der Fertigung orthozyklischer Wicklungen ist der Übergang von einer Windung zur Nächsten ein kritischer Prozessschritt, da es an dieser Stelle zu einer Überschreitung des zulässigen Vorlaufwinkels kommen kann. Deshalb ist es sinnvoll, vor der Ausführung des sprungartigen Vorschubs zu prüfen, ob die Reibungskraft zwischen Draht und Spulenkörper ausreicht, damit die Windung nicht zur Seite abgleitet.

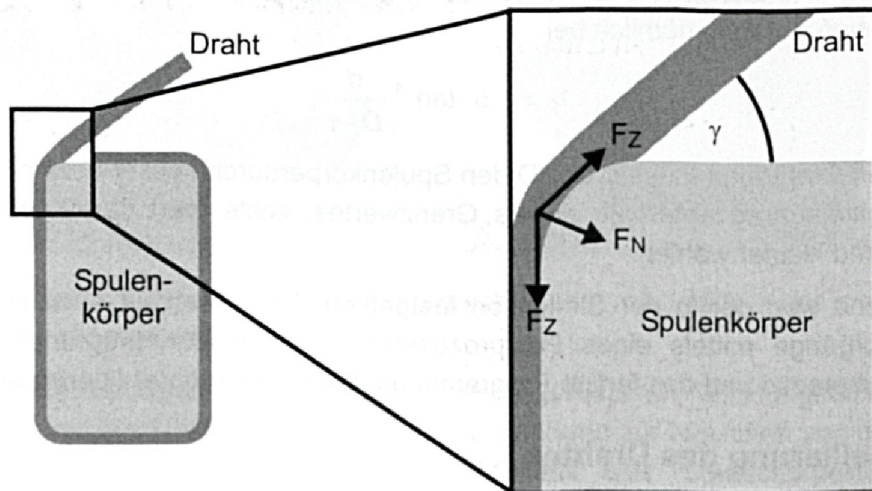


Bild 86: Zur Berechnung der Normalkraft an der Kante eines Spulenkörpers mit rechteckigem Querschnitt

Hierzu ist die senkrechte Kraftkomponente an der Kante des Spulenkörpers zu bestimmen. Analog zu der auf den Sensor wirkenden Kraftkomponente in Bild 27 beträgt sie

$$F_N = 2 \cdot F_z \cdot \cos\left(\frac{90^\circ + \alpha}{2}\right), \quad (\text{Gl. 93})$$

mit den aus Bild 86 ersichtlichen Bezeichnungen.

Durch die sprungartige Bewegung des Drahtführers wird der Draht zur Seite gezogen und bildet einen Winkel α mit der Senkrechten. Daraus ergibt sich eine Kraftkomponente

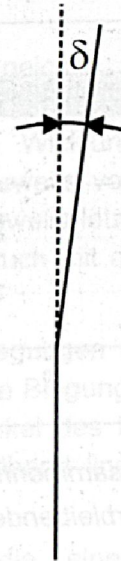
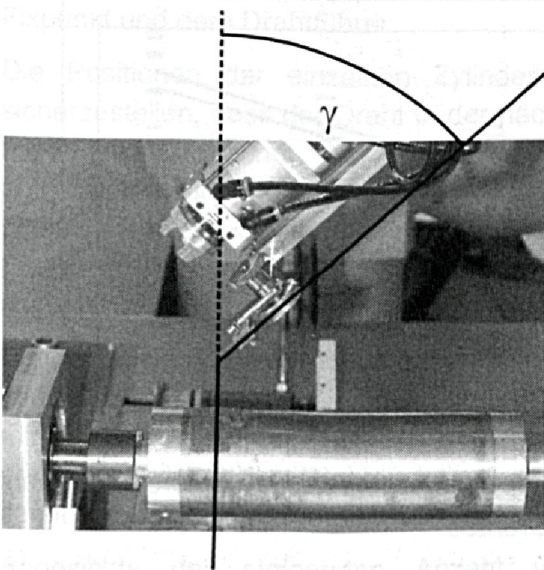
$$F_P = F_Z \cdot \sin \alpha, \quad (\text{Gl. 94})$$

die parallel zu der Spulenkörperkante gerichtet ist und zu einer Verschiebung der Wicklung in Vorschubrichtung des Drahtführers führen kann. Um eine Verschiebung auszuschließen, muss die Ungleichung

$$F_P < \mu_0 \cdot F_N \quad (\text{Gl. 95})$$

erfüllt sein. Dabei bezeichnet μ_0 die Haftzahl, die entsprechend dem Spulenkörpermaterial zu bestimmen ist. Da die Bedingung der Gl. 95 oftmals ohne zusätzliche Rillen im Spulenkörper zur Führung des Drahtes nicht einzuhalten ist, wurde der Draht mit dem aufgebauten Roboterwickelsystem entsprechend vorgebogen.

