

**Torsten Gramsch**

**Kaskadierte Aktoren als biomimetische  
Antriebsselemente**



# **Kaskadierte Aktoren als biomimetische Antriebselemente**

Von Torsten Gramsch



Universitätsverlag Ilmenau  
2006

# Impressum

## **Bibliographische Information der Deutschen Bibliothek**

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

Diese Arbeit hat der Fakultät für Maschinenbau als Dissertation vorgelegen

Tag der Einreichung:

10. Januar 2005

1. Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. habil. E. Kallenbach

2. Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. habil. H. Puta

3. Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. D. Riemer

Tag der Verteidigung:

13. April 2006

Technische Universität Ilmenau/Universitätsbibliothek

**Universitätsverlag Ilmenau**

Postfach 10 05 65

98684 Ilmenau

[www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag](http://www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag)

## **Herstellung und Auslieferung**

Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG

Am Hawerkamp 31

48155 Münster

[www.mv-verlag.de](http://www.mv-verlag.de)

ISBN 3-939473-05-7

urn:nbn:de:gbv:ilm1-2006000113

Meiner Familie gewidmet



# Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Antriebstechnik, später Mechatronik und am Fachgebiet Arbeitswissenschaft der TU Ilmenau.

Grundlage für diese Arbeit sind Untersuchungen zu kaskadierten Aktoren, die im Projekt „Mikrosystem zur Energiesparenden Lebensmittellagerung - *MIZEL*“ (Förderungskennzeichen: 16SV787/9), sowie im Projekt „Entwicklung und Erprobung von fertigungsgerechten Montage- und Fügeverfahren zum Aufbau von Mikrosystemen - *MFV-Mikrosysteme*“ (Förderungskennzeichen: 16SV143/9) erarbeitet wurden. Beide Themen wurden von BMBF gefördert.

Mein besonderer Dank gilt meinem Betreuer Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. E. Kallenbach, der diese Arbeit ermöglichte und förderte. Neben ihm als Leiter des Fachgebietes Antriebstechnik / Mechatronik möchte ich mich bei den Mitarbeitern des Fachgebietes für die Unterstützung und Diskussionen bedanken. Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. P. Kurtz und den Mitarbeitern des Fachgebietes Arbeitswissenschaft der TU Ilmenau.

Da das Thema einen interdisziplinären Charakter hat, waren auch Kollegen aus der Fakultät Mathematik und Naturwissenschaften und dem Fachgebiet Biomechatronik involviert. Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.-med. (habil.) H. Witte, Herrn Dr. rer. nat. C. Schilling, Herrn Dr. rer. nat. R. Reinhardt und Herrn PD Dr. rer. nat. habil. H. Abeßer.

Nicht zuletzt danken möchte ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. H. Puta und Herrn Prof. Dr.-Ing. D. Riemer für ihre Anregungen und die Übernahme der Berichterstattung.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>EINLEITUNG UND EINORDNUNG DER ARBEIT</b>	<b>1</b>
1.1	Antriebe der Montagetechnik	1
1.2	Struktur von Antriebssystemen	3
<b>2</b>	<b>LITERATURANALYSE ZUM STAND DER TECHNIK</b>	<b>13</b>
2.1	Begriffsdefinitionen und Einteilungen	13
2.2	Allgemeiner Begriff der Kaskadierung	15
2.3	Begriff der Kaskadierung in der Antriebstechnik	16
2.4	Natürliche kaskadierte Systeme	19
2.5	Der Leistungsfluss in technischen Systemen	21
2.6	Der Einfluss von Elastizitäten auf den Bewegungsablauf	22
<b>3</b>	<b>PRÄZISIERUNG DER AUFGABENSTELLUNG</b>	<b>24</b>
<b>4</b>	<b>MECHANISCHER ENERGIEFLUSS IM ANTRIEBSSYSTEM</b>	<b>26</b>
4.1	Analyse der Energieübertragung im statischen Fall	26
4.2	Energiedichte und Steifigkeit bekannter Aktoren	33
4.3	Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Aktoren	34
4.3.1	Einführung in die verwendete Optimalsteuerungstheorie	35
4.3.2	Gütekriterium für die Beschleunigung einer Masse	40
4.3.3	Das verwendete System und die Systemgleichungen	41
4.3.4	Lösung mit dem Integral der Energie als Gütekriterium	42
4.3.5	Lösung mit dem Integral der Leistung als Gütekriterium	46
4.3.6	Diskussion der Optimierungsergebnisse	51
4.4	Schlussfolgerungen für den Entwurfsprozess	54
<b>5</b>	<b>KASKADIERUNG</b>	<b>56</b>
5.1	Kaskadierung technischer Aktoren	57
5.2	Starr gekoppelte Antriebe	59
5.3	Eliminierung des nichtlinearen Verhaltens	60
5.4	Energetische Aspekte der Kaskadierung	61
5.5	Besonderheiten und Potenziale der Kaskadenansteuerung	62



---

<b>6</b>	<b>MODELLE KASKADIERTER AKTOREN</b>	<b>63</b>
6.1	Leerlaufweg und Blockierkraft kaskadierter Aktoren	63
6.2	Untersuchung einfacher Kaskaden von Aktorzellen	64
6.3	Kombination von Reihen- und Parallelschaltung	70
6.4	Untersuchung komplex kaskadierter Aktorzellen	73
6.5	Kennlinienbeeinflussung	77
6.6	Realisierte Antriebssysteme	80
6.6.1	Linearantrieb nach dem Vorbild des Querbrückenzyklus	80
6.6.2	Realisierung eines wurmartigen Bewegungssystems	82
<b>7</b>	<b>MAGNETAKTOREN</b>	<b>84</b>
7.1	Grundlagen	84
7.2	Analyse von Magnetaktoren mit magnetischen Netzwerken	88
7.2.1	Polarisierter Reihenkreis in U-Form	89
7.2.2	Halbbrücke mit Luftspalt am Anker	91
7.2.3	Parallelkreis mit Dauermagnet im Anker	93
7.2.4	Parallelkreis mit Dauermagnet im äußeren Kreis	94
7.2.5	Vollbrücke mit Dauermagnet im Anker oder im äußeren Kreis	96
7.2.6	Auswertung der Netzwerkanalysen	98
7.3	Die polarisierte Vollbrücke als Kaskadenantrieb	102
7.3.1	Ermittlung einer Form des Magnetkreises	102
7.4	Die Verbindung von Magnetbrücken zur Kaskade	107
7.4.1	Die Führung des Magnetflusses	110
7.4.2	Die Bewegung der Flussleitstücke	115
7.4.3	Bewegung der Flussleitstücke mit Koppelgetrieben	119
<b>8</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG</b>	<b>121</b>
	<b>ANHANG</b>	<b>123</b>
	<b>LITERATURVERZEICHNIS</b>	<b>129</b>

## Symbole und Abkürzungen

<b>Symbol</b>	<b>Bedeutung</b>
I, II, III	Numerierte Maschen in Netzwerken der Ersatzschaltbilder
a	beliebiger mathematischer Ausdruck
$A_0, A_1, A_2$	Getriebegehelenpunkt in verschiedenen Bewegungsphasen
$A_{Fe}$	Eisenfläche
$An_1 \dots An_3$	logischer Wert der Ankerposition
$B_0, B_1, B_2$	Getriebegehelenpunkt in verschiedenen Bewegungsphasen
B	magnetische Flussdichte
c	Federsteifigkeit ( $1/N$ )
$c_A$	Federsteifigkeit des Antriebes
$c_{Br}$	Federsteifigkeit des Überbrückungselementes
$c_L$	Federsteifigkeit der Last
$c_{Lü}$	Übersetzte Federsteifigkeit der Last
$c_{L\ opt}$	optimale Federsteifigkeit der Last
$c_{PK}$	Federsteifigkeit des parallelen Koppelementes
$c_{ü}$	Übersetzte Federsteifigkeit
$c(x)$	Linke Seite der Gleichungsnebenbedingungen in allgemeiner Form
$C_0, C_1, C_2$	Getriebegehelenpunkt in verschiedenen Bewegungsphasen
$D_0, D_1, D_2$	Getriebegehelenpunkt in verschiedenen Bewegungsphasen
$f(x)$	Allgemeine Funktion von x
F	Kraft

---

$F_B$	Blockierkraft
FEM	Finite Element Method
$F_G$	Greifkraft
$F_m$	Magnetkraft
$F_{\bar{u}}$	Übersetzte Kraft
$G_m$	magnetischer Leitwert
h	Gleichungsnebenbedingungen
H	Hamiltonfunktion
HB	Hinreichende Optimalitätsbedingungen / Bedingungen 2. Ordnung
$H_p$	Ableitung der Hamiltonfunktion nach den Kozuständen
$H_q$	Ableitung der Hamiltonfunktion nach den Zuständen
$H_u$	Ableitung der Hamiltonfunktion nach der Steuerung
$H_{uu}$	zweifache partielle Ableitung der Hamiltonfunktion nach der Steuerung
J	Gütekriterium
I, i	Strom
l	Länge
k	Anzahl der Zustandsdifferentialgleichungen des Systems
$L(x, \lambda)$	Lagrange-Funktion mit $x$ und $\lambda$ als Variablen
L	Induktivität
m	Masse, Anzahl der seriell zusammengeschalteten Zellen
n	Anzahl der Zellen allgemein / Anzahl der parallel zusammengeschalteten Zellen
$n_a$	Anzahl der aktivierten Zellen
$n_{par}$	Anzahl der parallel zusammengeschalteten Zellen, Kaskadierungsbreite
$n_{ser}$	Anzahl der seriell zusammengeschalteten Zellen, Kaskadierungstiefe
N	Nenner eines Bruches, Nachgiebigkeit
$N_a$	Nachgiebigkeit des Aktors
NB	Notwendige Optimalitätsbedingungen / Bedingungen 1. Ordnung
$N_k$	Koppelnachgiebigkeit zwischen den Aktoren
$N_p$	parallele Koppelnachgiebigkeit zwischen den Aktoren

---

$p_i$	Kozustand $i$ des Systems ( $i=1... k$ )
$p_i(t)$	Kozustandstrajektorie des Kozustandes $i$ ( $i=1 ... k$ )
$P_{el}$	Elektrische Leistung
$P_L$	Leistung, die an die Last abgegeben wird
$q_0$	Wert eines Zustandes zum Zeitpunkt Null (Startwert)
$q_i$	Zustand $i$ des Systems ( $i=1... k$ )
$q_i(t)$	Zustandstrajektorie des Zustandes $i$ ( $i=1 ... k$ )
$q_{ie}$	Wert eines Zustandes zur Endzeit
$R$	ohmscher Widerstand
$R_1 ... R_4$	magnetischer Widerstand der Arbeitsluftspalten
$R_{gesamt}$	magnetischer Widerstand eines Luftspaltpaares
$R_{Di}$	magnetischer Widerstand des Dauermagneten
$R_m, R_{m0}$	magnetischer Widerstand, magnetischer Widerstand des Luftspaltes
$RS_1 ... RS_3$	Logischer Wert der Flussleitstücke für den Rückschluss, Flussleitstücke für den Rückschluss
$s$	Weg
$s_G$	Weg aus der Greifaufgabe
$s_a$	Antriebsweg
$s_L$	Leerlaufweg
$s_{Last}$	Weg der Last
$s_T$	Totzone
$s_u$	Übersetzer Weg
$Sp_1 ... Sp_3$	Logischer Wert der Flussleitstücke zur Spule, Flussleitstücke zur Spule
$t$	Zeit
$t_0$	Startzeit
$t_e$	Endzeit
$T_z$	Zykluszeit
$u(t)$	Steuertrajektorie

---

$u^*$	optimale Steuertrajektorie
$\ddot{u}$	Übertragungsverhältnis
VCO	Voltage Controlled Oscillator
$w$	Windungszahl
$W_A$	Energie des Aktors
$W_L$	Energie, die an die Last abgegeben wird
$W_{el}$	Elektrische Energie
$W_N$	Nutzenergie
$W_G$	Energie für die Greifaufgabe
$x^*$	Optimalpunkt von $x$
$x$	Variable bzw. Variablenvektor $x_1 \dots x_i$ , Wegkoordinate
$x_a$	Antriebsweg des Aktors
$x_L$	Leerlaufweg des Aktors
$x_{pa}$	Leerlaufweg des Aktors bei binärer Ansteuerung
$Z$	Zähler eines Bruches
$Z_0 \dots Z_3$	Zustände der Kaskade
$\delta_{max}, \delta_{min}$	Luftspalllänge maximal und minimal
$\delta$	Luftspalllänge
$\epsilon_E$	Energieeffizienz
$\lambda$	Lagrange-Multiplikator $\lambda_1 \dots \lambda_j$
$\mu_0$	Induktionskonstante / absolute Permeabilität des Vakuums
$\eta$	Wirkungsgrad
$\psi$	verketteter Fluss
$\Phi$	Integraler Anteil des Gütekriteriums, magnetischer Fluss
$\Theta$	Magnetische Erregung (MMK) / Durchflutung
$\Theta_D$	Magnetische Erregung (MMK) des Dauermagneten
$\Theta_s$	Magnetische Erregung (MMK) der Spule



# Kapitel 1

## 1 Einleitung und Einordnung der Arbeit

### 1.1 Antriebe der Montagetechnik

In den letzten Jahrzehnten hat sich die Erforschung und Anwendung von Miniatur- und Mikroantrieben von der Erprobung einzelner physikalischer Effekte hin zur Entwicklung mechatronischer Komplettlösungen entwickelt. Auslöser dafür waren unter anderem die technologischen Möglichkeiten der mikrotechnischen Fertigung, die Fähigkeiten der zunehmend leistungsfähigeren elektronischen Informationsverarbeitung und der Trend zur Verwendung dezentraler Antriebe in zunehmend spezielleren und kleineren Mechaniken. Vorangetrieben wurde dieser Trend durch ein gesteigertes Umweltbewusstsein und dem daraus resultierenden Druck des Marktes in Richtung kleinerer, energetisch effizienterer und mit erweiterter Funktionalität ausgestatteter Konsumgüter und Produktionsanlagen.

Im Bereich kleiner und mittlerer Stückzahlen gibt es, speziell bei der Montage mikrotechnischer Produkte, einen Widerspruch zwischen der Größe der zu bearbeitenden Objekte und der Größe der verwendeten Fertigungsanlagen und Fertigungstechniken. Einerseits werden die einzelnen Bauteile fortwährend kleiner und müssen mit steigender Präzision gefügt werden, andererseits werden die Anlagen für den Fügeprozess stetig größer und schwerer, um die Steifigkeit zu erhöhen und größere geforderte Genauigkeiten zu erreichen. Große Massen sind für Bewegungen von Montagesystemen im Mikrobereich vorteilhaft, da sie große Zeitkonstanten zur Folge haben und damit das System robust gegenüber höherfrequenten Störungen wird. Dieser Vorteil wird jedoch mit einer Verschlechterung der dynamischen Eigenschaften bzw. einem erhöhten Energieverbrauch erkauft, denn bei jedem Bewegungszyklus müssen diese Massen beschleunigt und abgebremst werden.

Zur Erhöhung der Produktivität ist es jedoch wünschenswert, die Taktzeit der Montageautomaten durch eine erhöhte Bewegungsgeschwindigkeit zu verringern, die entsprechende Positioniergenauigkeit und die Flexibilität der Anlagen aber beizubehalten.

Das Prinzip der *pick-and-place* Bestückungsautomaten der Elektronikindustrie, die durch ihre sehr große Arbeitsgeschwindigkeit bestechen, ist nicht einsetzbar, da diese Automaten für jede zu fertigende Serie umgerüstet werden müssen und ausschließlich *pick-and-place* Aufgaben zu lösen vermögen. Für kompliziertere und feinfühligere Bewegungen entlang einer Bahn sind diese Anlagen nicht geeignet.

Mit den herkömmlichen Montagetechnologien kann der Widerspruch zwischen der genauen Positionierung immer kleinerer Teile und der Forderung nach schnelleren Bewegungen zur Realisierung kürzerer Montagezeiten nicht gelöst werden.

Die Strategie, eine größere Positioniergenauigkeit durch steifere Anordnungen zu erzielen, ist für zukünftige Anlagen nur bedingt praxistauglich. Eine Möglichkeit, diesen Widerspruch zu lösen besteht darin, dass mit den zu bearbeitenden Objekten die Montageanlagen inklusive Transportvorrichtungen, Manipulatoren und Magazinen miniaturisiert werden. Eine solche Entwicklung bewegt sich in die Richtung der Vision einer kompletten Montageanlage als auf-Tisch-Gerät [76]. Die Montage findet dabei in kleinen, abgeschlossenen Räumen statt, in denen für den Montageprozess optimale Bedingungen geschaffen werden, wie z.B. die Montage unter Spezialatmosphären, unter Vakuum, bei extremen Temperaturen, unter Strahlung, mit aggressiven Medien o. ä.. Mit der Entfernung des Monteurs aus der direkten Montageumgebung wird nicht nur erreicht, dass auf den Menschen vor Ort keine Rücksicht mehr genommen werden muss, sondern es wird außerdem eine wesentliche Kontaminationsquelle aus dem Prozess entfernt. Mit der Verkleinerung des Reinraumvolumens werden die anfallenden Kosten zur Aufrechterhaltung der speziellen Bedingungen am Montageort und die Menge der dafür benötigten Energie sinken.

Für die Realisierung solcher Montageanlagen ist nicht nur die Beherrschung von Mikrostrukturierungstechnologien eine Voraussetzung, sondern auch die Verfügbarkeit von Mikroantrieben, die dezentral und möglichst integriert die mikromechanischen Elemente definiert bewegen. Da die Antriebselemente gegenüber den mechanisch passiven Mikromechaniken substrukturiert sind, werden sich die Grenzen der Mikrominiaturisierung zuerst bei den Antrieben limitierend auswirken, da diese die kleinsten mechanischen Strukturen enthalten werden. Die mikrotechnisch anspruchsvollsten Elemente einer Miniaturmontageeinrichtung werden die Antriebe sein.

Ein wesentlicher Teil heutiger Fertigungseinrichtungen besteht in den Transportsystemen zwischen den einzelnen Bearbeitungsstationen. Dieser große, apparative Aufwand wächst noch, wenn flexible Fertigungslinien für Kleinserien oder Einzelfertigung aufgebaut werden sollen oder wenn die Fertigungsstraße umgerüstet werden muss. Dieser Aufwand könnte extrem verringert werden, wenn die bisherigen



Transporteinrichtungen durch Wurf- und Fangvorrichtungen ersetzt werden würden. Damit kann nicht nur der apparative Aufwand verringert, sondern durch eine entsprechende Wahl des Zielpunktes auch die Fertigung sehr flexibel gestaltet werden, ohne dass die Fertigungsanlage selbst umgerüstet oder umgebaut werden muss. Voraussetzung dafür ist die informationstechnische Vernetzung der gesamten Anlage und eine entsprechend schnelle Rechentechnik für die Steuerung. Heutige elektronische Bauelemente besitzen bereits die dafür erforderliche Leistungsfähigkeit. Die Optimierung von Antriebssystemen für diese und ähnliche Anwendungen, wie z.B. Laufmaschinen, ist noch nicht abgeschlossen.

Das Prinzip einer solchen Fertigungsstrecke mit „Werfern“ und „Fängern“ wurde bereits beim Bau New Yorker Hochhäuser praktisch genutzt. Diese Bauwerke besitzen in ihrem Inneren ein Stahlskelett, das vor Ort aus Einzelelementen zusammengesetzt und vernietet wurde. Auf der obersten Etage befand sich an einem zentralen Punkt ein Ofen, in dem die Niete bis zu Rotglut erhitzt und anschließend zu den Nietstationen befördert wurden. Da ein Transport zu Fuß zu lange gedauert hätte, wurden diese glühenden Niete den Arbeitern, welche die Stahlteile zusammensetzten, zugeworfen. Für den Abwurf wurde eine Zange benutzt. Um Ungenauigkeiten und Rotationen des Objektes beim Wurf und beim Auffangen auszugleichen, wurde auf der Fangposition ein Eimer für das Auffangen verwendet. So konnte sowohl eine größere gültige Trefferfläche, als auch eine Unempfindlichkeit gegenüber der Rotation der Niete erreicht werden. Diese spezielle Technik war neben der *just in time* Lieferung der Stahlteile ein Grund für die extrem kurzen Bauzeiten dieser Bauwerke, z.B. des Empire State Buildings.

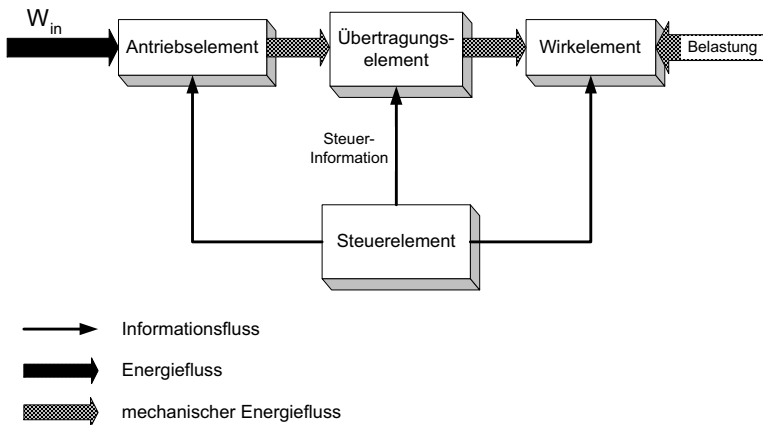
## 1.2 Struktur von Antriebssystemen

Die Miniaturisierung klassischer Antriebe ist in den letzten Jahren weit fortgeschritten, scheint aber technologische Grenzen erreicht zu haben. Neben dem Prinzip des einfachen *Down-scalings* müssen neue und innovative Konzepte erarbeitet werden. Zur Forderung nach kleineren und energetisch effizienteren Antrieben kommt die Anforderung, neue Eigenschaften zu realisieren, wie z.B. geschmeidige, hochdynamische, ruck- und stoßfreie Bewegungen.