Das Biegen wird vor allem in der Blechbearbeitung, aber auch bei Bändern, Rohren und Drähten in unterschiedlichen Verfahrensvarianten eingesetzt. Die klassische Theorie des Biegens geht von der Vorstellung einer neutralen Faser oder ungelängten Schicht aus, die in der Mitte des Blech- bzw. Drahtquerschnitts liegen soll. In dieser wirken keinerlei Längsspannungen. Allerdings ist diese Annahme nur für Biegeradien, die wesentlich größer als der Drahtdurchmesser sind, gültig [51].



Kippwinkel des Roboters γ

verbleibender Biegewinkel des Drahtes δ

Bild 87: Vorgabe des Kippwinkels am Roboter und Messung des resultierenden Biegewinkels des Drahtes

Eine für das Biegen typische Erscheinung ist die elastische Rückfederung. Der Biegewinkel ist nach der Entlastung kleiner bzw. der Biegeteilradius größer als unter Last. Die Rückfederung hängt dabei vom E-Modul des Werkstoffs und eventuellen Vorverformungen des zu biegenden Bauteils ab. Je nachdem, ob es gelingt, über den

gesamten Querschnitt des Drahtes eine plastische Formänderung zu erzielen, oder ob im Bereich der neutralen Faser elastische Formänderungen bestehen, ergeben sich geringe oder große Rückfederungen. Rückfederungen können durch unterschiedliche Maßnahmen verringert bzw. kompensiert werden, wie beispielsweise durch Überbiegen oder die Überlagerung von Zugspannungen [5].

Bei der hier angewandten Methode des Biegens durch Kippen des Drahtführers und anschließender Rückbewegung des Roboters wird der Draht zum Teil wieder zurückgebogen; es verbleibt aber ein für die Anwendung ausreichender Biegewinkel. Zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen dem Kippwinkel des Roboters und dem verbleibenden Biegewinkel des Drahtes wurden – als Grundlage für eine Simulation – systematische Untersuchungen in dem für die Anwendung des Verfahrens relevanten Drahtstärkebereich von 0.3 mm bis 1.5 mm durchgeführt. Wie in Bild 87 veranschaulicht wurden zu den Kippwinkeln γ des Roboters die zugehörigen Biegewinkel des Drahtes δ gemessen. Die in den Versuchen ermittelten Zusammenhänge zwischen den Winkeln γ und δ zeigt Bild 88. In dem Diagramm sind die Mittelwerte der Messungen mit einem Innendurchmesser des Drahtführerröhrchens von 2.0 mm bzw. 2.3 mm getrennt dargestellt; der Einfluss des Innendurchmessers erweist sich jedoch als vernachlässigbar. Zudem wurden neben den unterschiedlichen Drahtdurchmessern auch verschieden Innendurchmesser des Drahtführers betrachtet.

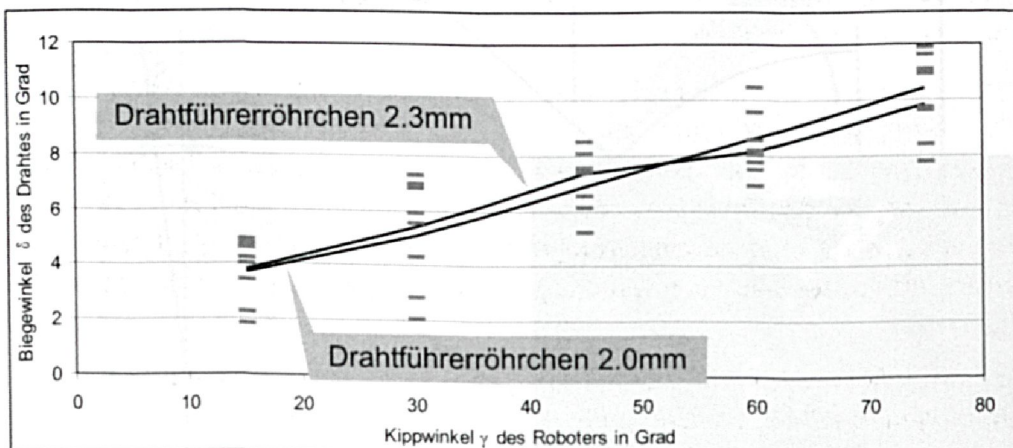


Bild 88: Zusammenhang zwischen dem Kippwinkel γ des Roboters und dem verbleibenden Biegewinkel δ des Drahtes

Die Messungen wurden mit der für den jeweiligen Drahtdurchmesser zulässigen Drahtzugkraft durchgeführt. Es ergeben sich Abweichungen von bis zu 2° vom Mittelwert. Allerdings treten Abweichungen nach oben und unten unabhängig vom untersuchten Drahtdurchmesser auf. Für eine Modellierung in diesem Drahtstärkebereich kann daher ein weitgehend linearer Zusammenhang zwischen dem Kippwinkel des Roboters und dem resultierenden Biegewinkel angenommen werden.

7.5.2 Konzept zur Kinematischen Simulation des Drahtes

Eine Möglichkeit zur Modellierung des Drahtes für die Kinematiksimulation besteht darin, ihn durch eine Kette kleiner Zylinder darzustellen. Deren Größe bestimmt einerseits die Genauigkeit der Modellierung, andererseits steigt bei zu feiner Modellierung der Anspruch an die Rechnerleistung. Diese müssen entsprechend der Abzugsgeschwindigkeit, die aus der Spulenkörperform und der Drehzahl abgeleitet werden kann [83], am Ende des Drahtführerröhrchens entstehen und miteinander als Kette verknüpft sein.

Zu Beginn der Simulation muss ein Zylinderelement der Kette an einem Punkt des Wickelkörpers fixiert werden. Dies kann der Anschlusspin sein oder auch – wenn man den Drahtverlauf nur im Bereich der Wickelkammer simulieren möchte – der Punkt, an dem der Draht in die Wickelkammer einläuft. Von diesem bilden die Zylinder dieser kinematischen Kette eine direkte Verbindung zwischen dem letzten fixierten Punkt und der aktuellen Drahtführerposition. Dabei darf jedoch der Spulenkörper nicht durchdrungen werden.

Sobald der Draht um eine Kante des Spulenkörpers gewickelt wird, sollte zum einen die Bedingung der Gl. 95 kontrolliert werden. Ist diese erfüllt, wird der Punkt auf der Spulenkörperkante als neuer Fixpunkt definiert, bei weiteren Bewegungen des Drahtführers bilden die Zylinder dann eine direkte Verbindung zwischen dem neuen Fixpunkt und dem Drahtführer.

Die Positionen der einzelnen Zylinder werden in einem Speicher abgelegt, um sicherzustellen, dass der Draht in der nächsten Lage nicht die Windungen der darunter liegenden durchdringt. Ist eine Lage einer orthozyklischen Wicklung vollständig aufgebaut, können die Positionen der Zylinderelemente der jeweils vorletzten Lage gelöscht werden, da eine Durchdringungskontrolle nur mit der jeweils letzten Lage, bei der ersten und letzten Windung einer Lage unter Umständen auch mit der vorletzten, sinnvoll ist.

Werden beim Aufbau einer orthozyklischen Wicklung Kippbewegungen des Roboters zum Vorbiegen des Drahtes durchgeführt, ist eine entsprechende Biegung des Drahtes mit zu berücksichtigen. Der Zusammenhang zwischen Kippwinkel des Roboters und dem Biegewinkel des Drahtes ist entsprechend Bild 88 weitgehend linear und kann somit auf einfache Weise programmiert werden.

Angeichts der steigenden Anzahl von Anwendungen, die einen speziellen Wicklungsaufbau erfordern, ist eine möglichst exakte Modellierung des Drahts und seine Visualisierung ein entscheidender Beitrag zur Kostenreduzierung bei der Programmerstellung. Durch die Simulation können Drahtverbrauch und Maschinenstillstandszeiten bei der Programmierung komplexer Wickelvorgänge, wie beispielsweise einer Pilgerschrittwicklung, deutlich reduziert werden.

Zusammenfassung

Die in diesem Kapitel beschriebene Vorgehensweise gestattet die Realisierung einer CAD-CAM-Kette zur Offline-Programmierung des Wickelroboters unter Verwendung der Kinematik-Simulationsumgebung. Von besonderer Bedeutung ist dabei die Simulation des Drahtes, da kommerzielle Module zur kinematischen Simulation von Draht und Kabeln für die Anwendung in der Wickeltechnik sich als ungeeignet erwiesen haben. Die Simulation mehrlagiger Wicklungen ist bei deren Einsatz ausgeschlossen, da der Draht sich selbst durchdringen kann und somit sich in jeder Lage erneut direkt auf dem Spulenkörper und nicht auf einer bereits aufgetragenen Lage platziert. Mit der im vorangehenden Abschnitt beschriebenen Vorgehensweise kann bei Einhaltung der aufgestellten Bedingungen hinsichtlich der Reibungsverhältnisse am Spulenkörper eine in der Wickeltechnik anwendbare Modellierung des Drahtverlaufs in der Kinematiksimulation erfolgen.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Übergreifendes Ziel der vorliegenden Arbeit war die Optimierung des Spulenwickelprozesses verbunden mit der Qualitätssteigerung der gefertigten Produkte. Insbesondere angesichts des immer schärfer werdenden Technologie- und Innovationswettbewerbs ist eine grundlegende wissenschaftliche Untersuchung des Wickelprozesses sowie die Ableitung und Ausschöpfung von Optimierungspotentialen von entscheidender Bedeutung.

Während des gesamten Wickelvorgangs treten von der Spulenkörperform abhängige, systematische Störungen auf, die sowohl die Qualität der Wickelprodukte beeinträchtigen, als auch eine Begrenzung der möglichen Drehzahlen beim Wickelprozess bedeuten. Form und Einflussparameter der auftretenden Störungen wurden in [83] bereits beschrieben. Auf der Basis dieser grundlegenden Untersuchungen wurden zwei wesentliche Alternativen zur Reduzierung dieser Schwankungen vorgestellt. Dies ist zum einen der weitgehende Verzicht auf beschleunigte Massen und zum anderen der Einsatz von an die Erfordernisse des Wickelprozesses angepasste Regelungsstrategien.