Um diese neuen Konzepte zu entwickeln, zu bewerten und in die vorhandenen technischen Antriebe einzuordnen, ist ein entsprechendes Ordnungs- und Bewertungsprinzip nötig. Eine einheitliche, kompakte Beschreibungsform der Antriebe bezüglich ihrer Bewegungseigenschaften sowohl für technische als auch für natürliche

Antriebe, die einen direkten numerischen Vergleich zulässt, existiert. Für lineares Verhalten kann die aus der Kybernetik bekannte Übertragungsfunktion herangezogen werden, Nichtlinearitäten erfordern eine andere Systembeschreibung. Als Alternative können allgemeinere Formen für die mathematische Beschreibung der Bewegung verwendet werden, wie die von Kallenbach und Bögelsack in [43] genannte Bewegungsform für die Bahngeometrie und der Bewegungsablauf für die zeitliche Folge der Bahnpunkte.

Die Funktionsstruktur eines Bewegungssystems, die eine Abgrenzung von Antriebs-Übertragungs- und Wirkelement ermöglicht, geht vom Platz des Elements im Informations- und Energiefluss aus. Damit ist auch die Zuordnung in einem komplexen mechatronischen System aus Aktoren, Übertragungselementen, Sensoren, Reglern und Effektoren möglich. Die Grundstruktur von Antrieben, wie sie in Abb. 1 und Abb. 2 dargestellt sind, findet sich in jedem Antriebssystem.

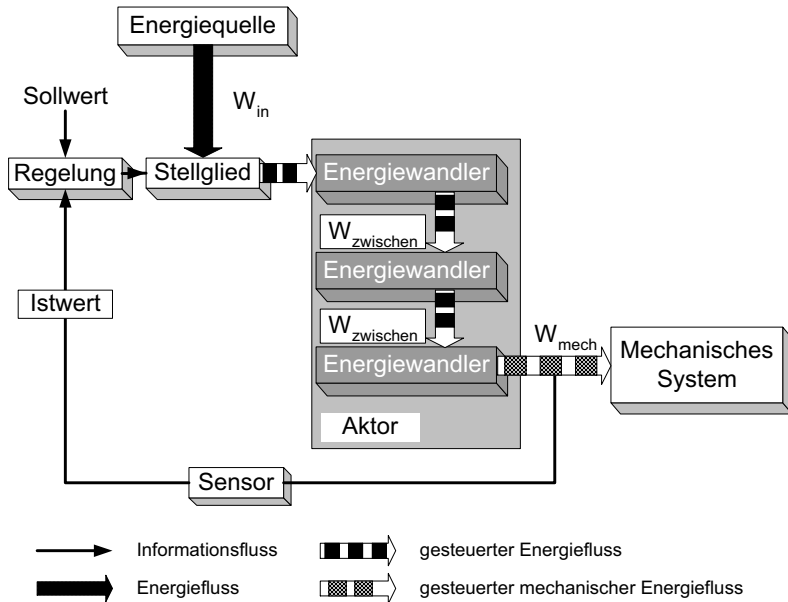


**Abb. 1: Grundaufbau eines Antriebssystems [43], [112]**

Prinzipiell kann als Quellenergie des Aktors außer mechanischer Energie jede Energieform verwendet werden. In technischen Anwendungen wird meist Elektroenergie genutzt. Die Energiewandlung kann über mehrere Stufen erfolgen. Wird mechanische Bewegungsenergie in eine andere Form mechanischer Energie umgeformt, wird dafür ein Getriebe verwendet.

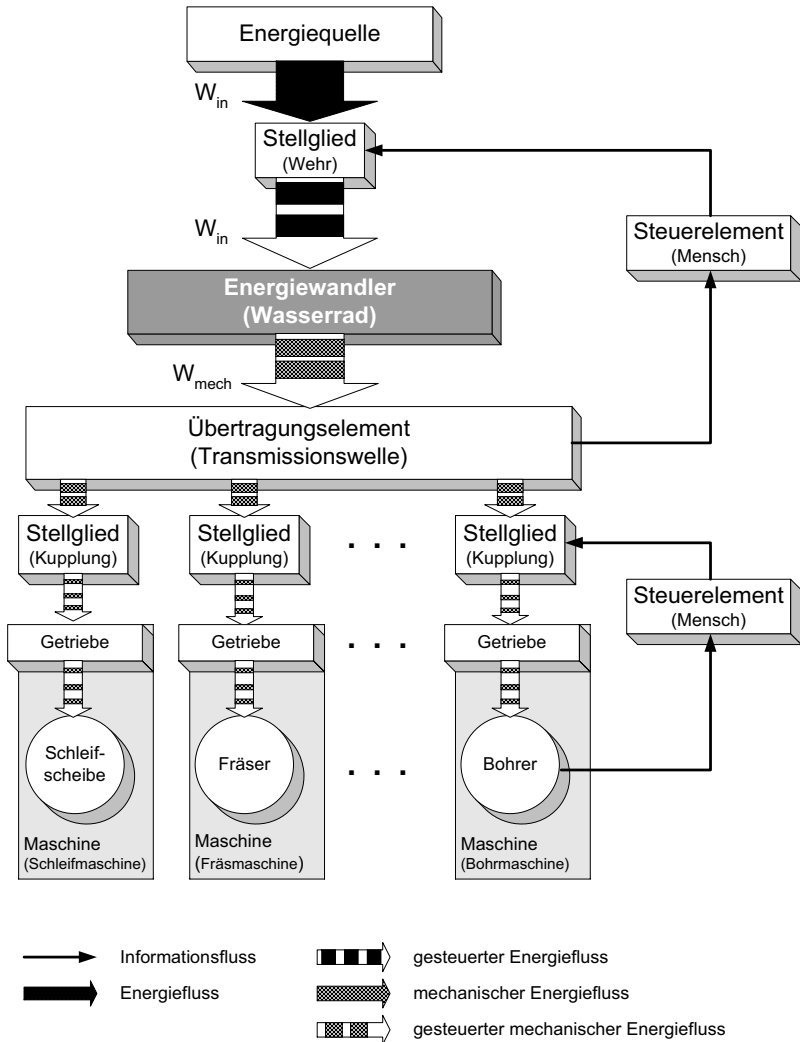
Analog zum englischsprachigen Raum, in dem der physikalische Energiewandler als „*Actuator*“ und der gesamte Antrieb als „*Drive*“ bezeichnet wird gibt es in der deutschen Sprache für den Energiewandler den Begriff „Antriebs-element“, „Aktor“ bzw.

„Mikroaktor“ und auch die Bezeichnung „Motor“. Die Analogie zum englischen „Drive“ bildet der „Antrieb“ bzw. für zyklische Aufgaben der Motor [43]. Bei Zusammensetzung aus mehreren Aktoren sollen diese als „Multiaktor“, „Aktorcluster“ oder, falls diese einzeln ansteuerbar und elastisch miteinander verbunden sind, als „Aktorkaskade“ bezeichnet werden.



**Abb. 2: Grundstruktur von Antrieben**

Im Folgenden wird eine Systematik von Antrieben auf Basis der Aktoanzahl gegeben und die Wirkung des Einsatzes einer größeren Anzahl von Energiewandlern auf die Antriebseigenschaften beleuchtet. Ausgangspunkt ist eine chronologisch orientierte Betrachtung der historischen Entwicklung von Antriebssystemen ab Anfang des 19. Jahrhunderts.

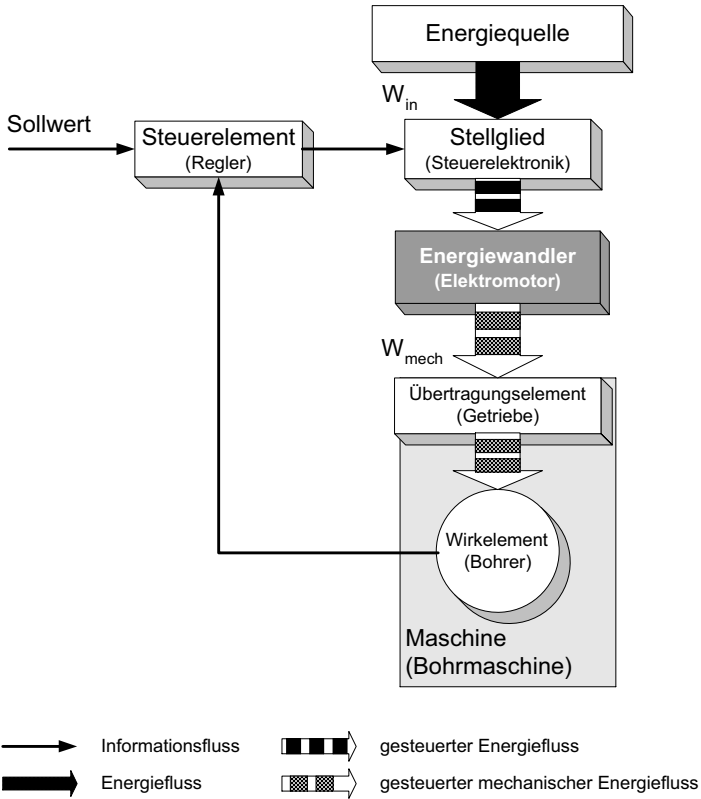


**Abb. 3: Struktur der Energieübertragung eines Systems mit Zentralantrieb**

Die Antriebssysteme aus der Zeit der industriellen Revolution unterschieden sich in der Struktur (Abb. 3) nicht von denen der vorindustriellen Zeit, z.B. den Wind- und Wasserrädern. Die Weiterentwicklung bestand in der Nutzung neuer Energiewandler wie der Dampfmaschine, die mechanische Energie unabhängig von natürlichen Energiequellen bereitstellten. Ansonsten wurde nach wie vor von einem zentralen

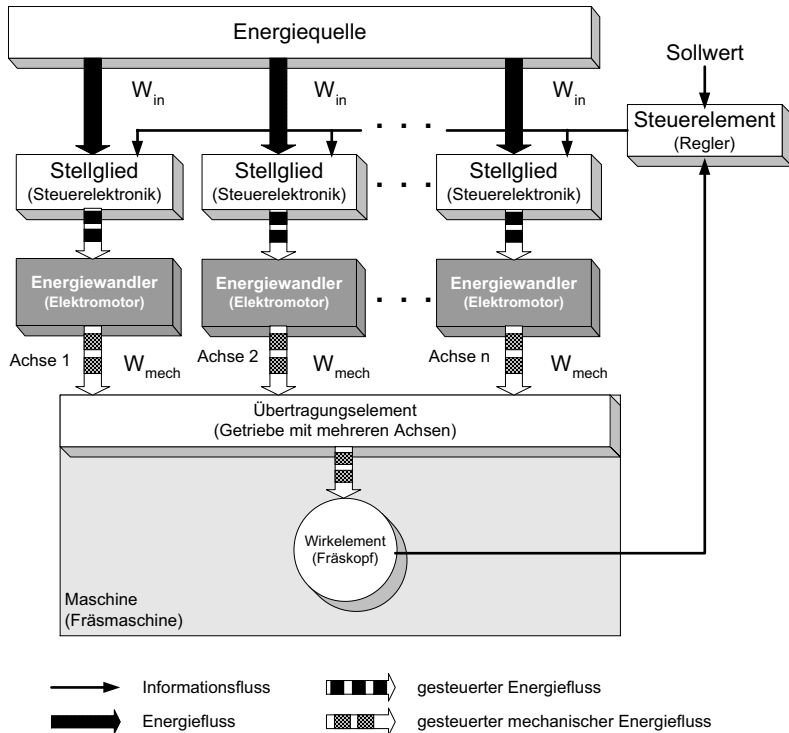
Energiewandler, sei es nun ein Wasserrad oder eine Dampfmaschine, mechanische Energie einer rotierenden Welle bereitgestellt. Die Energie dieses Zentralantriebes wurde gesteuert und über eine Transmission allen Maschinen der Produktionsanlage zur Verfügung gestellt, wie in Abb. 3 dargestellt. Mit einer Kupplung wurde durch das Verschieben bzw. „Einrücken“ eines Antriebsriemens die mechanische Verbindung zur einzelnen Maschine hergestellt und die mechanische Energie binär gesteuert. Neben dieser Steuerungsfunktion wurde über das Umfungsverhältnis der Riemenscheiben die Drehzahl angepasst. Die Energie wurde über weitere Getriebe umgeformt und an das Wirkelement – z.B. eine Schleifscheibe oder einen Fräskopf - weitergeleitet. In dieser Konfiguration wurden mehrere Maschinen und mitunter in jeder Maschine mehrere Aufgaben mit der Energie aus derselben Quelle verrichtet, z.B. die Rotation einer Drehspindel und die Zustellbewegung des Werkzeugschlittens. Die Zahl der Wirkelemente war in der Regel größer als die Zahl der Aktoren. Die Umwandlung von ungesteuerter in gesteuerte Energie erfolgte mit der Kupplung. Die Aufgabe der Informationsverarbeitung und des Reglers übernahm der Mensch, der die Maschine bediente.

Eine weitere Stufe der Antriebsentwicklung wurde mit der Nutzung der elektrischen Energie erreicht. Mit der Verfügbarkeit von Elektroenergie wurde auch die Entwicklung von Elektromotoren forciert. Der Elektromotor war nur auf die Zuleitung elektrischer Energie angewiesen und konnte in Baugröße und Leistungsfähigkeit den jeweiligen Erfordernissen angepasst werden und so maßgeschneidert mechanische Energie zur Verfügung stellen. Durch diese Möglichkeit konnte jeder einzelnen Maschine dezentral ein eigener Energiewandler zugeordnet werden (Abb. 4). Die Elektroenergie wurde einer Quelle, in diesem Falle dem Energieversorgungsnetz, entnommen, mit einem Stellglied dosiert und danach dem Elektromotor als Energiewandler zugeführt. Nach dem Elektromotor wurde die mechanische Energie in weiteren Übertragungselementen wie, z.B. Getrieben, umgewandelt und bis zum Wirkelement der Maschine geleitet. Auf die großen Transmissionswellen und die vielen Transmissionsriemen konnte verzichtet werden. Damit konnten mechanische Elemente eingespart und Flexibilität gewonnen werden. Eine Änderung der Produktion bzw. der Produktionsfolge war nicht mehr mit umfassenden Umbauten bzw. langen Transportwegen innerhalb der Werkanlage verbunden.



**Abb. 4: Struktur des Energieflusses in einer Maschine mit Einzelantrieb**

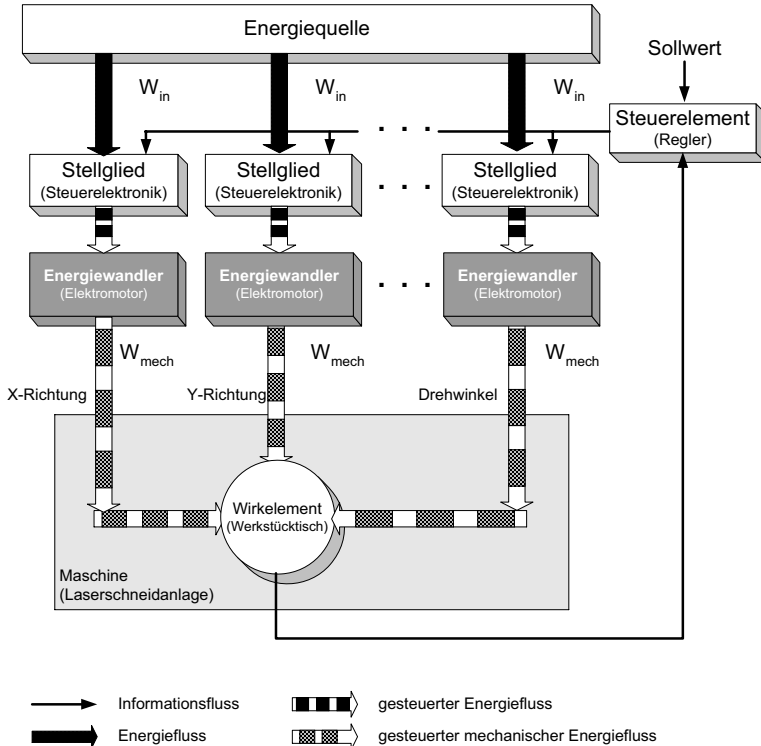
Die Steuerung des Energieflusses hatte meist binären Charakter und beschränkte sich vorrangig auf das Ein- und Ausschalten des Energieflusses. Der Unterschied zum Transmissionsantrieb bestand im Wesentlichen darin, dass elektrische statt mechanische Energie gesteuert wurde. Die Zahl der Energiewandler wurde von einem Energiewandler pro Fabrikanlage auf einen Energiewandler pro Maschine erhöht. Mit der Dezentralisierung der Antriebe wurde ihre Anzahl weiter erhöht und der Aufwand an mechanischen Elementen und die Distanz zwischen Energiewandler und Wirkelement verringert. Ein Teil des Getriebes wurde durch die Auslegung des Motors und die Anpassung an die Aufgabe bezüglich der Drehzahl ersetzt. Mit einer entsprechenden Steuerung konnte der Bewegungsablauf variiert werden.



**Abb. 5: Energiefluss einer Maschine mit Mehrachsantrieb**

Mit der Forderung kompliziertere und variable Bewegungsbahnen des Werkzeugs zu realisieren, konnte dessen Bewegung nicht mehr von einem einzigen Hauptantrieb ausgekoppelt werden. Dies bedeutete, dass eine weitere Dezentralisierung der Antriebe notwendig wurde, wobei jede einzelne Antriebsachse mit einem eigenen Antrieb versehen wurde. Die Bewegung der einzelnen Achsen wurde über ein gemeinsames Getriebe, z.B. das Getriebe eines Kreuztisches, an das Wirkelement übertragen. Neben der weiteren Senkung des mechanischen Aufwandes konnten durch die mechanische Entkopplung der Antriebe variable Bewegungsformen erzeugt werden. Für unterschiedliche Bahnformen wurden nicht mehr unterschiedliche Getriebe bzw. Kurvenscheiben benötigt, sondern nur noch unterschiedliche Informationen bzw. Datensätze der Ablaufsteuerung. Mit der Dezentralisierung der Antriebe wurde auch die Steuerung der Antriebe feiner strukturiert und teilweise dezentralisiert. Leitrechner lieferten die Sollwerte der Bahnen und achsbezogene

Rechner und Regler steuern die Motoren. Der Informationsfluss in Abb. 5 beinhaltet nicht nur eine Größe, sondern einen Vektor von Parametern. Der Einsatz einer größeren Anzahl von Energiewandlern und deren intelligente Steuerung gestattete eine flexiblere Bewegung, erforderte aber einen höheren Aufwand für die Datenverarbeitung.



**Abb. 6: Struktur des Energieflusses in einer Maschine mit Direktantrieben**

Diese Struktur entspricht dem heutigen Stand der meisten Bearbeitungsanlagen, bei dem die einzelnen Energiewandler mit dem Wirkelement verbunden sind und auf mechanische Übertragungselemente verzichtet wird. Eine noch engere Kopplung kann nur noch durch die Integration der Aktoren in das Wirkelement erreicht werden. Wie beim Mehrachsantrieb erzeugt jeder Energiewandler die Bewegung in einer Koordinatenrichtung (Abb. 6). Bei Direktantrieben entfallen die Übertragungselemente und damit negative Eigenschaften wie Spiel, Trägheit und Schwingungsfähigkeit, aber



auch positive, wie die Anpassung von Motordrehzahl und Motorleistung an die Lastparameter. Der Datenfluss ist analog der von Mehrachsantrieben, auch hier besteht der in Abb. 7 dargestellte Informationsfluss aus einem Vektor von Parametern. Wird der Trend der Erhöhung der Energiewandlerzahl beibehalten, stellt sich die Frage, welche weiteren Effekte dadurch erzielt werden können. Der Energiefluss einer solchen Maschine ist in Abb. 7 dargestellt.

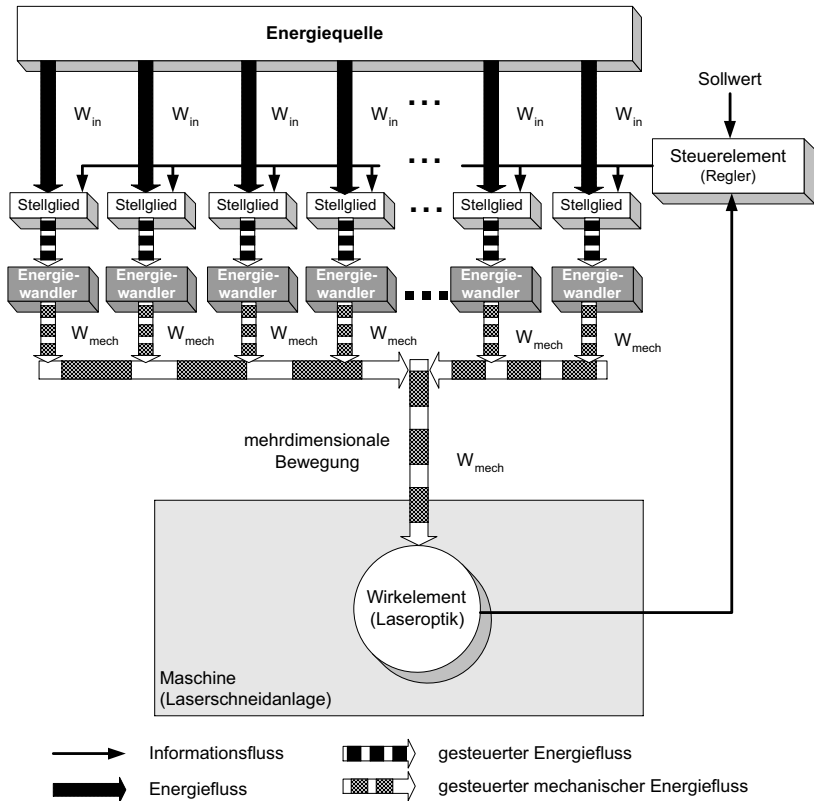


Abb. 7: Struktur der Energiewandlung in Anlagen mit kaskadierten Aktoren

Eine weitere Erhöhung des Freiheitsgrades benötigt je Freiheit nur einen weiteren Aktor.

Werden die Aktoren in entsprechender zeitlicher und örtlicher Reihenfolge angesteuert, ist eine neue Qualität der Bewegung in Form neuer Bewegungseigenschaften wie

Geschmeidigkeit oder sehr große Geschwindigkeiten zu erwarten. Welche weiteren Potenziale die Zusammenschaltung bzw. Kaskadierung von Antrieben in sich birgt, ist bisher wenig erforscht. Ein Problem, auch bei heutigen modernen Direktantrieben, ist das Erreichen einer hohen Genauigkeit der Bewegung. Bis jetzt erschweren besonders Energiewandler mit nichtlinearen Kennlinien eine genaue Positionierung im Mikro- und Nanometerbereich. Ein Ziel der vorliegenden Arbeit ist es zu untersuchen, ob Anordnungen kaskadierter Aktoren eine höhere Genauigkeit der Bewegung erlauben als die verwendeten Energiewandler.

Anregungen zur Realisierung solcher Bewegungsparameter liefern natürliche Bewegungssysteme. Mit dem System aus Muskelschlinge, Gelenk und Skelettelementen werden sowohl feinfühlig Positionieraufgaben gelöst als auch große Stellwege realisiert. Die Steuerung durch das neuronale System ist für die Flexibilität und Leistungsfähigkeit unabdingbar, aber nicht allein verantwortlich. Skelettmuskeln haben mechanische Eigenschaften, die eine Steuerung, Regelung und Stabilisierung unterstützen bzw. erst ermöglichen. Durch Variation von Steifigkeit und Dämpfungskoeffizient der Muskeln während des Bewegungsprozesses ändert sich die Charakteristik der Regelung bei unverändertem Regler.

Natürliche Bewegungssysteme liefern Beispiele für kaskadierte Antriebe, wobei einzelne Antriebselemente räumlich und / oder zeitlich nacheinander wirken. Welche mechanischen Eigenschaften der natürlichen Antriebe durch die kaskadierungsbedingte mechanische und informationstechnische Verkopplung der Aktoren verursacht werden und welche bereits in den einzelnen primären Antriebselementen gegeben sind, ist noch nicht endgültig geklärt.

Ein weiteres Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, den Einfluss nachgiebiger Kopplungen zu analysieren und zu überprüfen, ob und in welchem Maße mit elastischen Verbindungen einzelner Antriebselemente auch in technischen Antrieben die Realisierung neuer Bewegungsqualitäten sowie eine Unterdrückung nichtlinearer Eigenschaften erreicht werden kann.

# Kapitel 2

## 2 Literaturanalyse zum Stand der Technik

### 2.1 Begriffsdefinitionen und Einteilungen

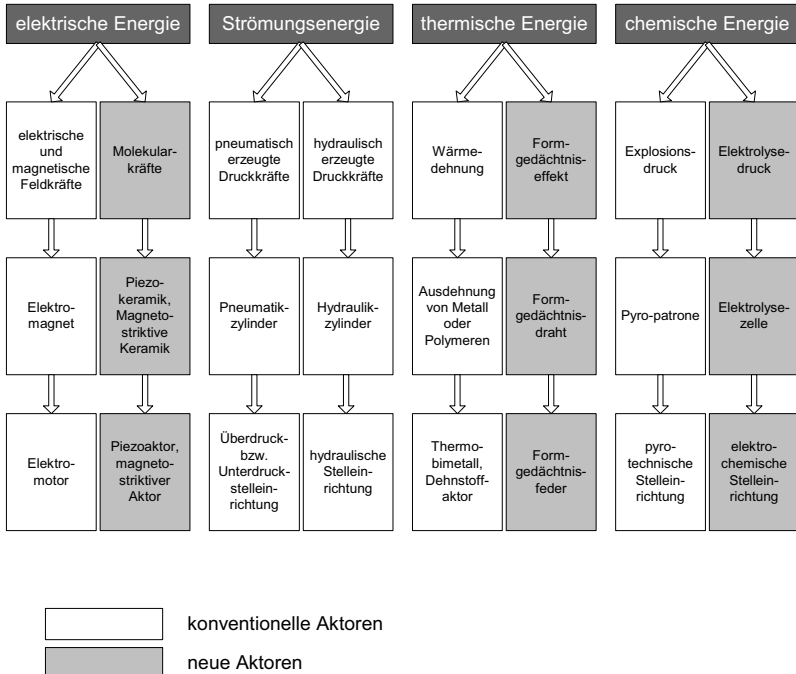
Basis der Untersuchungen sind die allgemeinen Merkmale von Bewegungsvorgängen, die von Kallenbach und Bögelsack verwendet werden. In [43] werden Bewegungen anhand praktischer Kriterien charakterisiert. Im Weiteren wird auf diese Definitionen zurückgegriffen.

Als Merkmale von Bewegungsvorgängen wurden die Bewegungsform, in der sich die aufeinander folgenden geometrischen Lagen eines Punktes oder Körpers widerspiegeln, und der Bewegungsablauf, der die zeitliche Abfolge der Lagen in einem funktionellen Zusammenhang zwischen Weg und Zeit beschreibt, benannt. Bei der ein- oder gleichsinnigen Bewegung wird die Orientierung der Lagenfolge immer beibehalten, bei der wechselsinnigen Bewegung erfolgt eine Bewegungsumkehr. Das Antreiben im technischen Sinne ist das zeitlich und räumlich definierte Bewegen eines Körpers unter Überwindung von Bewegungswiderständen und somit grundsätzlich ein Verrichten mechanischer Arbeit. Die dafür erforderliche Energie wird einer Energiequelle entnommen, in Bewegungsenergie umgewandelt und an die strukturellen und funktionellen Bedingungen des zu bewegenden Körpers angepasst. Die einzelnen Einrichtungen oder Elemente zum Wandeln und Steuern der Energie und zum Übertragen von Leistung bilden in ihrer Gesamtheit das Antriebssystem bzw. den Antrieb (Abb. 1 in Kapitel 1.2). Das Steuerelement kann im Antriebselement, im Übertragungselement oder am Wirkelement in den Energiefluss eingreifen. Das Antriebssystem wird meist in einem geschlossenen Regelkreis betrieben, um Störungen am Wirkelement zu eliminieren [43]. Weitere grundlegende Begriffe werden ebenfalls von Kallenbach, Bögelsack und Zöppig in [43] und [112] definiert.

Dominieren Kreisprozesse, wird der Aktor Motor genannt, das Antriebselement wird als Aktor bezeichnet und das gesamte Antriebssystem als Antrieb. Die Begriffe Aktor und Energiewandler werden teilweise synonym verwendet, dies ist jedoch nur für den

Energiewandler korrekt, der mechanische Energie zur Bewegungserzeugung abgibt (Abb. 2 in Kapitel 1.2).

Für den Einsatz in biomimetischen Antrieben bieten unkonventionelle bzw. neue Aktoren und Mikroaktoren mehr anwendbare Qualitäten als konventionelle Antriebe. Für die Abgrenzung der konventionellen von den neuen Aktoren schlägt Riemer in [86] die Betrachtung der Herstellungstechnologie und des Energiewandlungsprinzips vor (Abb. 8). Die Darstellung in Abb. 8 basiert auf dieser Abgrenzung.



**Abb. 8: Energiewandlungsprinzipien konventioneller und neuer Aktoren [86]**

Zu den neuen Aktoren werden alle Prinzipien und Ausführungsformen gezählt, die erst seit relativ kurzer Zeit eine breite technische Anwendung erfahren.

Für die Zuordnung des Aktors zu den Mikroaktoren ist nicht die absolute Größe entscheidend, sondern dass die speziellen Eigenschaften durch mit Mikrotechnologien hergestellte funktionsrelevante Komponenten hervorgerufen werden. Durch die Miniaturisierung und die damit verbundene Vergrößerung des Verhältnisses der

Oberfläche des Aktors zu seinem Volumen wirken oberflächengebundene Effekte stärker als volumengebundene.

In Abhängigkeit verschiedener Systemintegrationsniveaus wird die Anwendung von Mikroaktoren verschiedenen Anwendungsfeldern zugeordnet. Wird mechanische Energie nur innerhalb des Mikrosystems verrichtet, arbeitet der Aktor voll integriert und es ist keine Auskopplung aus dem Mikrosystem nötig, z.B. bei optischen Schaltern mit bewegten Spiegeln oder Lichtleitern. Wird eine Auskopplung mechanischer Energie gefordert, muss eine mechanische Verbindung des Aktors vom Mikrosystem nach außen hergestellt werden, z.B. bei Endeffektoren der Mikrorobotik oder Schrittadditionsantrieben. Die Verbindung mehrerer Mikroaktoren zur Erfüllung gewünschter funktioneller Eigenschaften kann durchaus makroskopische Gesamtdimensionen aufweisen.

## 2.2 Allgemeiner Begriff der Kaskadierung

Zur Kaskadierung von Aktoren konnten in der recherchierten Fachliteratur meist nur Artikel gefunden werden, welche sich mit dem Stapeln von Aktoren befassen. Die allgemeine Verwendung des Begriffs der Kaskadierung ist in der Literatur recht vielschichtig.

Laut Meyers Lexikon [68] ist eine Kaskade ein „stufenartig gestaffelter Wasserfall“. Ausgedehnte Emissionen energiereicher Elektronen die aus der Wechselwirkung kosmischer Strahlung und der Erdatmosphäre entstehen, werden als Kaskadenschauer bezeichnet [68]. In der Nukleartechnik wird die Verbindung mehrerer Stufen einer Apparatur zur Trennung von Isotopen desselben chemischen Elements als eine Kaskadenschaltung bezeichnet [68]. Kernphysikalisch ist die Zerfallsreihe eines Elementarteilchens ein Kaskadenzerfall und ein mehrstufiger Linearbeschleuniger ein Kaskadenbeschleuniger [7]. Ein Kaskadengenerator bzw. eine Kaskadenschaltung wird für die Hochspannungserzeugung in [65] beschrieben und bezeichnet auch die Zusammenschaltung von zwei Elektromotoren zum Zwecke der Drehzahlstellung und Verbesserung des Leistungsfaktors. In der Kybernetik werden mehrschleifige Regelkreise in Form der Kaskadenregelungen genutzt ([82], [83]). Die mehrstufigen Identifikationsmodelle nichtlinearer Strecken wie Hammerstein-, Wiener- und Korenberg-Modell werden im englischen Sprachraum mitunter als „*Cascade Models*“ bezeichnet [75].

In der Sensortechnik werden Kaskaden oder Arrays genutzt um Schall- oder Strahlenquellen zu lokalisieren. Mit einer Fläche von Schallsensoren ist es möglich aus

der Laufzeitdifferenz des Signals den Ort einer Schallquelle im Raum zu ermitteln, ohne dass die Sensoren ausgerichtet oder bewegt werden müssen.

Die Umkehrung dieses Prinzips wird in der Wellenfeldsynthese genutzt. Mit einem Array von Schallgeneratoren kann bei differenzierter Ansteuerung jedes einzelnen Generators ein Schallfeld nahezu beliebiger Geometrie erzeugt werden ohne die Schallgeneratoren oder andere Elemente zu bewegen [61]. Allein durch den Phasenversatz in einer fixierten flächigen Anordnung werden Wellenfronten verschiedener Geometrie erzeugt. Die Kombination von Anordnung und Ansteuerung führt zu einer neuen Qualität in der Wirkung des Gesamtsystems, die mit dem einzelnen Aktor allein nicht erreicht werden kann.

Der Begriff der Kaskade beschreibt fachübergreifend immer das Zusammenwirken mehrerer gleicher oder zumindest ähnlicher Elemente in Form einer räumlichen Anordnung, einer mechanischen Verbindung oder einer speziellen Gestalt des Informationsflusses. Durch die Anordnung und die koordinierte Ansteuerung werden neue Qualitäten des Gesamtsystems erreicht, welche sich erst aus dem Zusammenwirken der Einzelelemente ergeben.

## 2.3 Begriff der Kaskadierung in der Antriebstechnik

In der Antriebstechnik selbst reicht die Bandbreite des Begriffes der Kaskade von der starren Verbindung mehrerer Aktoren, um Kräfte oder Wege zu vergrößern [43], über die koordinierte Ansteuerung von Aktoren nach dem klassischen *Inch-Worm*-Prinzip [37] bis hin zu flächigen Anordnungen von Aktoren [5]. Letztere transportieren Objekte in verschiedene Richtungen analog den Flimmerhaaren in der Luftröhre.

Im Folgenden werden konkrete Beispiele zu kaskadierten Aktoren bzw. Multiaktoren näher betrachtet. Que [81] gruppiert thermische Aktoren, deren Bewegung auf der Ausdehnung von Polysilizium beruht, so, dass sich ihr Stellweg nicht nur summiert, sondern die Bewegung noch übersetzt wird. Um die Reaktionszeit der Aktoren zu verringern, musste ihre Wärmekapazität und der Wärmewiderstand zur Umgebung verringert werden. Das wurde durch Miniaturisierung und Kaskadierung erreicht. Auf diesem Weg wurde das Verhältnis von Masse zu Oberfläche so verändert, dass die Dynamik der Aktoren verbessert wurde. Um relevante Kräfte und Wege auszukoppeln, mussten die miniaturisierten Aktoren zu einem Multiaktorsystem zusammengefasst werden. Einen analogen Hintergrund hat die Kaskadierung von Formgedächtniselementen zu einem Rotationsantrieb der von Leester [53] und Büttgenbach [11] beschrieben ist. In diesem Falle werden die Elemente so verbunden,

dass die Teilrotation der einzelnen Bereiche zu einer größeren Bewegung zusammengeführt wird.

Für lineare Bewegungen werden vor allem Piezoantriebe in verschiedener Form zu Multiaktorsystemen bzw. kaskadierten Aktoren gruppiert um die Ansteuerspannungen zu reduzieren und relevante Wege auszukoppeln [43]. Das Piezomaterial wird zu Stapelaktoren geschichtet oder es werden Biegeelemente und Tellerfederanordnungen zu Multiaktoren verbunden.

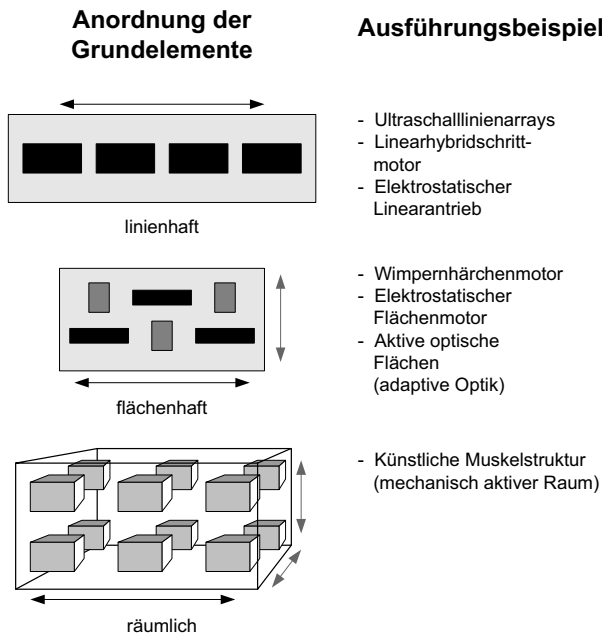
Neben der permanenten Kaskadierung von Aktoren gibt es Prinzipien der Ruderschlagbewegung, also der Bewegungserzeugung mit intermittierendem Kontakt zum Objekt. Die Untersuchungen zum bereits erwähnten klassischen *Inch-Worm*-Prinzip sind sehr zahlreich und sollen hier nicht einzeln analysiert werden. Das Prinzip wird von Jendritza [37] anhand eines magnetostriktiven Antriebes ausführlich erläutert. Eine vom klassischen *Inch-Worm*-Prinzip abweichende Lösung wird von Akiyama [3] behandelt. Dabei wird eine Platte periodisch durch elektrostatische Kräfte durchgebogen und bewegt sich mittels eines Hakens schrittweise vorwärts. Diese Anordnung kommt mit einem einzigen Antrieb aus, kann sich aber nur in eine Richtung bewegen.

Besonderes Interesse verdient eine biomimetische Anordnung von Aktoren in einer Fläche, die den Flimmerhaaren, z.B. in der menschlichen Luftröhre, ähnelt. Ataka [5] zeigt, dass mit unterschiedlicher Ansteuerung der Aktoren verschiedene Bewegungsrichtungen realisiert werden können. Als Mikroaktoren werden miniaturisierte Bilayer benutzt. Die Biegebalken werden dabei einzeln angesteuert, wodurch die Abfolge von Arbeits- und Leerhub benachbarter Einzelaktoren variiert werden kann. Dies führt zur Änderung der Bewegungsrichtung darüber befindlicher Objekte.

Ähnliche Überlegungen bilden die Grundlage der von Goosen [18] vorgestellten Anordnung. In der Veröffentlichung werden hauptsächlich die mikrotechnische Realisierung und die Lösung fertigungstechnischer Probleme beschrieben.

Konishi [47] hat für eine ähnliche Anwendung einen Demonstrator aufgebaut. Als Antriebe benutzt er Luftkissen, die in vielen kleinen Zellen erzeugt werden und deren Richtung sich in jeder einzelnen Zelle separat einstellen lässt. Pro Zelle arbeiten jeweils vier Ventile, von denen jedes den Luftstrom in eine andere Richtung freigeben kann. Konishis Untersuchungen beinhalten u. a. die integrierte Ansteuerung der einzelnen Zellen und die Potenziale hinsichtlich der Erzeugung einer neuen Bewegungsqualität, welche die einzelnen Aktoren nicht bieten und die sich erst aus der speziellen Form der Kaskadierung und Ansteuerung der einzelnen Aktoren ergibt. Die vorgestellte Anordnung ermöglicht neben der translatorischen Bewegung in mehrere Richtungen eine Orientierung des Objektes. Erfolgt an der einen Seite des Objektes

eine Vorwärtsbewegung des Luftkissens und an der anderen eine Rückwärtsbewegung, kann eine Rotation ausgeführt werden. Entsprechende Bewegungsszenarien wurden simuliert und schließlich ein Array realisiert. Der Begriff der Kaskadierung ist auch in der Antriebstechnik sehr vielschichtig. Für die Systematisierung kaskadierter Antriebe formulierte Riemer [86] die in Abb. 9 dargestellte Einteilung der Struktur von Aktoren anhand der geometrischen Anordnung der Grundelemente.



**Abb. 9: Strukturen kaskadierter Aktoren [86]**

Als weiteres Unterscheidungskriterium wird die Funktionalität der Aktoren gewählt [86]. Es wird die Bewegungserzeugung als Hauptfunktion oder als sekundäre Funktion unterschieden. Muss eine Antriebsaufgabe außerhalb des Mikrosystems erfüllt werden, ist es eine Hauptfunktion und es bestehen Kopplungen zur Umgebung, wird die Bewegungsaufgabe nur innerhalb des Systems erfüllt, handelt es sich um eine sekundäre Funktion, z.B. bei einem Spiegelarray.

Für die weiteren Untersuchungen sollen nur die Antriebs Elemente mit Bewegungserzeugung als Hauptfunktion betrachtet werden. Ein solches System wirkt dann nach



außen wie ein Makroaktor. Signifikant für kaskadierte Aktoren ist das Erreichen einer veränderten Funktionalität als neue Qualität, wie das Erzeugen von Bewegungen höheren Freiheitsgrades, das Erzeugen unterschiedlich geformter Schallfronten mit einem Senderarray oder die für den Bluttransport im Körper optimale Kontraktion des Herzmuskels, um ein maximales Pumpvolumen zu erreichen.

Eine explizite Charakterisierung des Begriffes der Kaskadierung aus antriebstechnischer Sicht erfolgte von Riemer, Kallenbach, Schilling und Bögelsack im Biona-report 13 [90]. Dort sind muskelähnliche kaskadierte Aktoranordnungen und Antriebe beschrieben als „parallel und seriell miteinander verknüpfte Wirkelemente“. Die Kaskadierung soll aber weiter gefasst werden als das Summieren von Weg oder Kraft von Grade [20] beschrieben ist. Abweichend von der starren Kopplung der Elemente im Huckepackprinzip soll die Art der Verbindung und die Art der Ansteuerung genauer spezifiziert werden.