Durch die Umsetzung und prototypische Realisierung dieser unterschiedlichen Konzepte konnten die während des Wickelprozesses auftretenden Drahtzugschwankungen um bis zu 80% reduziert werden, wie in zahlreichen Versuchen mit den aufgebauten Drahtzugreglern an verschiedenen Spulenkörperformen nachgewiesen werden konnte. Aus dem im Rahmen der Arbeit aufgezeigten Spektrum an möglichen Lösungen ist die für den jeweiligen Anwendungsfall geeignete unter Abwägung der Kriterien „Dynamik“ und „Aufwand“ auszuwählen.

Mit den vorgestellten Ergebnissen kann die Drahtzugkraft auch bei der Fertigung von Spulen mit ungünstigen Seitenverhältnissen im Vergleich zu den bisherigen Systemen weitgehend konstant gehalten werden. Damit wird die Einhaltung enger Toleranzen der mechanischen und elektrischen Eigenschaften erleichtert und somit ein signifikanter Beitrag zur Qualitätssteigerung von Wickelprodukten geleistet.

Weiterer wesentlicher Arbeitsinhalt war die Konzeption eines Systems zur Fertigung orthozyklischer Wicklungen für den Einsatz in leistungsoptimierten Elektromotoren. Die Entwicklung von Motoren mit begrenztem Bauraum erfordert innovative Konzepte für die notwendigen komplexen Wickelvorgänge beim Spulenaufbau. So können durch orthozyklische Packungsformen sowie lagegenauen Aufbau mit verbessertem Füllfaktor erhebliche Vorteile erschlossen werden. Dies erfordert jedoch hochflexible Verlege- und Wickelsysteme mit begleitender Prozessregelung.

Hierzu wurde eine flexibel automatisierte Systemlösung zur Fertigung lagegenauer, orthozyklischer Wicklungen aufgebaut. Während Wickelmaschinen im Allgemeinen über maximal drei Freiheitsgrade verfügen, zeichnet sich dieses System dadurch aus, dass der Drahtführer über sechs Freiheitsgrade verfügt, was das Vorbiegen des Drahtes ermöglicht, wodurch die exakte Platzierung der Windungen auf dem Spulenkörper

erleichtert wird. Durch eine zukünftige Erweiterung des Systems durch eine schnelle Laser-Lichtschnittsensorik zur berührungslosen Formabtastung wird eine prozessbegleitende Rückkopplung ermöglicht, die in Lage ist, Toleranzen des Spulenkörpers und Spannfehler zu kompensieren. Am Beispiel orthozyklischer Wicklungen konnte gezeigt werden, dass durch zusätzliche Freiheitsgrade des Drahtführers an komplexen Spulengeometrien eine deutliche Verbesserung der Fertigungsqualität erzielt werden kann.

Darüber hinaus wurden die bisher üblichen Programmierverfahren für Wickelmaschinen beleuchtet. Hier ist in erster Linie das traditionelle Teach-In immer noch weit verbreitet. Die Programmerstellung wird durch entsprechende Eingabemasken erleichtert und unterstützt. Abgestimmt auf das Wickelrobotersystem wurde eine Möglichkeit zur Offline-Programmerstellung und vorherigen Simulation des Wickelprozesses aufgezeigt, die insbesondere auch die Erfordernisse zum Aufbau orthozyklischer Wicklungen berücksichtigt. Durch diese CAD-CAM-Kette werden Kollisionen vermieden und die Programmerstellung vereinfacht.

Des Weiteren werden in der Arbeit Konzepte vorgestellt, wie neben dem Wickelsystem auch der Draht in der Simulation dargestellt und auf Lagengenauigkeit überprüft werden kann. Während die kommerziellen, zur Kinematik-Simulationsumgebung erhältlichen Programmmodule hier nur eine unzureichende Funktionalität bieten, kann durch eine Umsetzung des Konzeptes eine Rechnerunterstützung bei der Erstellung exakter, an spezielle Erfordernisse angepasste Wickelaufgaben geleistet und zur Vermeidung zeit- und kostenintensiver Programmierung direkt an der Wickelmaschine beigetragen werden.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Adept Technology Inc.:
AdeptMotion VME Developer's Guide. San Jose, Kalifornien, USA 1996.
- [2] Automation Tooling Systems Wickel- und Montagetechnik AG:
Info 2002/1 ATS Nadelwickelautomat. Firmenschrift, Würenlos, Schweiz 2002
- [3] Aumann Systemtechnik GmbH:
Technische Spezifikation zur Tischwickelmaschine TW 1-C, Stand Dezember 1998
- [4] Awad, Roger:
Supplying Flexible Modular Designed Assembly Equipment to the Automotive Industry. In: Tagungsband der Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference, Rosemont, USA, Sep. 23 - 25, 1997
- [5] Beitz, W.; Grote, K.-H. (Hrsg.):
Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg 2001.
- [6] Berg, Ted A. van den:
Manufacturing Flat Coil Configurations for Stepper Motors. In: Tagungsband der Electrical-Electronic Insulation Conference/Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference, Rosemont, USA, Sep 18 -21, 1995.
- [7] Bretschneider, Jochen:
Reglerselbsteinstellung für digital geregelte, elektromechanische Antriebssysteme an Werkzeugmaschinen. Jost-Jetter Verlag, Heimsheim 2000
- [8] Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.; Musiol, G.; Mühlig, H.:
Taschenbuch der Mathematik. Verlag Harri Deutsch, Frankfurt am Main, Thun, 2001
- [9] Brown, Angelo D.; Waggoner, Todd C.:
Linkages of CAD with other Software Applications for Design in Electrical Manufacturing. In: Tagungsband der Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference, Cincinnati, USA, 16. -18. Okt. 2001
- [10] Burtscher, Leonard:
Aufbau und Funktionsweise einer CCD-Kamera und ihre Anwendung in der Astronomie. <http://ileo.de/physics/facharbeit/>, Stand 14.05.2003
- [11] Buxbaum, A.:
Das Einschwingverhalten drehzahl geregelter Gleichstromantriebe bei Sollwert- und Laststößen. Techn. Mitt. AEG-Telefunken 59, 1969