Als Arbeitsgrundlage dient die folgende Definition der Kaskadierung:

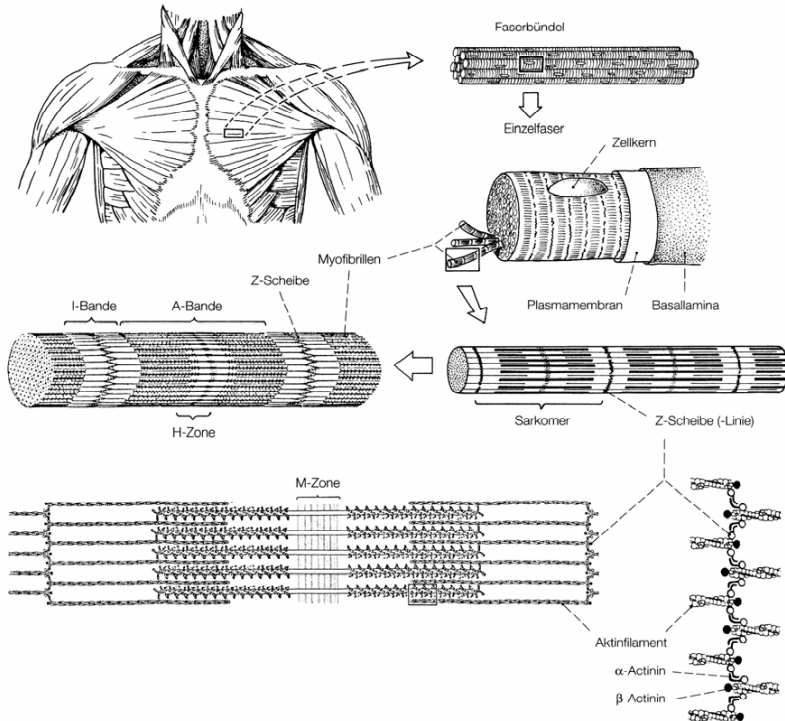
*Kaskadierung ist die räumliche, temporäre oder permanente Verknüpfung mehrerer identischer oder nahezu identischer Antriebselemente, die einzeln angesteuert werden können. Die mechanische Verbindung zwischen den Aktorelementen ist nicht starr.*

In der Literatur wird in diesem Zusammenhang auch der Begriff des Multiaktors verwendet, der jedoch nur auf die Anzahl der Elemente, nicht aber auf die Art ihrer Verknüpfung Bezug nimmt. Der Zweck der Kaskadierung besteht im Erreichen einer neuen Qualität, die aus der Anordnung und der Ansteuerung der Aktorelemente entsteht. Beispielsweise können mit mehreren räumlich angeordneten Spulen bei entsprechender Ansteuerung Drehfelder erzeugt werden. Gegenüber kompakten Piezokeramiken wird die Ansteuerspannung bei Stapelaktoren verringert. Dieser Vorteil ist aber mit einer sinkenden volumenspezifischen Energiedichte bzw. einem kleineren Wirkungsgrad verbunden, denn die Kaskadierung von Aktoren erfordert zusätzliche Bauteile.

## 2.4 Natürliche kaskadierte Systeme

In Veröffentlichungen auf dem Gebiet der Biologie wird das Thema „Kaskadierung“ bei der Darstellung von Aufbau und Funktionsweise des Skelettmuskels behandelt. Werke zur Anatomie und Physiologie ([78], [84] und [6]) geben einen Überblick über Aufbau und Funktion der Muskeln auf der Ebene der Muskelfasern, des Sarkomers und der Eiweiße Aktin und Myosin. In Abhängigkeit von der Auflösung lassen sich verschiedene Ebenen der Kaskadierung mit sich wiederholenden Prinzipien

unterscheiden. Die Verbindung der einzelnen Myosinköpfchen im Sarkomer stellt eine Kaskadierung dar, weiterhin die Verknüpfung der sarkomeren Einheiten zur Muskelfaser und schließlich die Kombination der Muskelfasern zum ganzen Skelettmuskel. Aus diesen Ebenen der Kaskadierung und den experimentell ermittelten Eigenschaften der jeweils zugeordneten Einheit können Informationen über den Einfluss kaskadierungsbedingter Effekte gewonnen werden. Die Form der isometrischen Kraft-Weg-Kennlinie basiert auf der Anzahl der eingreifenden Myosinköpfchen.



**Abb. 10: Muskel in unterschiedlichen Betrachtungsebenen [6]**

Durch Kaskadierung erzeugte Effekte beeinflussen aber nicht nur das statische Verhalten der Muskeln, sondern haben auch Einfluss auf die dynamischen Parameter des muskelgetriebenen Bewegungssystems. Winters [107] entwirft ein kybernetisches Modell des Skelettmuskels und ermöglicht damit die Simulation des Muskelverhaltens im geschlossenen Regelkreis.

Bei Untersuchungen zum Einfluss der Streckenparameter auf die Stabilität der Muskelschlinge im motoneuronalen Regelkreis wurde die Kraft-Geschwindigkeits-Charakteristik nach Hill als geschwindigkeitsabhängige differentielle Dämpfung interpretiert [28]. Von Soechting [52] wird ebenfalls eine Änderung von Dynamik und Stabilität der Muskelschlinge berechnet. Er weist experimentell eine Erhöhung der Steifigkeit der Muskeln mit wachsender Aktivierung nach. Die veränderte Steifigkeit zieht eine Änderung der dynamischen Parameter, wie der Eigenfrequenz des Systems, nach sich.

Die Vermutung liegt nahe, dass in natürlichen Systemen die Änderung von Elastizität und Dämpfung der Antriebe genutzt wird, um mit ein und demselben Regler verschiedene Bewegungsparameter zu realisieren. An Stelle der in der Technik üblichen Variation der Reglerparameter wird die Strecke modifiziert. Für die Variation der mechanischen Streckenparameter können Effekte der Kaskadierung verantwortlich sein.

## 2.5 Der Leistungsfluss in technischen Systemen

Neben Veröffentlichungen zu Kaskadierung und Aktorik sind Untersuchungen zur Energieeffizienz von Bewegungen für diese Arbeit relevant. Um technische Lösungen objektiv zu vergleichen, setzt Schönfeld [96] zugeführte und abgegebene Leistung nicht nur in einem Arbeitspunkt ins Verhältnis, dies entspräche dem Wirkungsgrad, sondern definiert die Energieeffizienz als energetische Gesamtbilanz eines Arbeitszyklus bzw. eines aperiodischen Bewegungsabschnittes. Für einzelne Zustände des Systems werden mit Testsignalen wie Sprung, Rampe und Parabel die Frequenzgänge ermittelt. So kann die Schwingungsneigung des Systems beurteilt werden, denn oszillierende Anteile der Bewegung verursachen durch Reibung erhebliche Energieverluste. Ausschließlich Komponenten mit gleicher Frequenz und Phasenlage führen zu einem gerichteten Leistungsfluss. Dagegen bewirken phasenverschobene Komponenten der Grundschwingung eine Grundschwingungspendelleistung und phasenverschobene Oberschwingungskomponenten eine Oberschwingungspendelleistung. Die Energie der Grundschwingungen kann unter Umständen zurückgewonnen werden; die der Oberschwingungen wird in eine andere Energieform umgewandelt und geht verloren.

Stange [98] untersucht ebenfalls die Effizienz der Energieübertragung, allerdings für Rotationsantriebe. Das Drehmoment eines Motors wird mit einem Getriebe variabler Übersetzung an die Last angepasst. Ein möglichst großer Anteil der Motorleistung soll

übertragen werden. Der Wirkungsgrad  $\eta$  ist für die Beurteilung weniger geeignet, da er nur für einen einzigen Arbeitspunkt gilt. Besonders bei nichtzyklischen Bewegungen variiert aber die Last und der Arbeitspunkt wandert. Stange wählt deshalb einen Parameter auf der Basis der Energie, die Energieeffizienz  $\varepsilon_E$ . Sie ist das Verhältnis der während eines ganzen Bewegungszyklus an die Last abgegebenen Energie zur Gesamtenergie, die dem Antrieb während des Zyklus zugeführt wurde. Die Energieeffizienz kann als Quotient der Leistungsintegrale über die gesamte Zykluszeit der Bewegung ausgedrückt werden. Mathematisch formuliert ist das der Ausdruck

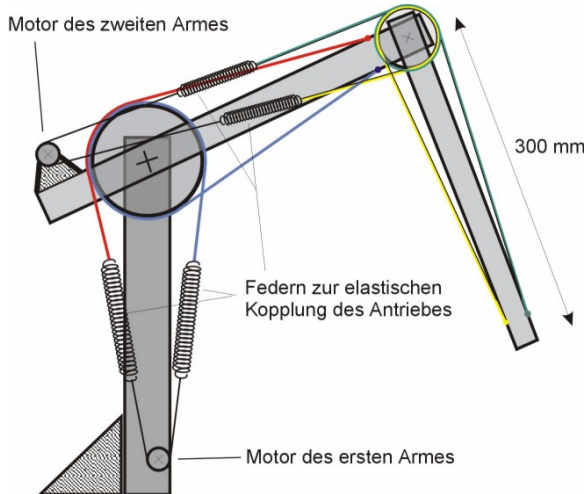
$$\varepsilon_E = \frac{\int_{\dot{T}_z} P_L(t) dt}{\int_{\dot{T}_z} P_{el}(t) dt} = \frac{W_L / \text{Zyklus}}{W_{el} / \text{Zyklus}}. \quad (1.1)$$

Die an die Last abgegebene Momentanleistung wird in Gl. (1.1) mit  $P_L$  bezeichnet und die in das System fließende elektrische Leistung ist  $P_{el}$ . Die Energieeffizienz variiert in Abhängigkeit von der ausgeführten Bewegung, auch wenn die Anfangs- und Endbedingungen bezüglich Lage und Geschwindigkeit gleich sind. Für bestimmte Bewegungsformen kann ein Getriebe mit variabler Übersetzung eine Steigerung der Energieeffizienz realisieren, da die Leistungsanpassung den Arbeitspunkten folgt. Hybridgetriebe in Autos nutzen dieses Prinzip [98].

## 2.6 Der Einfluss von Elastizitäten auf den Bewegungsablauf

Elastizitäten werden in der Präzisions- und Montagetechnik meist als Fehlerquelle betrachtet und deshalb möglichst gering gehalten. Möhl [64] geht jedoch den entgegengesetzten Weg und koppelt die Antriebe elastisch an das zu bewegende Segment, einen Manipulator. Die eingefügten Federn werden in den Regelkreisen der Bewegungssteuerung berücksichtigt. Das Ergebnis einer aufgebauten Anordnung ist die Realisierung fließender und fremdkrafttoleranter Bewegungen, die mit direkt angekoppelten Antrieben nur mit großem regelungstechnischem Aufwand möglich sind. Speziell beim Absetzen und Fügen von Objekten wurde erreicht, dass diese sehr sanft auf der Unterlage abgesetzt werden. Bei steifen Anordnungen werden sie oft mit großer Kraft auf die Unterlage gedrückt. Der elastische Manipulator kompensiert im Moment der Berührung die Gewichtskraft des Objektes immer noch mit der Spannung der Feder. Ohne weitere Bewegung des Objektes entlastet der Antrieb die Feder bis

die Federkraft nur noch das Gewicht des Manipulators trägt und das Objekt mit seiner Gewichtskraft auf die Unterlage drückt. Nun kann der Greifer das Objekt freigeben, ohne unkontrollierte Bewegungen auszuführen.



**Abb. 11: Elastischer Roboterarm von Möhl [64], [74]**

Die Bewegung des Manipulators selbst ist fließend und ruckfrei, weil die Anordnung eine niedrige Eigenfrequenz hat.

Die Auswirkungen elastischer Elemente in biomechanischen Systemen mit den Folgen für Eigenfrequenzen, Schwingungsmodi und vor allem für die Energieeffizienz der Bewegung wurde von Witte [108] untersucht. Die Skelettmuskeln wurden zusätzlich zu Sehnen als weitere Träger elastischer Eigenschaften identifiziert. Neuere Untersuchungen führten zur Entdeckung von besonders dehnbaren Elastinmolekülen, die in die molekulare Struktur des Sarkomers integriert sind und eine intrinsische Nachgiebigkeit der Muskeln bewirken. Wagner [106] konnte durch entsprechende Simulationen nachweisen, dass die muskuläre Nachgiebigkeit die dynamische Stabilität des gesamten Bewegungssystems verbessert. Elastische Elemente werden zunehmend als Träger stabilisierender Effekte und Quelle neuer Eigenschaften mechanischer Systeme erkannt.

# Kapitel 3

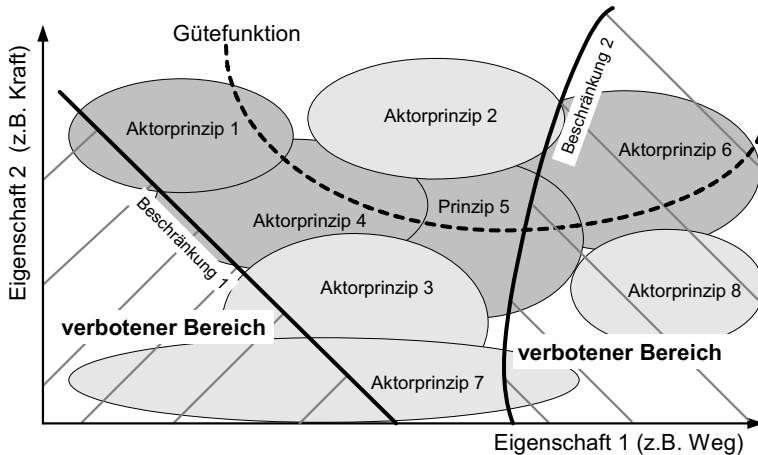
## 3 Präzisierung der Aufgabenstellung

Ableitend aus dem Stand der Technik werden zwei Themengebiete weiterführender Untersuchungen abgeleitet. Es müssen möglichst universelle Gütekriterien formuliert werden, mit denen verschiedene Antriebe anhand ihrer Kennlinien bewertet werden können und es müssen kaskadierte Antriebe genauer untersucht werden, um ihre Potenziale zur Realisierung spezieller Kennlinien und Charakteristiken zu erforschen.

Der Entwurf gerätetechnischer Antriebe erfordert eine ganzheitliche Betrachtung des Bewegungssystems. Um die Auswahl des physikalischen Antriebsprinzips zu erleichtern, wird auf „Funktions-Struktur-Speicher“ zurückgegriffen, die vorhandene Lösungsvarianten enthalten [43]. Da funktionelle, strukturelle, technologische, ökonomische und andere Faktoren in die Bewertung eingehen, trägt der Entscheidungsprozess den Charakter einer multikriterialen bzw. Polyoptimierung [79]. Mit der Abbildung der Lösungsvarianten als Punkt in einem Güteraum wird jeder Variante ein Gütevektor zugeordnet. Alle Lösungen, die durch keine weitere Lösung in allen Kriterien verbessert werden können, werden als Kompromissmenge oder Pareto-Menge bezeichnet. Die Kompromissmenge ist ein Teil der äußeren Schale dieser Punktwolke, innerhalb der keine Rangfolge der Lösungsqualität festgelegt werden kann. Für die direkte Vergleichbarkeit muss den einzelnen Lösungen ein skalarer Gütewert zugeordnet werden. Gütekriterien, nach denen neue Antriebsprinzipien bewertet und entwickelt werden, wie in Abb. 12 dargestellt, sind oft subjektiv gewichtete Linearkombinationen ausgewählter Antriebsparameter. Mit der Anzahl dieser ausgewählten Parameter wird die Dimension des Entscheidungsraumes festgelegt.

Gehen mehrere Eigenschaften in eine zu erfüllende Bedingung ein, wie z.B. das Einhalten einer festgelegten Kraft-Weg-Kennlinie, existieren sie nicht mehr als unabhängige Variablen. Damit verringert sich die Dimension des Entscheidungsraumes, was den Entscheidungsprozess vereinfacht. Im Rahmen dieser Arbeit sollen funktionelle statische und dynamische Zusammenhänge ermittelt werden, die von Antrieben in Abhängigkeit von der Last erfüllt sein müssen, um eine optimale Anpassung zu erreichen. Die Antriebe werden danach bewertet, mit welcher

Mindestenergie sie die zu realisierende Bewegung erzeugen können. Die Effizienz der Energieübertragung im mechanischen System, zwischen Aktor und Effektor, wird ebenfalls bewertet.



**Abb. 12: Auswahl mit Gütekriterium und Beschränkungen**

Daraus leiten sich die Aufgaben ab, qualitative Aussagen über die ideale Form der Kraft-Weg-Kennlinie für verschiedene Antriebsszenarien zu treffen und die Potenziale kaskadierter Aktoren hinsichtlich der Realisierung spezieller Kennlinien einzuschätzen. Im Rahmen dieser Arbeit ergeben sich folgende Teilaufgaben:

1. Die Prozesse der Energieübertragung vom Aktor zum Wirkelement werden im statischen und im dynamischen Fall untersucht.
2. Das Potenzial der Kaskadierung wird evaluiert; die Übertragbarkeit einzelner Prinzipien biologischer Antriebe auf technische Systeme wird geprüft.
3. Anhand eines mathematischen Modells wird das statische Verhalten kaskadierter Aktoren simuliert und ausgewertet.
4. Es wird überprüft, ob mit der elastischen Verbindung der Antriebselemente
  - neue Bewegungsqualitäten,
  - die Unterdrückung von Nichtlinearitäten in technischen Antrieben und
  - eine höhere Genauigkeit der Bewegung als die der verwendeten Energiewandler realisiert werden kann.
5. Es wird ein Konzept für Magnetkaskaden entwickelt.

# Kapitel 4

## 4 Mechanischer Energiefluss im Antriebssystem

Nachdem im Aktor die Wandlung der Quellenergie in mechanische Energie erfolgt ist, muss diese mit einem Übertragungselement zum Wirkelement geleitet werden. In Abhängigkeit von der Art und dem Aktivierungszustand hat der Aktor definierte mechanische Eigenschaften, z.B. eine Kraft-Weg-Kennlinie und einen Kraft-Zeit-Verlauf.

Ebenso wie zwischen den einzelnen Wandlerstufen eines Aktors, treten auch beim Übertragungselement Energieverluste auf. Im Mittelpunkt der Untersuchung steht der Energiefluss an der Schnittstelle zwischen Aktor und Übertragungselement. Bei Greifern wird das Übertragungselement auch als kinematisches System bezeichnet. Übertragungselement und Last werden zur reduzierten Last einer Einheit mit reduzierter Masse und reduzierter Steifigkeit zusammengefasst. Besondere Aufmerksamkeit wird dem Verhältnis der Steifigkeiten von Aktor und reduzierter Last gewidmet.

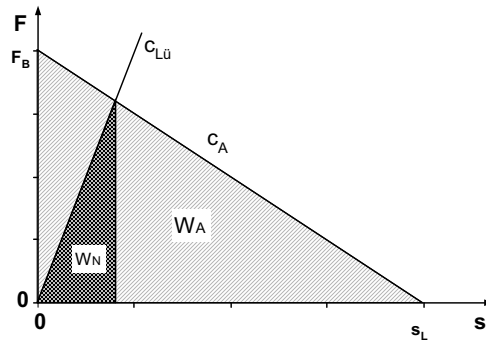
Jedes Aktor-Prinzip hat spezielle mechanische Parameter, mit denen es für die jeweilige Bewegungsaufgabe mehr oder weniger gut geeignet ist. Die Entwicklung und Auswertung einer mechanischen Ersatzschaltung erlaubt Aussagen über das statische und dynamische Verhalten des Gesamtsystems aus Aktor, kinematischem System und Effektor. Ein Analogon zur Leistungsanpassung in elektrischen Systemen wird angestrebt. Die Änderung mechanischer Parameter der Last ist dabei während des Bewegungszyklus zu berücksichtigen.

### 4.1 Analyse der Energieübertragung im statischen Fall

Im statischen Fall werden aus der Bewegungsaufgabe die benötigten Kräfte und Wege abgeleitet, deshalb ist in erster Linie das Kraft-Weg-Verhalten des Aktors von Interesse. Im Folgenden wird die Kraft-Weg-Kennlinie des mechanischen Systems, z.B. eines Greifers und des Greifobjektes, als linear angenommen (Abb. 13). Der



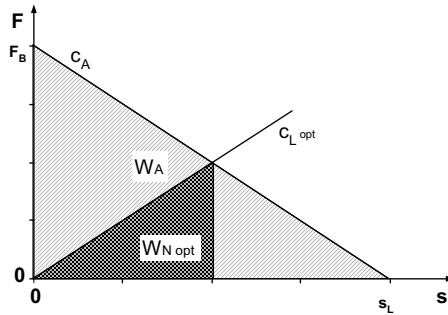
anhand des Greifprozesses beispielhaft verdeutlichte Energieaustausch erfolgt in ähnlicher Weise bei allen mechanischen Systemen, in denen statisch eine Kraft gegen eine Elastizität aufgebaut wird. Die Kräfte von Aktor und Last wirken gegeneinander. Die Kennlinie der passiven Last verläuft durch den Koordinatenursprung. Die Kennlinie des Aktors zeigt bei einem Weg  $s$  von Null eine Kraft  $F_B$ , die Blockierkraft und ohne Gegenkraft einen Weg  $s_L$ , den Leerlaufweg auf der Abszisse. Die Steifigkeit  $c$  des Aktors ist der Quotient aus Blockierkraft und Leerlaufweg, ihr Reziprokwert wird Nachgiebigkeit genannt und mit  $N$  bezeichnet.



**Abb. 13: Energieverteilung in elastischen Elementen im statischen Fall**

Die Fläche unter der Kennlinie  $c_A$  des Antriebes entspricht der Energie  $W_A$ , die als mechanische Energie zur Verfügung steht (Abb. 13). Die durch die Übersetzung des Übertragungselementes transformierte Steifigkeit des Greifobjektes und des Greifers spiegeln sich im Anstieg der Geraden der Last  $c_{Lü}$  wider. Der Schnittpunkt beider Geraden kennzeichnet den Arbeitspunkt, aus dem Greifweg und Greifkraft ermittelt werden können. Die Fläche unter der Gerade der Last ( $W_N$ ) ist die Energie, die in das System aus Übertragungselement und Greifobjekt eingekoppelt wird, um die Greifkraft aufzubauen. Diese Energie wird maximal, wenn die Steifigkeit des Aktors und der Last gleich groß sind und beträgt dann ein Viertel der Aktorenergie  $W_A$ , d.h.:

$$W_{Nopt} = \frac{W_A}{4}, \quad \text{wenn gilt:} \quad c_A = c_{Lü} \quad (\text{Abb. 14}). \quad (1.2)$$



**Abb. 14: Energieverteilung in elastischen Elementen bei gleicher Steifigkeit**

Aus den Eckwerten der Bewegungsaufgabe kann so auf die mindestens benötigte Energie des Aktors geschlossen werden. Aus dieser Mindestenergie und den in Tabelle 1 angegebenen Maximalwerten der Energiedichte von Antriebsprinzipien kann die theoretische Mindestgröße von Aktoren verschiedener Prinzipien für diese Bewegungsaufgabe berechnet werden.

<i>Wandlerprinzip, Material</i>	<i>Maximale Energiedichte</i>
Pneumatik	500 kJ/m <sup>3</sup>
Thermopneumatik	500 kJ/m <sup>3</sup>
Elektrochemie	280 kJ/m <sup>3</sup>
Elektrostatik	500 kJ/m <sup>3</sup>
Piezoelektrizität, PZT	2 kJ/m <sup>3</sup>
Piezoelektrizität, (ZnO-Dünnschicht)	12000 kJ/m <sup>3</sup>
Wärmedehnung, Bimetall	500 kJ/m <sup>3</sup>
Formgedächtniseffekt, NITINOL	350 kJ/m <sup>3</sup>
Magnetostriktion, Terfenol D	25 kJ/m <sup>3</sup>
Elektromagnetik	600 kJ/m <sup>3</sup>

**Tabelle 1: Wandlerprinzipien und Energiedichten [37], [42]**

Für reale Greifprozesse muss dieser idealisierte Fall allerdings erweitert werden. Ein Greifer mit Aktor und Greifobjekt ist in Abb. 15 a dargestellt. Die Greiferbacken sind weiter geöffnet als es das Greifobjekt eigentlich erfordert, um eine Kollision zu vermeiden, wenn der Greifer in die Ausgangsposition gebracht wird.

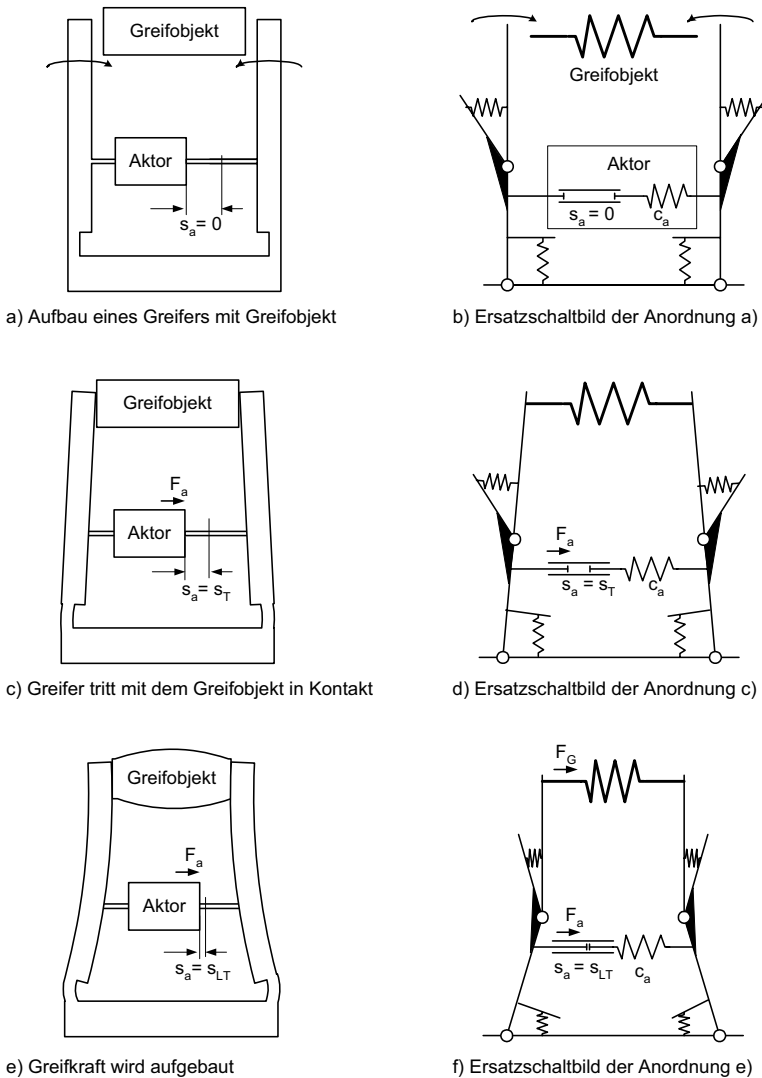
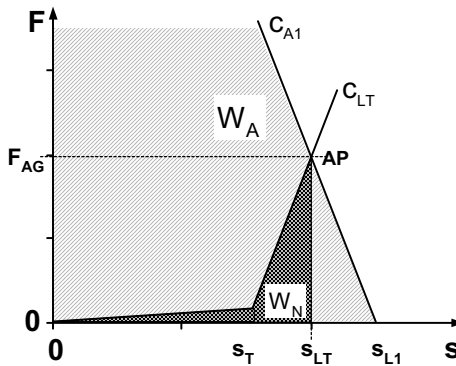


Abb. 15: Änderung der Kinematik und Verformungen beim Greifen

Der Weg, der am Aktor zurückgelegt wird bis das Greifobjekt berührt wird, ist die Totzone  $s_T$ . In dieser ersten Phase werden die Greiferbacken an das Objekt geschwenkt (Abb. 15 c). Die Aktorkraft muss bis dahin nur die Reibung der Gelenke

bzw. den Verformungswiderstand stoffschlüssiger Gelenke überwinden. Dann schließt sich die Kinematische Kette und es wird eine Greifkraft  $F_g$  aufgebaut, wobei der Greifer sich selbst und das Greifobjekt verformt (Abb. 15 e). Dabei wird die Energie  $W_N$  an das Greifobjekt und den Greifermechanismus abgegeben.

Reale Greifer haben die in Abb. 16 dargestellte Kennlinie mit Totzone. Die Steifigkeit der Last nach Überwindung der Totzone wird mit  $c_{LT}$  bezeichnet. Hat der Aktor dieselbe Steifigkeit ( $c_{A1}$ ) wie das Greifobjekt ( $c_{L0}$  in Abb. 13), muss er beim zusätzlichen Auftreten einer Totzone weiter angesteuert werden, um den zusätzlichen Weg zurück zu legen und die geforderte Greifkraft zu erreichen (Abb. 16).



**Abb. 16: Nutzarene Energie, Last- und Aktorkennlinien bei Auftreten einer Totzone**

An diesen Lastfall besser angepasst ist ein Aktor, der so steif ist wie es die Ersatzkennlinie  $c_{ers}$  in Abb. 17 zeigt. Der Aktor muss eine Blockierkraft  $F_B$  vom doppelten Wert der übersetzten Greifkraft im Arbeitspunkt  $F_{AG}$  haben und einen Leerlaufweg  $s_L$ , der doppelt so groß ist wie der übersetzte Weg im Arbeitspunkt  $s_{LT}$ . Im Vergleich zum Greifen ohne Totzone ist beim Greifen mit Totzone der Einsatz eines weicheren Aktors energetisch günstiger. Die Kraft  $F_{AG}$  und der Weg  $s_{LT}$  stellen sich am Aktor ein, wenn die Greifkraft am Greifobjekt erreicht ist. Aus  $F_B$  und  $s_L$  lässt sich, wie bereits erläutert, die Energie des Aktors berechnen. Aus diesem Wert und den Energiedichten aus Tabelle 1 kann dann auf den Bauraum geschlossen werden, den der Aktor mindestens benötigt.

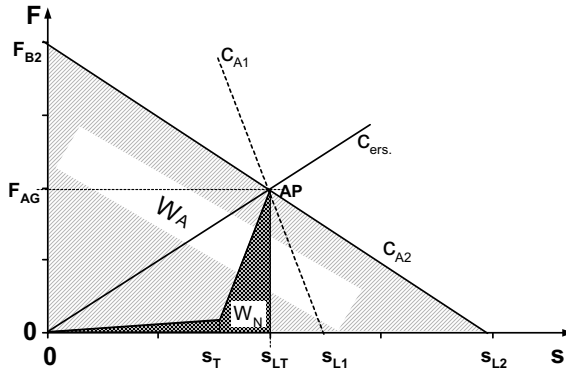


Abb. 17: Anpassung der Aktorstefigkeit an die Totzone

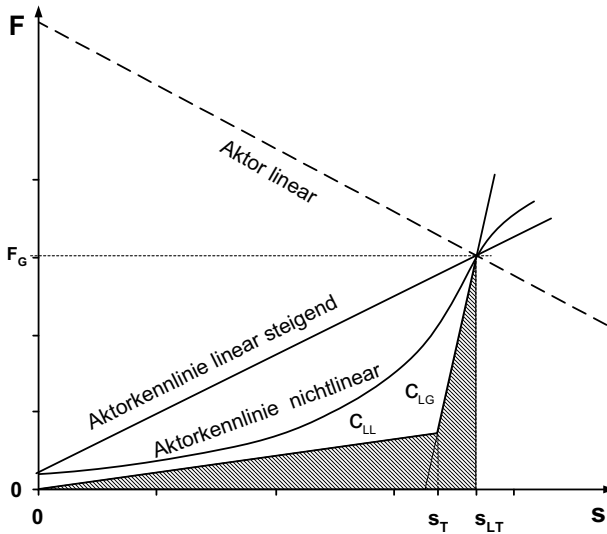
Anhand der Kennlinie  $c_{A2}$  bzw.  $c_{ers}$  kann eine weitere Wertung der Aktorprinzipien erfolgen. Das Übersetzungsverhältnis  $\ddot{u}$  des Übersetzungselementes sollte möglichst einen Wert nahe 1 haben, da dann die Energieverluste gering sind. Hat das Übersetzungsverhältnis einen Wert 1, kann der Aktor auch als Direktantrieb eingesetzt werden. Die Kräfte  $F$  und Wege  $s$  nach der Übersetzung ( $F_{\ddot{u}}$  und  $s_{\ddot{u}}$  in Gl. (1.3)) werden zu einer übersetzten Steifigkeit  $c_{\ddot{u}}$  bzw. Nachgiebigkeit  $N_{\ddot{u}}$  in Gl. (1.4) zusammengefasst. Aus

$$c = \frac{F}{s}, \quad N = \frac{s}{F} \quad \text{und} \quad F_{\ddot{u}} = \frac{F}{\ddot{u}}, \quad s_{\ddot{u}} = s \cdot \ddot{u} \quad (1.3)$$

ergibt sich mit der Definition der Steifigkeit bzw. Nachgiebigkeit im übersetzten Fall:

$$c_{\ddot{u}} = \frac{F_{\ddot{u}}}{s_{\ddot{u}}} = \frac{c}{\ddot{u}^2} \quad \text{bzw.} \quad N_{\ddot{u}} = \frac{c_{\ddot{u}}}{F_{\ddot{u}}} = \ddot{u}^2 \cdot N. \quad (1.4)$$

Aus dem Diagramm in Abb. 19 kann aus einigen Beispielen von Antrieben ausgewählt werden, welche industriellen Antriebe im Bereich der berechneten Steifigkeit liegen.



**Abb. 18: Kraft-Weg-Kennlinien einer Last und verschiedener Aktoren**

Die Kennlinien des Greifens mit und ohne Totzone aus Abb. 13 und Abb. 16 sind mit Antrieben mit fallender Kennlinie kombiniert. In Abb. 18 wird gezeigt, dass ein Antrieb mit ansteigender Kennlinie mehr Energie zum Aufbau der Greifkraft übertragen kann. Noch besser an die Last sind Aktoren mit nichtlinearer steigender Kennlinie angepasst. In Abb. 18 sind eine Lastkennlinie für das Greifen mit Totzone und verschiedene Aktorkennlinien dargestellt, die diese Bewegungsaufgabe lösen. Der Arbeitspunkt ist für alle identisch. Der Vergleich der Flächen unter den Kurven verdeutlicht die besonders gute Eignung eines Aktors mit progressiv steigender Kennlinie für diese Aufgabe. Eine solche Kennlinienform können Aktoren mit linear elastischen Eigenschaften nicht liefern. Es muss entweder eine Umformung der Kennlinie mit Getrieben variabler Übersetzung, wie Koppelgetrieben, erfolgen oder es müssen Aktorprinzipien mit nichtlinearen Kennlinien zum Einsatz kommen, wie z.B. Elektromagnete.

## 4.2 Energiedichte und Steifigkeit bekannter Aktoren

Im Abschnitt 4.1 und im folgenden Abschnitt 4.3 wurde bzw. wird der Einfluss der Steifigkeit auf die Energieübertragung im Bewegungssystem diskutiert.

Um einen Überblick über die Eigenschaften handelsüblicher Aktoren zu bekommen, werden Parameter wie Kräfte, Wege, Bauräume u. ä. für ausgewählte Aktoren zusammengestellt. Die Wandlerprinzipien der betrachteten Aktoren sollen auch in der Mikrosystemtechnik verwendet werden. Die Wandler selbst sollen möglichst aus dem Grenzbereich zur Mikrotechnik stammen und nur wenige Joule Energie je Stellbewegung benötigen.

Um eine Vergleichbarkeit der Antriebe untereinander zu erreichen, wird ein linearer Kraft-Weg-Zusammenhang angenommen und als Parameter werden Leerlaufweg und Blockierkraft genutzt. Diese beispielhafte Auswahl erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Auf spezielle Konstruktionen wie *Inch-worm*- oder Wanderwellenprinzipien wird verzichtet. Zusätzlich sind im Anhang zu technischen Daten zusätzlich Vor- und Nachteile der Aktoren aufgeführt.

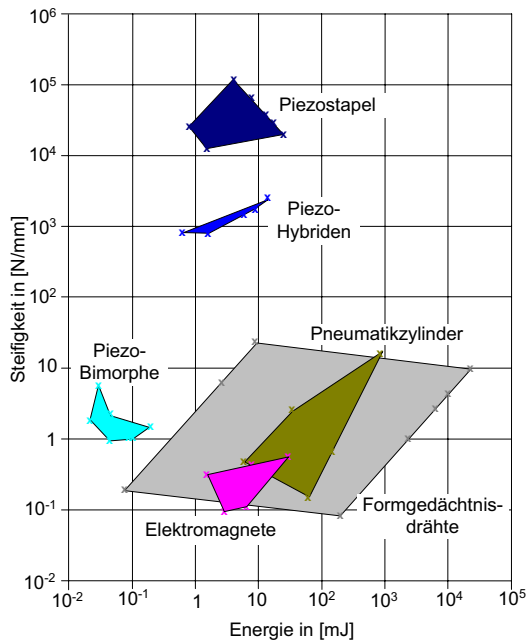


Abb. 19: Energien und Steifigkeiten einzelner Antriebe

Es sind piezoelektrische, magnetische, pneumatische und auf dem Formgedächtniseffekt beruhende Elemente aufgelistet. Die Piezoantriebe sind in drei Kategorien unterteilt: Piezostapel, Piezo-Bimorphe und Piezoelemente mit Wegvergrößerungsmechanik, die als Piezo-Hybriden bezeichnet werden.

In Abb. 19 sind die mechanische Energie und die Steifigkeit der einzelnen Antriebe grafisch dargestellt. Es wird deutlich, dass einzelne Antriebsprinzipien bestimmte Areale besetzen. Dies kann zur Auswahl der Aktorprinzipien herangezogen werden. Bei den Piezo-Hybriden werden Piezostapel mit einem externen Übersetzungsgetriebe ausgestattet. Deshalb liegen sie im selben Bereich der Energie wie Piezostapel, haben aber eine kleinere Steifigkeit.

### **4.3 Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Aktoren**

Ausgangspunkt dieser Untersuchungen ist die Aufgabenstellung, eine Masse definiert zu beschleunigen. Dabei soll geklärt werden, welcher zeitliche Verlauf der Kraft bzw. welche Kraft-Weg-Kennlinien dafür besonders geeignet sind. Beschleunigungen eines Körpers treten z.B. bei der Lokomotion in bestimmten Phasen des Laufens auf, wie nach dem Aufsetzen das Abbremsen der Körpermasse und vor dem Absetzen das erneute Beschleunigen. Auch in bewegten technischen Systemen finden Abbrems- und Beschleunigungsprozesse statt.

Nicht nur der Bewegungsablauf auf geführten Bahnen, sondern auch Wurfprozesse können für die technische Automatisierung Bedeutung erlangen. Das in Abschnitt 1.1 genannte Beispiel aus der Bauindustrie zeigt, dass der Aufbau von Wurfstrecken in Fertigungssystemen technisch und ökonomisch relevant sein kann.

Sowohl für Transportsysteme als auch für Lokomotionssysteme ist wichtig zu wissen, welcher zeitliche Verlauf der Beschleunigungskraft und welcher Bewegungsablauf die energetisch günstigste Variante ist. Sinkender Energieverbrauch wirkt sich speziell bei Lokomotionssystemen auf die Reichweite energetisch teilautonom bzw. autonomer Systeme aus. Neben dem Wirkungsgrad der Energieumwandlung in mechanische Energie tritt erneut das Problem des optimalen Energietransfers auf. Mechanische Energie muss verlustarm von einem Teilsystem in ein anderes übertragen werden. Für die Energieübertragung in rotierenden Systemen und für zyklische Prozesse existieren bereits Lösungsansätze, wie sie z.B. in Abs. 5.2 genannt werden. Die Grundidee von Schönfeld [96] besteht darin, Schwingungen im System zu vermeiden, da die Energie



dieser Schwingungen nicht mehr in die beabsichtigte Bewegung des Systems zurückgeführt werden kann. Diese Energie wird in Wärme dissipiert.

Ein weiterer Ansatzpunkt ist bei Lenk [54] zu finden, bei dem die entsprechende Strategie auf einer mechanischen Impedanzanpassung basiert. Diese erfolgt analog der Impedanzanpassung bei Wechselstromkreisen und ist für eine sinusförmige Anregung des Systems ausgelegt.

Für einmalige und nicht-zyklische Beschleunigungsaktionen existieren solche expliziten Berechnungsmodelle nicht. Man kann aber auf Werkzeuge der Elektrotechnik zurückgreifen, beispielsweise auf die spektrale Zerlegung des Anregungssignals. Werden im Anregungssignal die nicht erwünschten Eigenfrequenzen des Systems vermieden, können sich energiedissipierende Schwingungen nicht so stark aufbauen. Mit modernen Methoden der Simulation besteht dann die Möglichkeit verschiedene Anregungsfunktionen hinsichtlich ihrer Wirkung zu evaluieren und eine geeignete auszuwählen.

Mit dem genannten Verfahren können aber nur einzelne Fälle verglichen, bewertet und allgemeine Forderungen formuliert werden. Bestimmte Eigenschaften des Anregungssignals zu parametrisieren ermöglicht eine Optimierung dieser Parameter. Die Struktur der Funktion ist festgelegt. Die besten Werte der Funktion werden bestimmt, jedoch nicht die bestmögliche Form der Kraft-Weg-Kennlinie bzw. die optimale Anregungsfunktion des Systems. Dafür müssen speziellere Werkzeuge der Mathematik angewandt werden, wie z.B. die Variationsrechnung.

Mit ihr können nicht nur optimale Parameter ermittelt werden, sondern optimale Verläufe, man spricht von optimalen Trajektorien bzw. Extremalen. So wird eine für die Beschleunigung einer Masse optimale Funktion einer Kraft über die Zeit und die daraus abgeleitete Kraft-Weg-Kennlinie ermittelt. Diese Kraft-Weg-Kennlinie sollte bei Beschleunigungsprozessen angestrebt werden und kann sowohl als Federkennlinie als auch als Antriebskennlinie eines Aktors realisiert werden.