- [12] Carmadella, Marco:
Coil Winding Automation: Present Technology in the World of Coil Winding. In: Tagungsband der Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference, Cincinnati, USA, Oct. 31 - Nov. 2, 2000
- [13] Carmadella, Marco:
Coil Winding Automation: A Look at the Future. In: Tagungsband der Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference, Cincinnati, USA, Oct. 31 - Nov. 2, 2000
- [14] Camardella, M.; Cacopardo, G.:
Programmable Electronic Tension Devices: Theory, Operation and Applications. In: Tagungsband der Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference '94, published by EMCWA, 1994
- [15] DE-OS 36 34 668: Wickelvorrichtung (1988) Siemens AG
- [16] DE-PS 24 14 302: Anordnung zum Wickeln von Spulen (1977) Siemens AG
- [17] DE-PS 39 10 361: Spulenwickelmaschine mit Röhrchendrahtführer sowie zugehöriges Spulenwickelverfahren (2000) IWT Industrielle Wickeltechnik GmbH
- [18] DE-PS 196 38 238: Vorrichtung zur Regelung der Zugkraft eines Spulenwickeldrahts (1998) Freistaat Bayern
- [19] EMT Ingenieurbüro für Elektro-Maschinenbau:
Orthozyklisches Wickeln. EMT-Infoletter 2002/01, <http://www.emt-net.de/>, Stand Juli 2002
- [20] Entran Sensoren GmbH:
Informationen & Definitionen für den Anwender. Internet: http://www.entran.com/deutsch/InfoDef_De.htm#1-1, Stand April 2002.
- [21] EP PS 880 219: Verfahren und Vorrichtung zum Wickeln von Spulen in Axialnuten rotationssymmetrischer Körper von elektrischen Geräten (1998) ATS Wickel- und Montagetechnik AG
- [22] EP PS 932 243: Vorrichtung zum Wickeln von Spulen in Axialnuten rotationssymmetrischer Körper von elektrischen Geräten (1999) ATS Wickel- und Montagetechnik AG
- [23] FH Landshut:
Kurzinformationen über das elementorientierte 3D-CAD/CAM-System Pro/Engineer. Internet: <http://www.fh-landshut.de/~hgt/pro-ENGINEER.html>, Stand 16.10.2003
- [24] Falldorf, Heiko:
Geometrievermessung und Nahtverfolgung an Tailored Blanks. Workshop Sensoren für die Schweißautomatisierung, ISW Stuttgart 27.01.2000, http://www.falldorfsensor.de/images/seminar_isw.pdf