### 4.3.1 Einführung in die verwendete Optimalsteuerungstheorie

Optimalsteuerungstheorie und Variationsrechnung wurden als mathematische Verfahren unter anderem auf Grund von Problemstellungen mechanischer Natur entwickelt. Bisher fanden diese Verfahren jedoch nur vereinzelt Eingang in die Praxis des Maschinenbaus, der Mechanik und der Mechatronik. Gründe dafür können in der mangelnden Verfügbarkeit genauer Prozessmodelle, in der mitunter auftretenden Unlösbarkeit der entwickelten Differentialgleichungssysteme oder im mathematisch

sehr abstrakten Charakter der Beschreibung des Verfahrens liegen, die dem Praktiker das intuitive Verständnis erschwert.

Zur besseren Transparenz werden im Folgenden die Grundgedanken des Verfahrens kurz erläutert und einige Aspekte der Optimalsteuerungstheorie gezeigt. Dem Ingenieur soll das Nachvollziehen dieser Optimierung ermöglicht werden. Die ausführlichen mathematischen Herleitungen und Beweise können bei Papageorgiou in [77] oder bei Meyberg in [58] studiert werden.

Die dynamische Optimierung, basierend auf der Variationsrechnung, wurde Ende des 17. Jahrhunderts von den Gebrütern Jean und Jacques Bernoulli, Leonhard Euler und von Joseph-Louis Lagrange entwickelt. Bei diesem mathematischen Verfahren wird von einem Gütekriterium  $J$  und Nebenbedingungen, oft mit „h“ bezeichneten Gleichungsnebenbedingungen ausgegangen, die im erweiterten Gütefunktional, dem Lagrange-Funktional, zusammengefasst werden [77]. Anschließend werden die Extremstellen dieses Gütefunktionals gesucht. In Anlehnung an die Extremstellensuche müssen dabei notwendige Bedingungen - eine verschwindende erste Variation - und hinreichende Bedingungen - eine positiv definite Hesse-Matrix - erfüllt sein.

Für die Bearbeitung von Problemstellungen der dynamischen Optimierung genügt es nicht mehr, die Variablen im Euklidischen Raum anzunehmen, sondern es muss eine Erweiterung auf den allgemeineren Hilbert-Raum erfolgen. Damit wird aus der Gütefunktion der Parameteroptimierung ein Gütefunktional. Die Betrachtung des Problems beschränkt sich auf die Zeitspanne zwischen der Anfangszeit  $t_0$  und der Endzeit  $t_e$ . Die Prozesszustände werden im Zeithorizont der Optimierung in die Lagrange-Form des Gütefunktionals

$$J[x(t)] = \int_{t_0}^{t_e} \phi[x(t), \dot{x}(t), t] dt \quad (1.5)$$

einbezogen. Die Endwerte der Zustände und die Endzeit werden im Meyer-Funktional

$$J[x(t)] = \mathcal{A}[x(t_e), t_e] \quad (1.6)$$

bewertet. Sollen Zustandswerte und Endwerte in das Kriterium eingehen, wird die Kombination beider Funktionale zum Bolza-Funktional

$$J[x(t)] = \mathcal{A}[x(t_e), t_e] + \int_{t_0}^{t_e} \phi[x(t), \dot{x}(t), t] dt \quad (1.7)$$

gewählt.

Die Transformation in den Hilbert-Raum ermöglicht einen qualitativen Sprung gegenüber der Parameteroptimierung, da nicht mehr ein optimaler Punkt ermittelt wird,

sondern ein optimaler Funktionsverlauf. Man spricht in diesem Fall von einer Extremalen bzw. von einer Trajektorie, wenn die unabhängige Größe die Zeit ist. Für die Lösung eines parametrischen Optimierungsproblems muss ein Gleichungssystem gelöst werden, für die Berechnung einer optimalen Steuerung ist das Lösen eines Differentialgleichungssystems erforderlich.

Analog zur Parameteroptimierung wird zur Bestimmung der Extremalen das Gütefunktional in einer Taylor-Reihe entwickelt. Notwendige Optimalitätsbedingungen werden mit Hilfe der ersten Variation, und hinreichende Optimalitätsbedingungen mit der zweiten Variation formuliert. Diese Bedingungen haben die Form eines Differentialgleichungssystems. Mit den Anfangs- und Randbedingungen wird die allgemeine Lösung des Differentialgleichungssystems durch Bestimmen der Integrationskonstanten zur speziellen Lösung konkretisiert.

Für die Probleme der optimalen Steuerung dynamischer Systeme wird, in Anlehnung an die Gleichungsnebenbedingung des Lagrange-Funktional, ein Satz von Prozessdifferentialgleichungen eingefügt. Das Prozessmodell soll in Form der Zustands-Differentialgleichungen der Dimension  $n$

$$\dot{q}(t) = \begin{bmatrix} \dot{q}_1 = f[q(t), u(t), t] \\ \vdots \\ \dot{q}_n = f[q(t), u(t), t] \end{bmatrix} \quad (1.8)$$

vorliegen. Mit  $q$  werden die Zustände des Systems bezeichnet und  $u$  ist der Vektor der Steuervariablen. Ähnlich der Lagrange-Funktion wird die rechte Seite des Prozessdifferentialgleichungssystems als Gleichungsnebenbedingung, multipliziert mit den Kozuständen  $p(t)$ , in das Lagrange-Funktional der dynamischen Optimierung übernommen. Die Kozustände sind das Analogon zu den Lagrange-Multiplikatoren. Die Gleichungsnebenbedingungen müssen für die optimale Steuerung immer erfüllt sein und schränken die Lösungsvielfalt ein.

Um den Lösungsprozess zu vereinfachen wird die Hamiltonfunktion als Hilfsfunktion eingeführt. Die Hamiltonfunktion ist definiert als:

$$H[x(t), u(t), p(t), t] = \phi[x(t), u(t), t] + p(t)^T f[x(t), u(t), t]. \quad (1.9)$$

Sie kann nach formalen Kriterien aufgestellt werden und ihre Ableitungen liefern die Elemente eines Differentialgleichungssystems für Zustände und Kozustände, die mit

dem Ausdruck für die Steuerung miteinander verknüpft sind. Auch hier kann formal vorgegangen werden. Für die Ableitungen der Zustände und der Kozustände sowie für die Steuerung gilt:

$$H_p = \frac{\partial H}{\partial p} = \dot{q} \quad \text{und} \quad (1.10)$$

$$H_q = \frac{\partial H}{\partial q} = -\dot{p} \quad (1.11)$$

$$H_u = \frac{\partial H}{\partial u} = 0. \quad (1.12)$$

Die Gln. (1.10) und (1.11) ergeben gemeinsam ein System von  $2n$  Differentialgleichungen. Aus der Gl. (1.12) wird die Steuerung bzw. das Steuergesetz ermittelt, eine Formulierung der optimalen Steuerung als Funktion der bislang noch unbekannt Zustände und Kozustände. Diese Gleichung wird auch als Koppelgleichung bezeichnet, da in ihr Zustands- und Kozustandsvariablen auftreten.

Durch Einsetzen der Koppelgleichung in das neue Differentialgleichungssystem wird die Steuerung als explizite Variable eliminiert und gleichzeitig die Verbindung zwischen den Differentialgleichungen der Zustände und der Kozustände hergestellt. Für den einfachen Fall, dass die Anfangs- und Endzustände feste Werte haben, die Startzeit  $t_0$  und die Endzeit  $t_e$  ebenfalls fest und vorgegeben sind, kann das Differentialgleichungssystem mit den gegebenen Anfangsbedingungen

$$q(0) = q_0 \quad (1.13)$$

gelöst werden. Mit den Randbedingungen zur Endzeit

$$q(t_e) = q_{t_e} \quad (1.14)$$

werden die Integrationskonstanten bestimmt. Die Zahl der Anfangs- und Randbedingungen ist gleich der Anzahl der zu lösenden Differentialgleichungen erster Ordnung, so dass das System vollständig bestimmt ist.

Mit den ermittelten Zustands- und Kozustandsfunktionen wird in der Koppelgleichung die optimale Steuertrajektorie berechnet. Dieses Extremal kann entweder Maximum oder Minimum des Gütekriteriums sein. Die Art des Extremums wird durch die

zweifache partielle Ableitung der Hamiltonfunktion nach der Steuerung und Einsetzen der Optimalsteuerung ermittelt. Ist die Hesse-Matrix positiv definit, hat das Gütekriterium bei der berechneten Steuerung ein Minimum, d.h.:

$$H_{uu} \Big|_u^* \geq 0 \quad \Rightarrow \quad \text{Minimum.} \quad (1.15)$$

Das Differentialgleichungssystem mit Anfangs- und Randbedingungen beschreibt vollständig den Verlauf der Zustände des Systems, ist jedoch selten geschlossen lösbar. Deshalb werden häufig numerische Verfahren zur Lösung des Differentialgleichungssystems herangezogen. Eine analytische Formulierung der Lösung mit expliziten Integrationskonstanten liegt damit allerdings nicht vor. In analytischen Lösungen können die Konstanten mit den gegebenen Randbedingungen berechnet werden. Numerische Lösungen erfordern ein anderes Vorgehen. Ein Weg zur Lösung des durch Gln. (1.10) bis (1.12) formulierten Zweipunkt-Randwert-Problems besteht in der Kombination von Vorwärts- und Rückwärtsintegration. Bei der Vorwärtsintegration sind die Werte der Zustände für  $t_0$  bzw.  $t_e$  gegebenen. Das Erreichen der Endzustände muss durch die Wahl der Startwerte der Kozustände  $p(0)$  realisiert werden, für die keine Anfangsbedingungen vorliegen. Für eine automatische Bestimmung der Lösung kann das soeben kurz skizzierte Schießverfahren in Form einer maschinellen Suche eingesetzt werden. Anderenfalls können durch den Ingenieur Startwerte für die Simulation vorgegeben und iterativ bei jeder Simulation variiert werden bis die Randbedingungen bei  $t_e$  genügend genau erfüllt sind. Der Bediener führt dabei die Funktion des Suchalgorithmus per Hand aus. Dieser Weg ist aber heute kaum mehr nötig.

Bei den Problemen zur optimalen Steuerung dynamischer Systeme können wie bei der Parameteroptimierung zusätzlich weitere Beschränkungen für die Zustände und Steuervariablen sowie für Anfangs- und Endzustände berücksichtigt werden. Ungleichungsbeschränkungen für die Steuerung wie Steuerungsbegrenzungen sind ebenfalls möglich. Diese zusätzlichen Bedingungen werden z.B. in eine erweiterte Hamiltonfunktion integriert. Dieser Fall soll jedoch an dieser Stelle nicht weiter diskutiert werden, da das den Rahmen der Erläuterungen sprengen würde. Näheres dazu wird u. a. von Papageorgiou [77], Bronstein [10] und Mayberg [58] beschrieben.

Da sich das Gütekriterium in der Struktur des Differentialgleichungssystems widerspiegelt, ist es besonders sorgfältig zu wählen. Durch die Gestaltung dieses Kriteriums kann sowohl eine Vereinfachung als auch eine kompliziertere Form des zu lösenden Differentialgleichungssystems entstehen. Es sollte ein Kriterium gewählt werden, das eine möglichst einfache Struktur der notwendigen Bedingungen aus den

Gln. (1.10) bis (1.12) zur Folge hat. Verschiedene Gütekriterien, die an der gleichen Stelle ihr Minimum haben, sind untereinander austauschbar. Gütekriterien, die eine unstetige Funktion, wie den Betrag eines Wertes enthalten, können z.B. durch das Quadrat des Wertes ersetzt werden. Die Minima für beide Funktionen sind identisch, die Kriterien also gleichwertig. Es sollten möglichst nur stetige und stetig differenzierbare Kriterien verwendet werden.

### 4.3.2 Gütekriterium für die Beschleunigung einer Masse

Zur Bestimmung des optimalen Kraftverlaufes für die Beschleunigung einer Masse wird das Problem wie folgt eingegrenzt: die Masse soll von der Geschwindigkeit Null bis auf eine vorgegebene Endgeschwindigkeit  $v_e$  beschleunigt werden. Diese Beschleunigung soll in einer vorgegebenen Zeit zwischen  $t_0$  und  $t_e$  erfolgen. Die optimale Steuerung ist diejenige, die möglichst wenig Energie benötigt. Das zusätzliche Bewerten weiterer Faktoren ist möglich. Das zu minimierende Kriterium  $J$  des Antriebes ist

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_e} F \, ds. \quad (1.16)$$

An dieser Stelle sollen Schwingungsprozesse nicht betrachtet und kompliziertere Modelle vermieden werden. Oszillierende Lösungen sollen deshalb von vornherein ausgeschlossen werden. Das wird durch die Gleichrichtung der verwendeten Variablen bzw. Verwendung des Betrages erreicht und führt zum Kriterium

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_e} |F| \, ds. \quad (1.17)$$

Statt der unstetigen Betragsfunktion wird aber das Quadrat des Wertes verwendet,  $|F|$  wird durch  $F^2$  ersetzt und ergibt

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_e} F^2 \, ds. \quad (1.18)$$

Für das Einsetzen in die Hamiltonfunktion muss das Gütekriterium als Integral über die Zeit formuliert sein. Um diese Form zu erhalten ergeben sich mehrere Varianten von denen zwei ausgewählt werden sollen. Als ein Kriterium wird die Energie als Produkt

von Kraft und Weg sukzessive über die Prozesszeit aufsummiert, welches der Integration der Energie über die Zeit entspricht und das Kriterium

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_e} |F \cdot s| dt \quad \text{bzw.} \quad J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_e} F^2 \cdot s^2 dt \quad (1.19)$$

ergibt.

In einem zweiten Kriterium soll die Gl. (1.18) so umgeformt werden, dass ein Integral über die Prozesszeit entsteht. Nach Multiplikation mit Eins, erweitert mit dt, wird dieses Integral auf dem Weg

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_e} F^2 \cdot 1 ds = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_e} F^2 \cdot \frac{ds}{dt} dt = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_e} F^2 \cdot v dt \quad (1.20)$$

überführt in den Ausdruck

$$J = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_e} F^2 \cdot v dt . \quad (1.21)$$

Mit Gl. (1.19) und Gl. (1.21) stehen zwei Gütekriterien zur Verfügung, die für das Berechnen einer optimalen Trajektorie verwendet werden können.

### 4.3.3 Das verwendete System und die Systemgleichungen

Um eine klare Aussage über die optimale Steuertrajektorie zur Beschleunigung einer Masse zu bekommen, wird ein möglichst einfaches System verwendet. Es wird eine geschlossene analytische Lösbarkeit der Optimierungsaufgabe angestrebt, deshalb wird als System lediglich eine durch die Antriebskraft beschleunigte Masse betrachtet.

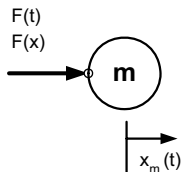


Abb. 20: Das mechanische System für die Optimierung

Die aus Abb. 20 ersichtliche Anordnung führt zu der bekannten Differentialgleichung

$$F = m \cdot \ddot{x}_m . \quad (1.22)$$

Für das Einsetzen in die Hamiltonfunktion muss Gl. (1.22) in ein Zustandsdifferentialgleichungssystem erster Ordnung überführt werden. Dabei werden die konkreten Prozessvariablen an die allgemeinere Schreibweise der Optimierung angeglichen. Die Kraft  $F$  wird als Steuergröße  $u$  bezeichnet, der Weg der Masse ist der Zustand  $q_1$  und die Geschwindigkeit der Masse ist der Zustand  $q_2$

$$F \rightarrow u(t) \quad x_m \rightarrow q_1(t) \quad \dot{x}_m \rightarrow q_2(t) . \quad (1.23)$$

Mit diesen Festlegungen wird aus der Gl. (1.22) das Zustandsdifferentialgleichungssystem erster Ordnung

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_1(t) = q_2(t) \\ \dot{q}_2(t) = \frac{u(t)}{m} \end{bmatrix} . \quad (1.24)$$

Dieses kann direkt in die Hamiltonfunktion eingesetzt werden.

#### 4.3.4 Lösung mit dem Integral der Energie als Gütekriterium

Es wird eine optimale Trajektorie des in Abschnitt 4.3.3 beschriebenen Systems für das Integral der Energie als Kriterium Gl. (1.19) ermittelt und diskutiert.

Mit der Änderung der Schreibweise aus den Gln. (1.23) lautet dieses Gütekriterium:

$$J(q, u, t) = \frac{1}{2} \int_{t_0}^{t_e} u(t)^2 \cdot q_1(t)^2 dt . \quad (1.25)$$

Aus dem Gütekriterium Gl. (1.25) und den Systemdifferentialgleichungen (1.22) wird die Hamiltonfunktion

$$H(q, u, p, t) = \frac{1}{2} u(t)^2 \cdot q_1(t)^2 + p_1(t) \cdot q_2(t) + \frac{p_2(t) \cdot u(t)}{m} \quad (1.26)$$



formuliert. Aus der Ableitung der Hamiltonfunktion nach der Steuerung laut Gl. (1.12) ergibt sich die Gleichung für die Steuerung, die später als Koppelgleichung in das Differentialgleichungssystem der Zustände und Kozustände eingefügt wird. Aus

$$H_u = u(t)q_1(t)^2 + \frac{p_2(t)}{m} = 0 \quad (1.27)$$

wird die optimale Steuerung

$$u(t) = -\frac{p_2(t)}{q_1(t)^2 \cdot m} \quad (1.28)$$

bestimmt.

Zur besseren Übersichtlichkeit soll im Folgenden auf die Darstellung der funktionellen Abhängigkeiten in den jeweiligen Größen verzichtet werden, so dass für „u(t)“ nur noch „u“ geschrieben wird.

Aus der Hamiltonfunktion Gl. (1.26) werden nach den Vorschriften der Gln. (1.10) und (1.11) die Zustands- und Kozustandsdifferentialgleichungen gebildet. Die Zustandsdifferentialgleichungen lauten

$$\dot{q}_1 = \frac{\partial q_1}{\partial t} = q_2 \quad \text{und} \quad \dot{q}_2 = \frac{\partial q_2}{\partial t} = \frac{u}{m}. \quad (1.29)$$

Die Kozustandsdifferentialgleichungen sind

$$\dot{p}_1 = \frac{\partial p_1}{\partial t} = -u^2 q_1 \quad \text{und} \quad \dot{p}_2 = \frac{\partial p_2}{\partial t} = -p_1. \quad (1.30)$$

Mit der Koppelgleichung Gl. (1.28) kann die Steuerung eliminiert werden und aus den Differentialgleichungen Gl. (1.29) und Gl. (1.30) wird das Differentialgleichungssystem

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_1 = q_2 \\ \dot{q}_2 = \frac{-p_2}{q_1^2 \cdot m^2} \\ \dot{p}_1 = \frac{-p_2^2}{q_1^3 \cdot m^2} \\ \dot{p}_2 = -p_1 \end{bmatrix} \quad (1.31)$$

für die Zustände und Kozustände aufgestellt. In diesem Fall ist das Differentialgleichungssystem nicht geschlossen lösbar, so dass ein numerisches Verfahren zum Einsatz kommt. Es wurde das Runge-Kutta -Verfahren benutzt [10]. Um den trivialen Fall zu vermeiden und Konvergenz zu erreichen, musste der Startwert vom Zustand  $q_1$  etwas abweichend von der ursprünglich geforderten Anfangsbedingung gewählt werden. Die Abweichung wurde sehr klein gehalten und ist ingenieurtechnisch vertretbar. Die Anfangswerte für die Zustände und Kozustände wurden, wie im Abschnitt 4.3.1 erläutert, iterativ ermittelt. Das Schießverfahren wurde von Hand ausgeführt und die experimentell ermittelten Anfangsbedingungen für das gestellte Problem lauten:

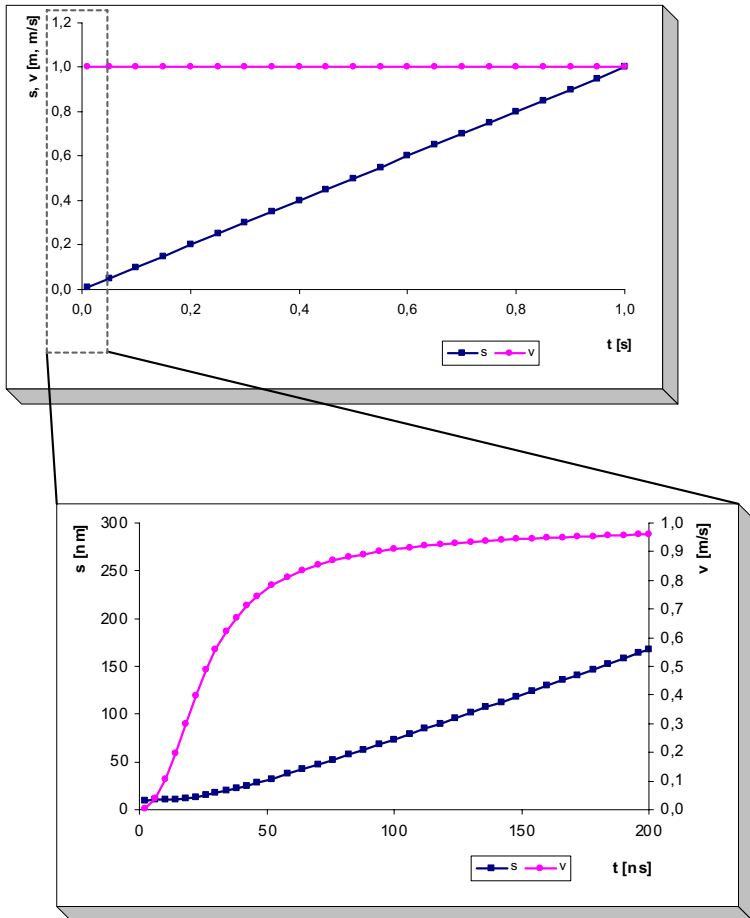
$$q_1(0) = 1 \cdot 10^{-8} \quad q_2(0) = 0 \quad p_1(0) = 0.445 \quad p_2(0) = 1 \cdot 10^{-10}. \quad (1.32)$$

Das Ergebnis der Simulation mit diesen Startwerten ist in Abb. 21 dargestellt. Ob es sich bei der Lösung um eine Minimalstelle handelt lässt sich überprüfen, indem die Optimalitätsbedingung zweiten Grades aus Gl. (1.15) für ein Minimum untersucht wird. Für diese Lösung müsste dann  $H_{uu}$  immer positiv definit sein.

In diesem Falle ist

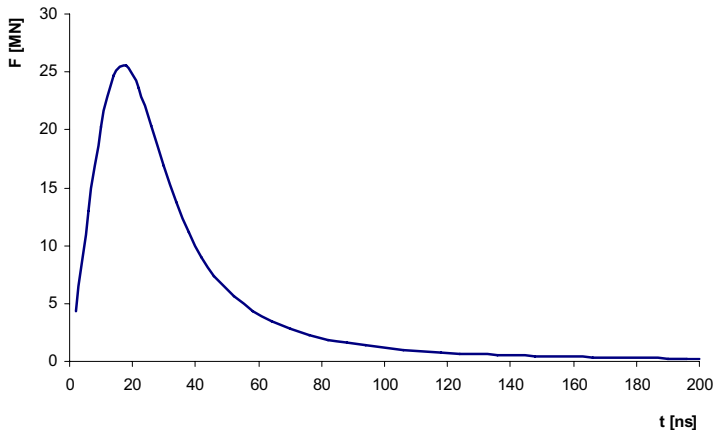
$$H_{uu} = \frac{\partial^2 H}{\partial u^2} = q_1^2. \quad (1.33)$$

Dieser Ausdruck ist niemals negativ; es handelt sich folglich um eine Minimalstelle. Die nähere Betrachtung der auf diesem Weg erzeugten Steuerung zeigt allerdings, dass sie technisch nur für wenige Spezialfälle relevant ist, da hier das Problem des Überschießens der Steuerung auftritt. In den ersten Bruchteilen von Sekunden ergeben sich sehr hohe Werte der Steuerung und nach dieser Phase bewegt sich das System im Rest der Zeit nur noch antriebslos (Abb. 22, Abb. 21).



**Abb. 21: Steuerung und Geschwindigkeit über die Gesamtzeit und in den ersten 200 ns**

Die Form der Kurven lässt sich aus den Forderungen des Gütekriteriums als Produkt aus Energie und Zeit ableiten. Jene Steuerung wird als die beste bewertet, die möglichst wenig Energie oder Energie über eine möglichst kurze Zeitspanne einsetzt. Praktisch sind das z.B. Absprungprozesse oder Beschleunigungen von Projektilen. Ohne dass die Endzeit explizit im Gütekriterium auftaucht, fließt trotzdem eine Bewertung der Zeit in der die Steuerung aktiv ist ein.



**Abb. 22: Trajektorien der Steuerung in den ersten 200 ns**

Um das System im technisch realisierbaren Bereich zu halten, ist eine Ungleichungsnebenbedingung in Form einer Steuerungsbeschränkung einzuführen, d.h. die Werte der Steuerung dürfen einen vorgegebenen Wert nicht überschreiten. Diese Beschränkung ändert jedoch nicht den prinzipiellen Verlauf der Steuerung. Die nötige Energie wird über einen längeren Zeitraum verteilt, so dass die Steuerung nach Erreichen des Grenzwertes diesen hält und nach Verlassen des Platous der weitere qualitative Verlauf dem unbeschränkten Fall entspricht. Ein einfacherer Weg als die Erweiterung des Systems um zusätzliche Steuerungsbeschränkungen ist die Modifikation des Gütekriteriums.

### 4.3.5 Lösung mit dem Integral der Leistung als Gütekriterium

Um technisch relevante Lösungen zu finden, wird das zweite im Abschnitt 4.2.2. genannte Kriterium aus Gl. (1.21) herangezogen. Mit diesem Kriterium ergibt sich unter Einbeziehung der Systemdifferentialgleichungen die Hamiltonfunktion

$$H = \frac{1}{2} u^2 \cdot q_2 + p_1 \cdot q_2 + \frac{p_2 \cdot u}{m}. \quad (1.34)$$

Das Steuergesetz bzw. die Koppelgleichung ergibt sich aus der Ableitung der Hamiltonfunktion nach der Steuerung

$$H_u = u \cdot q_2 + \frac{p_2}{m} = 0. \quad (1.35)$$

Nach  $u$  aufgelöst lautet Gl. (1.35)

$$u = -\frac{p_2}{q_2 \cdot m}. \quad (1.36)$$

Das sich ergebende Differentialgleichungssystem setzt sich aus den Zustandsdifferentialgleichungen

$$\dot{q}_1 = \frac{\partial q_1}{\partial t} = q_2 \quad \text{und} \quad \dot{q}_2 = \frac{\partial q_2}{\partial t} = \frac{u}{m} \quad (1.37)$$

und den Kozustandsdifferentialgleichungen

$$\dot{p}_1 = \frac{\partial p_1}{\partial t} = 0 \quad \text{und} \quad \dot{p}_2 = \frac{\partial p_2}{\partial t} = -\frac{1}{2}u^2 \quad (1.38)$$

zusammen.

Aufgrund der speziellen Form dieses Differentialgleichungssystems und der Randbedingungen lässt sich der Rang des Systems verringern. Der Anstieg von  $p_1$  ist laut Gl. (1.38) Null,  $p_1$  also konstant. Da  $p_1$  nicht in das Gütekriterium eingeht, ist  $p_1$  an der Stelle  $t_0$  ebenfalls Null und damit im gesamten Intervall identisch Null. Diese Information kann in das Differentialgleichungssystem eingearbeitet werden, das sich dadurch vereinfacht und explizit lösbar wird. Es lautet

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_1 = q_2 \\ \dot{q}_2 = \frac{-p_2}{q_2 \cdot m^2} \\ \dot{p}_2 = -\frac{1}{2} \cdot \frac{p_2^2}{q_2^2 \cdot m^2} \end{bmatrix}. \quad (1.39)$$

Aus den Anfangs- und Randbedingungen können die Koeffizienten bestimmt werden, so dass die Zustände, Kozustände und die Steuerung konkret und analytisch berechnet werden können. Der Verlauf der Steuerung und der Zustände ist in Abb. 23 dargestellt.

Die notwendige Bedingung für ein Minimum ist wieder die Gl. (1.15), die mit der Hamiltonfunktion Gl. (1.34) und dem Gleichungssystem aus Gl. (1.39)

$$H_{uu} = q_2 \geq 0 \quad (1.40)$$

lautet.

Für  $q_2 \geq 0$  ist diese Ungleichung immer erfüllt. Nur die Lösungen, die eine positive Geschwindigkeit  $q_2$  liefern, sind auch Minimallösungen.

Die ermittelte Steuerung ist jedoch nur dann eine gültige Lösung des Systems, wenn sie und alle Steuerungen, Zustände und Kozustände im betrachteten Intervall stetig sind. Leider besitzt die Steuerung eine Unstetigkeitsstelle am Zeitpunkt  $t = 0$ . Es handelt sich um eine Polstelle, die sich aus der Struktur des Steuergesetzes und aus der Anfangsbedingung für die Geschwindigkeit  $v(0) = 0$  ergibt. Eine Möglichkeit diese Unstetigkeitsstelle zu umgehen besteht darin, eine Anfangsgeschwindigkeit zuzulassen. Die Geschwindigkeit zum Zeitpunkt  $t = 0$  ist nicht Null sondern hat einen sehr kleinen positiven Wert. Derselbe Wert wird zur Endgeschwindigkeit addiert. Dies bedeutet zwar eine Abweichung von der ursprünglichen Forderung, ist für sehr kleine Anfangsgeschwindigkeiten allerdings ingenieurtechnisch vertretbar. Durch diese kleine Verschiebung des Geschwindigkeitsintervalls und den Ausschluss des Punktes  $v(0) = 0$  ergibt sich eine gültige Lösung des Optimalsteuerungsproblems. Die Anfangs- und Randwertbedingungen wurden modifiziert zu

$$q_1(0) = 0 \quad q_2(0) = 0.01 \quad q_2(te) = 1.01. \quad (1.41)$$

Das Ergebnis der Simulation mit diesen Startwerten ist in Abb. 23 grafisch dargestellt.

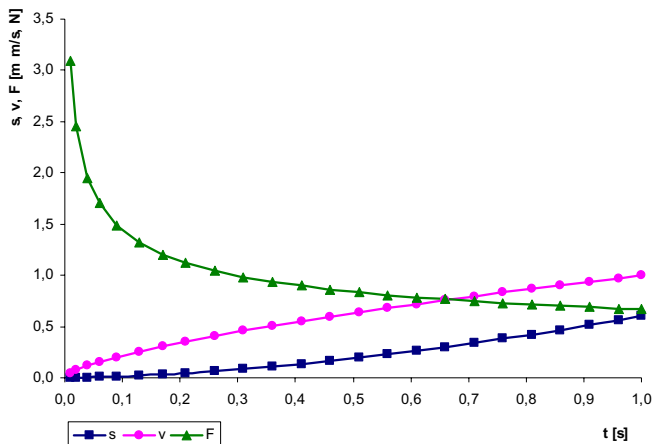


Abb. 23: Zustände und Steuerungen der Lösung für das Kriterium aus Gl. (1.21)

Die Zustände und Kozustände lauten in analytischer Form

$$\begin{bmatrix} q_1 = \frac{3}{5} \sqrt[3]{\frac{t^5}{te^2}} \\ q_2 = \sqrt[3]{\frac{t^2}{te^2}} \\ p_1 = 0 \\ p_2 = -\frac{2 \cdot m^2}{3} \sqrt[3]{\frac{t}{te^4}} \end{bmatrix}. \quad (1.42)$$

Aus der analytischen Lösung der Differentialgleichung Gl. (1.42) und der Koppelgleichung Gl. (1.36), kann die optimale Steuertrajektorie  $u^*$  als

$$u^* = \frac{2 \cdot \sqrt[3]{\frac{t^2}{te^2}} \cdot m}{3 \cdot t} = \frac{2}{3} \cdot \frac{m}{\sqrt[3]{t \cdot te^2}} \quad (1.43)$$

bestimmt werden. Aus der Formulierung der Zustände Gl. (1.42) kann die inverse Funktion für die Zeit als Funktion des Weges  $q_1$  oder der Geschwindigkeit  $q_2$  als

$$t = f(q_1) = f(s) = \sqrt[5]{\frac{125}{27} \cdot te^2 \cdot s^3} \quad (1.44)$$

$$t = f(q_2) = f(v) = \sqrt{v^3 \cdot te} \quad (1.45)$$

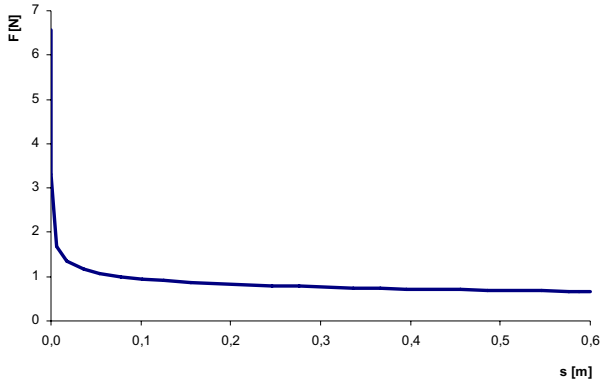
dargestellt werden. Das Einsetzen dieser Ausdrücke als Zeit in der optimalen Steuertrajektorie Gl. (1.43), ergibt bei Verwendung von Gl. (1.44) die Kraft-Weg-Kennlinie des Antriebes, welche analytisch

$$F = f(s) = f(q_1) = m \cdot \sqrt[5]{\frac{32}{405 \cdot s \cdot te^4}} \quad (1.46)$$

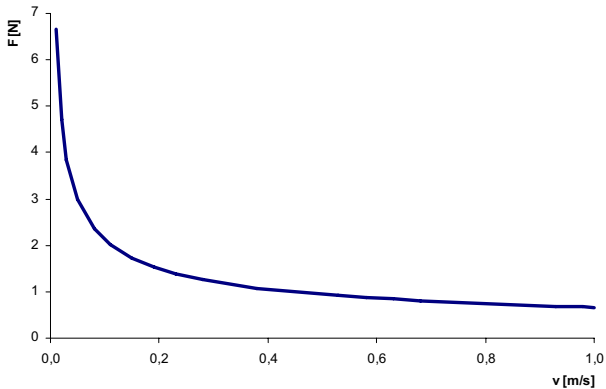
lautet und deren Verlauf in Abb. 24 dargestellt ist. Wird Gl. (1.45) verwendet, ergibt sich die Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie, die mit

$$F = f(v) = f(q_2) = \frac{2}{3} \cdot \frac{m}{te \cdot \sqrt{v}} \quad (1.47)$$

beschrieben wird. Diese Darstellungsweise ist in technischen Anwendungen wenig gebräuchlich, spielt aber in der Biomechanik bei der Beschreibung von Muskeln eine zentrale Rolle. Der Graph der Gl. (1.47) ist in Abb. 25 veranschaulicht.



**Abb. 24: Optimale Kraft-Weg-Kennlinie eines Beschleunigungsprozesses**



**Abb. 25: Optimale Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie eines Beschleunigungsprozesses**

Die Kraft-Weg und die Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie sind konvex und zeigen einen fallenden Verlauf.



### 4.3.6 Diskussion der Optimierungsergebnisse

Aus der in Gl. (1.19) als Gütekriterium formulierten Forderung, die über die Zeit aufsummierte mechanische Energie zu minimieren, ergab sich nur auf numerischem Weg eine Lösung. Bei ihr tritt das Problem des Überschießens auf. Die Steuerung nimmt in der ersten Mikrosekunde sehr hohe Werte von bis zu 25 Meganewton an und fällt dann nahezu auf Null. In dieser kurzen Zeitspanne wird die Masse auf die geforderte Geschwindigkeit beschleunigt und bewegt sich dann ohne weiteren Antrieb. Der gesamte Zeithorizont der Simulation beträgt eine Sekunde.

Dieser Verlauf der Beschleunigungsfunktion beschreibt Absprungprozesse oder die Beschleunigung eines Projektils, die nach kurzer Zeit abgeschlossen sein muss. Obwohl diese Lösung nicht primär für die Bewegung in technischen Manipulationssystemen geeignet erscheint, finden sich gewisse Ähnlichkeiten mit natürlichen Systemen. In [30] untersucht Günther das Sprungverhalten von Halbaffenarten wie Galago und Lemur. Wird bei den gemessenen Bodenreaktionskräften die motoneuronale Ansprechzeit der Muskeln von 100 ms ausgeblendet, ist eine qualitative Ähnlichkeit der Kurven mit dem Ergebnis der Optimierung zu erkennen. Die Anordnung von konkaven und konvexen Abschnitten stimmt überein.

Mit der Wahl des Gütekriteriums

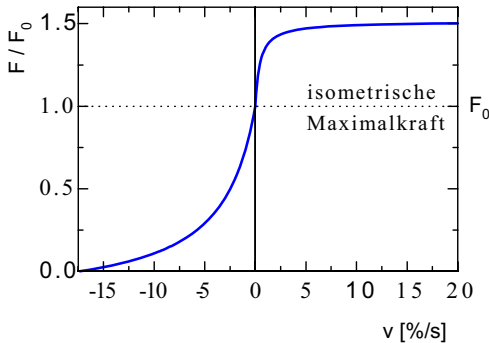
$$\int_{t_0}^{t_e} F^2 \cdot s^2 dt \Rightarrow \min \quad (1.48)$$

wird gefordert, dass die Kraft nur möglichst kurz wirken soll. Ein explizit formuliertes analytisches Ergebnis der Optimierung liefert die Anwendung des Kriteriums aus Gl. (1.21). Es enthält die Forderung einer Masse über einen festgesetzten Zeitraum eine Geschwindigkeit zu verleihen und diese Beschleunigung mit minimaler mechanischer Energie auszuführen.

$$W_{mech} = \int_{t_0}^{t_e} F ds \Rightarrow \min \quad (1.49)$$

Mit diesem Kriterium ergibt sich ein degressiver parabelförmiger Verlauf der Steuerung. Diese Form der Trajektorie ist trotz des einfachen physikalischen Systems nicht trivial und a priori zu erwarten gewesen, sondern ergab sich erst bei der Optimierung. Ziel der Untersuchung ist jedoch kein zeitlicher Verlauf, sondern die Ermittlung einer Kraft-Weg- bzw. Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie.

Die berechneten Kennlinien sind in Abb. 24 und Abb. 25 dargestellt. Der optimale Verlauf einer Kraft-Weg-Kennlinie für die Beschleunigung einer Masse beginnt mit einer großen Anfangskraft und fällt dann ab.



**Abb. 26: Kennlinien des Skelettmuskels: Hill-Charakteristik [59]**

Einen ähnlichen Verlauf zeigen Kennlinien biomechanischer Untersuchungen, wie die Hill'sche Kennlinie der Muskelkraft über die Geschwindigkeit für negative Geschwindigkeiten, d.h. bei konzentrischer Kontraktion (Abb. 26).

Der von Hill [33] untersuchte Zusammenhang zwischen Kraft und Bewegungsgeschwindigkeit eines Muskels wurde für negative Dehnungsraten analytisch beschrieben als:

$$(v+b) \cdot (F+a) = b \cdot (F_0+a) \quad (1.50)$$

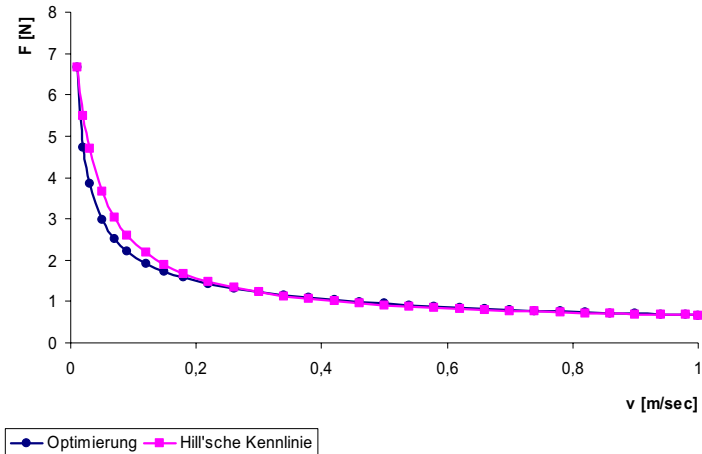
bzw.

$$F = -\frac{a \cdot v - b \cdot F_0}{v+b} \quad (1.51)$$

In Gl. (1.50) bzw. Gl. (1.51) ist  $F_0$  die isometrische Maximalkraft bei einer Dehnungsrate von Null. Die negative Dehnungsrate beschreibt eine Kontraktion und wird mit  $v$  bezeichnet,  $a$  und  $b$  sind Konstanten.

Die Gleichungen von Hill und das Optimierungsergebnis sind zwar strukturell unterschiedlich, aber die Form der Kurven kann vergleichend betrachtet werden. Für diesen qualitativen Vergleich soll die Näherung in Form einer Interpolation auf der Basis von drei Stützstellen genügen. Die errechnete Trajektorie der Optimalsteuerung aus Gl. (1.47) wird durch die Hill'sche Kennlinie für den Fall der konzentrischen Kontraktion approximiert, was dem an der Ordinate gespiegelten dritten Quadranten

entspricht. Für eine zu beschleunigende Masse von einem Kilogramm, einer Endgeschwindigkeit von einem Meter je Sekunde und einem Zeithorizont von einer Sekunde ergibt sich der in Abb. 27 dargestellte Verlauf.