- [25] Feldmann, Klaus:
Assembly Process. In: Gavriel Salvendy (Hrsg.): Handbook of Industrial Engineering. John Wiley & Sons, Inc. New York 2001
- [26] Feldmann, Klaus; Wenger, Ulrich:
Improvements of Mechanical Components for Winding Systems. In: Tagungsband der Messe und Konferenz "Coil Winding, Insulation & Electrical Manufacturing", Berlin, 15 - 17.06.1999, S. 126-130
- [27] Feldmann, Klaus; Wenger, Ulrich:
Different Approaches for Tension Control. In: Tagungsband der Messe und Konferenz "Coil Winding, Insulation & Electrical Manufacturing", Berlin, 26. - 28.06.2001, S. 124-139
- [28] Feldmann, Klaus; Wenger, Ulrich:
Optimization for Wire Tensioners. In: Tagungsband der Electrical Insulation Conference/Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference, Cincinnati, 16. - 18.10.2001
- [29] Feldmann, Klaus; Wenger, Ulrich:
Optimization of Tensioners for Winding Systems. In: Wissenschaftliche Gesellschaft für Produktionstechnik e.V. (Hrsg.): Production Engineering, Annals of the German Academic Society for Production Engineering, Vol VIII/2, Berlin 2001, S. 129-132
- [30] Feldmann, Klaus; Wenger, Ulrich:
Innovative Systemlösungen zur Optimierung des Wickelprozesses. Draht 53 (2002) 5, S. 42-46
- [31] Feldmann, Klaus; Wenger, Ulrich:
Innovative Automatisierungslösungen in der Wickeltechnik. wt Werkstattstechnik online 93 (2003) 3, S. 153-156
- [32] Feldmann, Klaus; Wenger, Ulrich:
Automation of Winding Processes with an Industrial Robot. In: Tagungsband der Messe und Konferenz "Coil Winding, Insulation & Electrical Manufacturing", Berlin, 18. - 19.06.2003, S. 126 - 129
- [33] Feldmann, Klaus; Wolf, Klaus-Uwe:
Computer Based Planning of Coil Winding Processes for Improvements in Efficiency and Quality. In: Tagungsband der Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference, Rosemont, USA, 24. - 26. Sept 1996
- [34] Feldmann, Klaus; Wolf, Klaus-Uwe:
Entwicklung technologiespezifischer Verfahrensketten am Beispiel der Spulenwickeltechnik. In: Tagungsband zum VDI-Seminar „Auslegung und Betrieb modularer Montagesysteme“, VDI-Bildungswerk, Düsseldorf, 1996
- [35] Föllinger, Otto:
Regelungstechnik. Hüthig Buch Verlag Heidelberg 1994

- [36] Föllinger, Otto:
Lineare Abtastsysteme. R. Oldenbourg Verlag München Wien 1993
- [37] Fraunhofer Institut Produktionstechnik und Automatisierung:
Simulation von Material- und Informationsfluss. Internet:
<http://www.ipa.fhg.de/Arbeitsgebiete/BereichC/320/leistungsangebote/automatisierung/simulation.pdf>, Stand 16.10.2003
- [38] Gassmann, Hugo:
Einführung in die Regelungstechnik Band 2. Verlag Harri Deutsch Frankfurt am Main, Thun 1989
- [39] Gebrauchsmuster 93 16 650: Wickelvorrichtung (1994) IWT Industrielle Wickeltechnik GmbH
- [40] Gisma GmbH:
Faraday Sensor – Technologie. Internet: <http://www.faradaysensoren.de/techn-d.htm>, Stand Sept. 2002
- [41] Hambamer Antriebstechnik GmbH & Co KG:
Neuerungen in der Verlegetechnik. Draht 51 (2000) 1, S. 26
- [42] Hambamer Antriebstechnik GmbH & Co KG:
Verlegen von Rund- und Flachmaterial mit Randkorrektur. Draht 54 (2003) 5, S. 40-41
- [43] Heckel, Werner:
Optische 3D-Konturenerfassung und on-line Biegewinkelmessung mit dem Lichtschnittverfahren. Dissertation Universität Erlangen-Nürnberg, München, Wien 1994
- [44] Heinrich, J.:
Ansteuerkonzept für hochfrequente piezoelektrische Antriebe. 41. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium (IWK), Technisches Universität Ilmenau 23.-26.09.1996
- [45] Hesse, Stefan; Seitz, Günther:
Robotik. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig/Wiesbaden 1996.
- [46] Hesse, Stefan:
Industrieroboterpraxis. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft, Braunschweig/Wiesbaden 1998.
- [47] Hirzinger, G., Sporer, N., Butterfaß, J., Schedl, M., Grebenstein, M., et al.:
Eine neue Generation von Leichtbau-Robotern mit mehrfingrigen Händen. ROBOTIK 2002, Ludwigsburg, 19./20. Juni 2002, VDI, 2002

- [48] Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs NTB:
DMS – Dehnungsmessstreifen. In: NTB Sensordatenbank des Labors Elektronische Messsysteme. Internet: http://www.ntb.ch/Pubs/sensordemo/sensordatenbank_main_publik.html, Stand 26.06.2001
- [49] Johannesson, Mattias:
SIMD Architectures for Range and Radar Imaging. Dissertation Linköping/VTT-Grafiska, Vimmerby 1995
- [50] Kasper, R.; Heinemann, W.; Wagner, A.:
Modelling and Control for Piezoelectric Actuators for High Speed Applications. The Fourth International Conference on Motion and Vibration Control, MOVIC Volume 1, 25.8.-28.8.1998, ETH Zürich 1998
- [51] König, Wilfried:
Fertigungsverfahren Band 5. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995
- [52] Kubo, I.:
Perfect Layer Coil Winding Method. Electronic Parts and Materials 9 (1970) 7, S. 108-111
- [53] Latzel, Wolfgang:
Einstellregeln für vorgegebene Überschwingweiten. at-Automatisierungstechnik 41 (1993) 4, S. 103-113
- [54] Latzel, Wolfgang:
Die Methode der Betragsanpassung. at-Automatisierungstechnik 38 (1990) 2, S. 48-58
- [55] Lee, Donald S.:
Coil Winding Automation: A Look at the Past. In: Tagungsband der Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference, Cincinnati, USA, Oct. 31 - Nov. 2, 2000
- [56] Licha, Andreas:
Flexible Montageautomatisierung zur Komplettmontage flächenhafter Produktstrukturen durch kooperierende Industrieroboter. Dissertation Universität Erlangen-Nürnberg, Meisenbach Verlag, Bamberg 2003.
- [57] Lutz, Holger; Wendt, Wolfgang:
Taschenbuch der Regelungstechnik. Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt am Main 2000.
- [58] Martinez, Patrick; Klotz, Alain:
A Practical Guide to CCD Astronomy. Cambridge University Press, Cambridge 1998
- [59] Mayer, Konrad J.:
Dreidimensionale Bildverarbeitung zur Objektvermessung. Telematik 3 (1997) 1, S. 16-18

- [60] Peter Mertens:
Lexikon der Wirtschaftsinformatik. Springer-Verlag, Berlin [u.a] 2001
- [61] Merz, Hermann:
Elektrische Maschinen und Antriebe. VDE-Verlag Berlin Offenbach 2001
- [62] Mess-Lexikon:
Stichwort: kapazitiver Drucksensor. Internet: <http://www.messtechnik-mekka.de/lex/ik.htm>, Stand 10.06.2003
- [63] Meteor Maschinen AG:
Technische Daten zur Tischwickelmaschine M25, Stand August 2000
- [64] Meteor Maschinen AG:
Programmierung der Wickelmaschinen M25, MMS101/110/120/201/210. Stand Dez.2000
- [65] N.N.:
Meister der Achsen. Automation & Qualität 10 (2003) 2, S. 28-30
- [66] Ohashi, Toshijiro; Taneda, Yukinori; Kobayashi, Takashi, Sato, Yoshio; Yano, Kiyoshi:
Automation of Coil Winding and Termination. In: Tagungsband der Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference '80, published by EMCWA, 1980
- [67] Paul, L.; Ahlbehrendt, N.; Büchner, K. ; Gast, R. ; Neumann, A.; Semmer, K.:
Offline-Programmierung von Beschichtungsrobotern auf der Basis von 3D-Objekterfassung sowie Modellintegration von Objekt, Roboter und technologischem Prozess. Internet: <http://www.gfai.de/~ag3d/Applikationen/Robotik/RoboterWEB.pdf>, Stand Juni 2003
- [68] Pfaff, G.; Meier, Ch.:
Regelung elektrischer Antriebe II. Oldenbourg Verlag, München Wien 1992
- [69] Piezomechanik Dr. Lutz Pickelmann GmbH:
Piezostapelaktoren. Firmenschrift, München 1998.
- [70] Reis GmbH & Co Maschinenfabrik Obernburg:
Grundlagen der Robotertechnik. Internet: <http://www.reisrobotics.com/robotech/grundlagen/grund4.htm>, Stand 24.11.2003.
- [71] Schlitt, H.:
Regelungstechnik: Physikalisch orientierte Darstellung fachübergreifender Prinzipien. Vogel Buchverlag, Würzburg 1993
- [72] Schlögl, Wolfgang:
Integriertes Simulationsdaten-Management für Maschinenentwicklung und Anlagenplanung. Dissertation Universität Erlangen-Nürnberg, Bamberg 2000.

- [73] Schneider, Hans-Jochen:
Lexikon Informatik und Datenverarbeitung. R. Oldenbourg Verlag, München
Wien 1998
- [74] Schröder, Dierk:
Elektrische Antriebe 2: Regelung von Antrieben. Springer-Verlag, Berlin
Heidelberg 1995
- [75] Schüßler, Hans Wilhelm:
Netzwerke, Signale und Systeme. Springer-Verlag Berlin u.a. 1991
- [76] Siemens AG, Zentralbereich Forschung und Technik:
Begriffsbestimmungen in der Wickeltechnik. Betriebsschrift der Fa. Siemens,
München, 1985
- [77] Stark, G.:
Programmierung von Robotern. Internet: http://www.fh-augsburg.de/informatik/projekte/mebib/vhb/roboterprogrammierung/Programmierung_von_Robotern.pdf, Stand Juni 2003
- [78] Tipler, Paul A.:
Physik. Spektrum Akademischer Verlag, Heidelberg 1994
- [79] Voss, Gerd; Hefti, Kurt:
Importance and Methods of Tension Control. In: Tagungsband der Electrical
Manufacturing & Coil Winding Conference, Rosemont, USA, 23. - 25. Sep. 1997
- [80] Weaver, Michael J.:
Manufacturing Simulation A practical Guide. In: Tagungsband der Electrical
Manufacturing & Coil Winding Conference, Cincinnati, USA, 29. Okt. - 2. Nov.
2000
- [81] Wendler, Georg:
Optimized Winding of a Repeating Coil on a CNC Winding Machine FW 112 E.
In: Tagungsband der Electrical Manufacturing & Coil Winding Conference,
Rosemont, USA, 23. - 25. Sep. 1997
- [82] Williams, Keith L.:
Perfect Layer Winding. In: Tagungsband der Electrical Manufacturing & Coil
Winding Conference '97, published by EMCWA, 1997
- [83] Wolf, Klaus-Uwe:
Verbesserte Prozessführung und Prozessplanung zur Leistungs- und
Qualitätssteigerung beim Spulenwickeln. Dissertation Universität Erlangen
Nürnberg, Bamberg 1997
- [84] ZVEI:
Der Jahresbericht des Fachverbandes Bauelemente der Elektronik 2001,
Internet: <http://www.zvei-be.zvei.org/aktuell/Jahres2001.html>, Stand 04.07.2001

- [85] ZVEI:
Quartalsbericht 1/2003 Automation/Elektrische Antriebe: Leichte Belebung.
Internet http://www.zvei.org/antriebe/Konj1_2003.htm, Stand 16.06.2003
- [86] ZVEI:
Quartalsbericht 3/2003 Automation/Elektrische Antriebe. Internet
http://www.zvei.org/antriebe/Konj2_2003.htm, Stand 12.12.2003
- [87] ZVEI:
Fachverband Bauelemente der Elektronik: Bericht zur Mitgliederversammlung
2003. Internet: http://www.zvei-be.org/brancheninfo/jahresbericht/Bericht_2003.pdf, Stand 14.12.2003

Summary

There is a wide field of applications for winding products, resulting in a great variety of construction size and thus wire diameter. The size ranges from a few millimetres thinking of components in Surface Mount Technology using wires with diameters smaller than 20 μm up to generators for power stations needing copper bars of some square centimetres cross section.

Beside the typical winding applications such as relays, transformers and drives there are a lot of further applications using windings in most different dimensions and design, e.g. transponder systems, heart pacemakers or hearing aids. One important contribution to the increase of demand for winding products is the automotive industry, needing more and more DC-motors for the increasing number of comfort and safety functions.

The growth of electronic systems for appliances, automobiles and industrial equipment leads to an increasing demand for coils. To meet competitive pressures manufacturers are forced to optimise the winding process in order to produce high-quality coils with the required electrical properties. One of the most important factors influencing the quality of a coil is the tensile force, which has to be kept as constant as possible.

As a result of the trend to miniaturization smaller and thinner devices are required. Thus coils have to be flatter, so the cross-section becomes more rectangular, which leads to variations of the wire draw rate and thus to increasing fluctuations of the tensile force during the winding process. Electronic tensioners usual in trade are not able to compensate these fluctuations of the tensile force satisfactorily when bobbins with a non-circular cross-section are wound.

As a contribution to quality improvements different methods of optimised tension control have been developed and prototypically realised. To choose the adequate solution for a certain application different aspects like dynamics and costs as well as the wire diameter have to be considered. Using an adequate solution reduces the tensile force considerably, that means up to 80%, even when bobbins with an unfavourable width-to-height-ratio are used. Furthermore using an optimised tensioning system reduces the mechanical stress the wire is exposed to throughout the winding process resulting in an extended product lifetime.

Another consequence resulting from the trend to miniaturisation is that winding products have to be kept within predetermined dimensional limits. Especially for motor applications requiring an improved power-to-size ratio an optimal filling factor is necessary. This can be achieved by an orthocyclic winding pattern, which realises the maximal filling factor.

So perfect layer (or orthocyclic) winding is a further important contribution to quality improvement, not only because an optimal filling factor is realised but also because this winding pattern allows keeping the mechanical and electrical properties within tight

tolerances. Especially for designing motors with an optimised power-to-size ratio perfect layer winding is essential, as the densest package of copper is realised.

However it is difficult to produce perfect layer windings with an automated winding system, particularly when the bobbin cannot be prepared with grooves for wire guiding. To facilitate the production of an orthocyclic winding pattern, an automated winding system with additional degrees of freedom based on an industrial robot has been developed. This system allows preforming the wire during the winding process before it is placed on the bobbin. Bending the wire in a s-shape facilitates the transition from one single winding to the next without preparing the bobbin with grooves to guide the wire.

Beside the tensioners and the robot winding system concepts for the cinematic simulation of the wire are described which facilitate offline programming of the winding systems. Especially programming winding machines for the production of perfect layer winding needs skilled workers to set the NC-program. With an offline programming system machine down times and the waste of wire can be reduced considerably.

Reihe Fertigungstechnik Erlangen

Lebenslauf

Ulrich Wenger

geboren am 13. Juni 1969 in Nürnberg

ledig

1975 – 1979

Grundschule Wandererstraße, Nürnberg

1979 – 1988

Dürer-Gymnasium Nürnberg

1988 – 1990:

Zivildienst bei der Johanniter-Unfall-Hilfe, Nürnberg

1990 – 1997

Studium der Elektrotechnik an der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Abschluss: Dipl.-Ing. (Univ.)

1997 – 2004

Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für
Fertigungsautomatisierung und Produktionssystematik an
der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg

Leiter: Prof. Dr.-Ing. K. Feldmann

ISSN 1431-6226
ISBN 3-87525-203-9