**Abb. 27: Approximation der Optimalsteuertrajektorie durch die Hill'sche Kennlinie**

Die Werte der Konstanten einer entsprechenden Hill'schen Kurve lauten

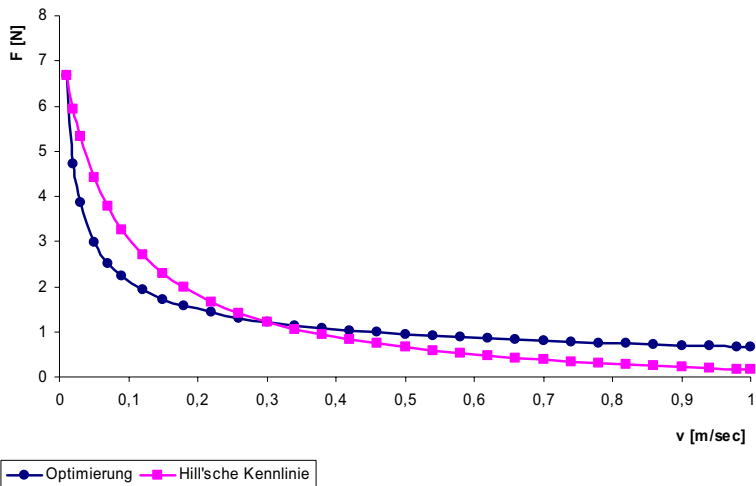
$$F_0 = 8.55, \quad a = -0.404, \quad b = 0.033. \quad (1.52)$$

Die Qualität der Approximation wird in Abb. 27 grafisch gezeigt. Obwohl beide Kurven nur geringe Abweichungen voneinander zeigen, sind die Werte der Gln. (1.52) für die Modellierung einer Muskeltätigkeit irrelevant, denn der Parameter „a“ entspricht einer Dämpfung und darf keine negativen Werte annehmen. Sonst hat dieser Hyperbelast keine Nullstelle. In der Hill'schen Kurve gibt es aber eine Geschwindigkeit, bei der die Kraft Null ist.

Ein Ausweichen auf den zweiten Ast durch Festlegung des Parameters „a“ auf  $a = 0.404$  hat die gewünschte negative Asymptote zur Folge und ergibt den Parametersatz:

$$F_0 = 7.59, \quad a = 0.404, \quad b = 0.76 .$$

Die daraus resultierende Kurve ist in Abb. 28 dargestellt und zeigt einen qualitativ gleichen Verlauf, aber quantitative Abweichungen.



**Abb. 28: Approximation durch die Hill'sche Kennlinie mit negativer Asymptote**

Die Vermutung liegt nahe, dass die Hill'sche Charakteristik für bestimmte Bewegungsprozesse besonders vorteilhaft ist; eine mathematische Untermauerung dieser Vermutung lag jedoch bisher nicht vor. Mit der Lösung dieser Optimierungsaufgabe lässt sich ein Kriterium zeigen, für das die Form der Hill'schen Kennlinie als Antriebsparameter optimal ist. Das zu minimierende Kriterium ist die Energie, die für die Beschleunigung der Masse benötigt wird.

Weiterführende Untersuchungen müssen klären, ob die Differenz zwischen beiden Kurven eine Auswirkung wechselnder Übersetzungen der Bewegung am skelettalen System ist.

## 4.4 Schlussfolgerungen für den Entwurfsprozess

Auf der Grundlage der aus der Bewegungsaufgabe abgeleiteten Parameter muss aus einer Vielzahl von Antrieben ein bestimmter ausgewählt werden. Wie in Kapitel 3 genannt, werden für die praktische Auswahl aus bekannten Aktoren „Funktions-

Struktur-Speicher“ herangezogen. Neue Aktoren gelangen nicht automatisch in diesen Speicher, sondern erst mit zunehmender Zahl erfolgreicher Anwendungen.

Sollen neue Aktoren beurteilt werden oder müssen strenge Forderungen an die Energieeffizienz erfüllt werden, sollten die Ergebnisse des in den Abschnitten 4.1 und 4.3 untersuchten Flusses der mechanischen Energie vom Aktor zum Wirkelement berücksichtigt werden. Zuerst muss die Klassifizierung der Bewegungsaufgabe als statische oder dynamische erfolgen, indem die gewünschte mechanische Energie als vorrangig potenzielle Verformungsenergie oder kinetische Energie einer bewegten Masse identifiziert wird. Für die statische Bewegungsaufgabe ist es sinnvoll, die Steifigkeiten von Aktor und Last mit einem Getriebe anzupassen und im linearen Fall den Aktor so auszulegen, dass er wenigstens das Vierfache der für die Erfüllung der Bewegungsaufgabe nötigen Energie liefert (siehe Abb. 16).

Im Verlauf der Bewegung kann nicht immer von einem linearen Zusammenhang zwischen Kraft und Weg ausgegangen werden. Während der Bewegung kann sich die Kinematik und damit die Steifigkeit des Systems ändern, z.B. beim Greifen eines Objektes, bei dem sich die Wirkelemente erst dem Objekt nähern und dann in Kontakt treten. In diesem Fall sollte die Steifigkeit des Aktors an eine Ersatzkennlinie der Bewegung mit Totzone, die in Abschnitt 4.1 erläutert ist, angepasst werden (Abb. 16).

Der maximale Wirkungsgrad der Energieübertragung vom Aktor auf das nachfolgende System beträgt im linearen Fall 25 %. Eine höhere Energieeffizienz lässt sich mit Antrieben erreichen, die eine nichtlineare Kraft-Weg-Kennlinie haben (Abb. 18). Elektromagnete ohne Kennlinienbeeinflussung eignen sich z.B. besonders gut für den Antrieb von Greifern.

Für dynamische Bewegungsaufgaben sind dagegen Aktoren besser geeignet, die nicht nur eine fallende, konvexe Kraft-Weg-Kennlinie aufweisen, sondern deren Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie ebenfalls konvex fällt. Mit anderen Worten: besonders geeignet für diesen Fall sind Antriebe, deren Kennlinie der Hill'schen Charakteristik ähnelt oder Aktoren mit Getrieben, die diese Eigenschaft realisieren. Optimal ist eine Antriebskennlinie, die der Gl. (1.46) entspricht.

# Kapitel 5

## 5 Kaskadierung

Für die weiteren Untersuchungen muss der Begriff der Kaskadierung von Aktoren genauer definiert werden. Er wird etwas weiter gefasst als die in [43] oder [20] verwendete Zusammenfassung mehrerer Aktoren, um Weg oder Kraft zu summieren. In Anlehnung an die bereits in Abschnitt 2.3 genannte Beschreibung der Kaskadierung, die von Riemer, Kallenbach, Schilling und Bögelsack [90] erarbeitet wurde, sei diese wie folgt definiert:

*Kaskadierung ist die räumliche, temporäre oder permanente Verknüpfung mehrerer identischer oder nahezu identischer Antriebselemente, die einzeln angesteuert werden können. Die mechanische Verbindung zwischen den Aktorelementen ist nicht starr.*

*Mehrere Aktoren, die auch als Einzelaktoren, Antriebselemente oder Aktorelemente bezeichnet werden, bilden den gesamten Antrieb, der Kaskade oder Antriebskaskade genannt wird.*

In der Literatur wird in diesem Zusammenhang auch der Begriff des Multiaktors verwendet, der vorrangig auf die Anzahl der Elemente und weniger auf die Art der Verknüpfung Bezug nimmt. Im Unterschied zur einfachen Zusammenschaltung behalten bei der Kaskadierung die einzelnen Aktoren eine gewisse Elastizität und können separat angesteuert werden. Dies ist Voraussetzung für eine erweiterte Funktionalität und neue Eigenschaften, die eine neue Qualität der Antriebe darstellen. Die neuen Eigenschaften der Antriebe betreffen unterschiedliche Aspekte. Es können Form und Ablauf der erzeugten Bewegung verändert werden, es kann eine Bewegung in einer höheren Dimension erzeugt werden, die Resistenz gegen den Ausfall einzelner Antriebselemente kann erhöht werden und es kann die benötigte Ansteuerenergie beeinflusst werden, wie z.B. bei Piezostapeln die Spannung, die geringer ist als bei kompakten Piezoelementen.

Zusätzlich sind auch Mischformen zwischen temporärer und permanent - elastischer Verknüpfung denkbar, wie z.B. Schrittmotoren mit elastisch befestigten Zähnen.

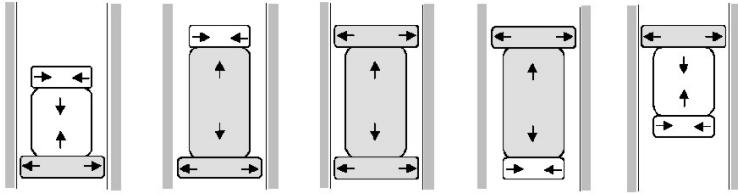


Abb. 29: *Inch-Worm-Prinzip* [50]

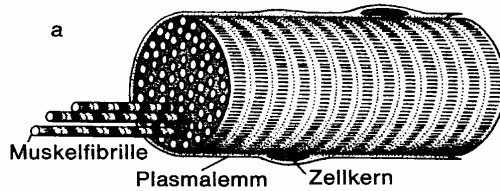


Abb. 30: Quergestreifte Muskulatur [84]

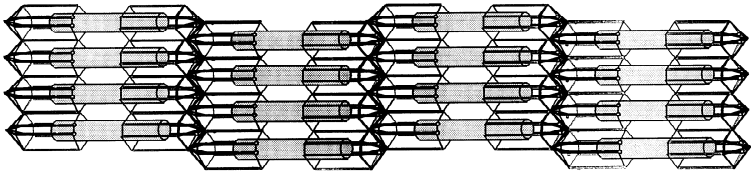


Abb. 31: Schema einer technischen Umsetzung verknüpfter Muskelfasern

Das klassische *Inch-worm*-Prinzip ist auf der Grundlage der oben getroffenen Festlegung ebenfalls eine Kaskadierungsvariante, denn es handelt sich um eine mehrfache temporäre Verbindung von zu bewegendem Element und Antriebselementen.

## 5.1 Kaskadierung technischer Aktoren

Noch ist nicht vollständig geklärt, welche Eigenschaften biologischer Antriebssysteme der Kaskadierung zuzuordnen sind und welche bereits ihre Einzelelemente haben.

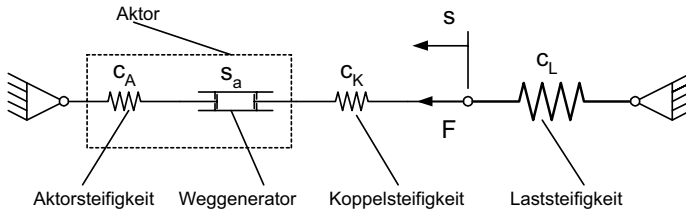
Sind die Effekte der Kaskadierung identifiziert, kann die Frage beantwortet werden, bei welchen Antriebsaufgaben es sinnvoll ist, statt eines makroskopischen Antriebs eine Vielzahl mechanisch gekoppelter Mikroaktoren zu verwenden. Es gibt Argumente, die bereits jetzt den Einsatz von Aktorgruppen sinnvoll erscheinen lassen. Durch Kaskadierung von Aktoren wird es möglich, physikalische Effekte zu nutzen, die nur im Mikrobereich effizient funktionieren. Mikroaktoren kann so makroskopisch relevante mechanische Leistung entnommen werden.

Für den Betrieb im Teillastbereich kann durch selektive Zuschaltung von voll ausgesteuerten Aktorgruppen statt der teilweisen Aussteuerung aller Aktoren eine Verringerung des Energieverbrauches erreicht werden. Sinnvoll ist diese Betriebsart für Aktoren, deren Wirkungsgrad der Energiewandlung sinkt, sobald ein optimaler Bereich der Ansteuerung oder der Last verlassen wird. Formgedächtnisantriebe zeigen ein solches Verhalten, weil sie mindestens bis auf die Temperatur zum Start der Phasentransformation erwärmt werden müssen.

Wie bereits in Abschnitt 2.3 genannt, kann durch die Kombination aus räumlicher Anordnung und dem Muster der Ansteuerung eine Bewegung höheren Freiheitsgrades generiert werden [86]. Auf diese Weise entsteht mit steigender Dimension eine mechanisch aktive Linie, eine Fläche und in der 3. Dimension ein mechanisch aktiver Raum. Ein weiteres Argument für den Einsatz von Multiaktorsystemen ist die verringerte Störanfälligkeit durch die erhöhte Redundanz. Dies bewirkt eine größere Resistenz des Gesamtsystems gegenüber dem Ausfall einzelner Elemente.

Gegenüber biologischen Systemen haben technische Antriebe spezielle Vorteile, z.B. das Realisieren von Haltekräften ohne Energieaufnahme wie bei Piezoantrieben oder polarisierten Magnetkreisen. Die Vorteile biologischer und technischer Prinzipien müssen miteinander kombiniert werden, um komplexere Antriebssysteme neuer Qualität zu ermöglichen, welche durch eine interne Informationsverarbeitung und eine wachsende räumliche Integration aktorischer Einzelkomponenten gekennzeichnet sind.





**Abb. 32: Belasteter Linearaktor**

Um Effekte der Kaskadierung zu finden, soll für die folgenden Untersuchungen vom konkreten Antriebsprinzip abstrahiert werden. Stattdessen wird der Aktor lediglich durch seine Steifigkeit und seinen Antriebsweg repräsentiert. Eine Koppelsteifigkeit wird eingefügt, die bei starrer Ankopplung unendlich steif ist. Die Verbindung eines solchen Aktors mit einer Last ist in Abb. 32 dargestellt.

## 5.2 Starr gekoppelte Antriebe

Mit den Technologien der Mikrosystemtechnik und Mechatronik wird es immer effektiver kleine Antriebe in großen Stückzahlen herzustellen. Die Fertigung einer Charge oder eines Wafers erfordert dabei nicht wesentlich mehr Arbeitsschritte als die Herstellung eines einzelnen Antriebes. Reicht die Leistungsfähigkeit eines einzelnen Aktors nicht aus, können mehrere miteinander verbunden werden.

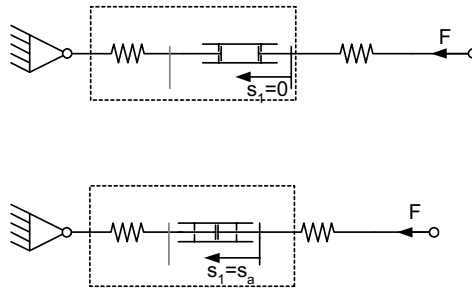
Zu diesem Zweck ist es üblich, mehrere Einzelaktoren starr miteinander zu koppeln und wie einen einzigen großen Aktor zu benutzen. Diese Art der Kopplung bezieht sich sowohl auf das Ableiten von Kraft und Weg als auch auf die gemeinsame Ansteuerung. Ein Schrittmotor beispielsweise hat Zahnstrukturen in Läufer und Stator, von denen jedes Zahnpaar als ein separater Aktor betrachtet werden könnte. Die Kräfte der einzelnen Zahnpaare werden summiert und von einer Welle nach außen geleitet. Das Erzeugen des nötigen magnetischen Flusses in den Zahnpaaren erfolgt gruppenweise durch ein gemeinsames Spulenpaket.

Werden mehrere Mikroaktoren mechanisch fest miteinander verbunden und auch gemeinsam aktiviert, so ergibt sich in der Summe ein Makroantrieb, der alle Eigenschaften und Probleme der Einzelaktoren wie Hysterese und Nichtlinearitäten übernimmt. Für die Steuerung und Regelung einer solchen starren Verbindung der Aktoren muss qualitativ derselbe Aufwand betrieben werden, wie für die Steuerung eines einzelnen Makroantriebes.

### 5.3 Eliminierung des nichtlinearen Verhaltens

Hysterese und Nichtlinearitäten erschweren die Steuerung und Regelung von Aktorpositionen. Beispielsweise erfordert die genaue Positionsregelung eines Proportionalmagneten eine sehr anspruchsvolle Regelung, bedingt durch Materialhysterese im Magnetkreis, Reibung u. ä.

Einfacher ist es einen Einzelaktor lediglich in zwei definierten Endlagen zu betreiben, um durch die Diskretisierung die Probleme der analogen Positionierung zu vermeiden.



a) expandiert

b) kontrahiert

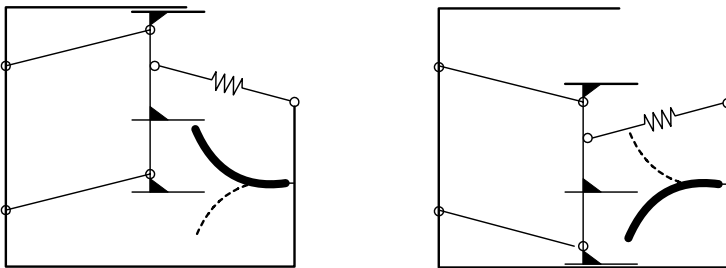
**Abb. 33: Aktorzelle im binären Betrieb vollständig expandiert und vollständig kontrahiert**

Die Diskretisierung kann durch Verwenden bistabiler Wandlerprinzipien, wie polarisierter Magnetkreise ([40], [100]) oder die Integration von Halteelementen bzw. Sprungwerken, erfolgen[99].

Werden mehr als zwei Zustände des Antriebes benötigt, kann als Modell das Prinzip eines Digital-Analog-Wandlers verwendet werden. Bei einem D/A-Wandler steigt die Spannung in definierten Sprüngen, folgt aber dem digital vorgegebenen Wert mit einem bekannten Fehler. Um dieses Prinzip mechanisch umzusetzen, müssen mehrere Einzelaktoren eingesetzt werden, die untereinander elastisch verkoppelt sind. Sie werden separat angesteuert und liefern jeweils einen kleinen Beitrag des Stellweges und der Stellkraft. Werden die einzelnen Aktoren binär betrieben und immer bis zu ihren Endlagen positioniert, kommen die Nichtlinearitäten des Antriebprinzips nicht mehr zum Tragen. Im Umschaltprozess wird der nichtlineare Bereich möglichst schnell durchfahren. Auch hier gibt es mit dem Schaltbetrieb von Transistoren ein elektronisches Analogon.

## 5.4 Energetische Aspekte der Kaskadierung

In technischen Anwendungen ist die Bewegungsaufgabe eine Position zu erreichen und zu halten weit verbreitet. Bei vielen Antrieben, wie Proportionalmagneten, muss nicht nur für das Erreichen, sondern auch für das Halten einer Position Energie aufgewandt werden. Nur bei einigen Antrieben kann eine Selbsthemmung oder ein energiefreies Halten genutzt werden. Ein Trennen von der Energiequelle ist trotz nicht mehr benötigten Energieflusses meist nicht möglich, da bestimmte Größen, wie Spannungen bei Piezoaktoren, konstant gehalten werden müssen.



**Abb. 34: Antriebselement (bimorph) im Sprungwerk**

Ein Potenzial zur Verringerung des Energieverbrauches liegt bei kaskadierten Aktoren in der Fixierung des Zustandes durch das Verwenden bistabiler Aktoren. Durch den Einsatz von Aktorprinzipien, die selbst bistabilen Charakter haben, wie z.B. polarisierte Elektromagnete, kann realisiert werden, dass die Kaskade nur noch für das Umschalten einzelner Aktoren Energie benötigt, nicht aber für das Halten der Position. Andere Aktorprinzipien können ebenfalls verwendet werden, wenn sie in Sprungwerke oder Halteelemente integriert werden und so ihre Position energiefrei halten [99]. Eine Schaltbewegung erfolgt jeweils zwischen zwei Endlagen bzw. Zuständen (Abb. 34), die Ansteuerung nur impulsweise.

Ein weiterer Aspekt betrifft die Abwärme. Die zugeführte Energie, die das System nicht als mechanische Energie verlässt, wird hauptsächlich in Wärme umgewandelt, die an den Einzelaktoren frei wird. In der Ansteuerung kann ein intermittierendes Schalten der Elemente hinterlegt werden, so dass die Abwärme in der Kaskade verteilt wird. Dadurch werden lokale Überhitzungen vermieden.

Die thermische Belastung der Einzelaktoren kann nach oben verschoben werden, weil die relative Einschaltdauer der Einzelelemente sinkt. Elektromagnete können durch die

kleinere relative Einschaltdauer für geringere thermische Leistungen dimensioniert und kleiner gebaut werden

## **5.5 Besonderheiten und Potenziale der Kaskadenansteuerung**

Da jeder Aktor einzeln angesteuert werden muss, sind entsprechend viele Zuleitungen notwendig, die aus der Kaskade herausgeführt werden müssen. Eine Lösung besteht darin, die Ansteuerung der einzelnen Aktoren in die Anordnung selbst zu verlegen und mit einer internen, z.B. mechanoelektrischen Logik die Entscheidung zu treffen, welcher Aktor als nächster aktiviert oder deaktiviert wird. Die Ansteuerung kann Optimierungskriterien wie die Minimierung der internen Kräfte des Aktors erfüllen oder durch eine intermittierende Schaltung der Elemente die Abwärme innerhalb einer Kaskade besser verteilen.

Die Ansteuerung der Kaskade spielt auch bei der Generierung von Bewegungen höherer Dimension eine zentrale Rolle. Nur mit einer entsprechenden Aussteuerung kann eine dreidimensionale Kaskade auch dreidimensionale Bewegungen ausführen.

# Kapitel 6

## 6 Modelle Kaskadierter Aktoren

### 6.1 Leerlaufweg und Blockierkraft kaskadierter Aktoren

Die Anregung für die folgende Analyse stammt von den Skelettmuskeln, in denen einzelne Muskelfasern elastisch miteinander verbunden sind und gruppenweise angesteuert (rekrutiert) werden. Im Folgenden Kapitel wird der Einfluss der elastischen Verbindung und der separaten Ansteuerung technischer Aktoren auf das Kraft-Weg-Verhalten der gesamten Anordnung untersucht. Als Modell dient ein idealisierter Aktor mit eingepprägtem Weg, linearer Kraft-Weg-Kennlinie und einer zusätzlichen Koppelsteifigkeit (Abb. 35). Das Verhalten der aus diesen Elementen (Aktorzellen) aufgebauten Kaskade wird im statischen Fall analysiert.

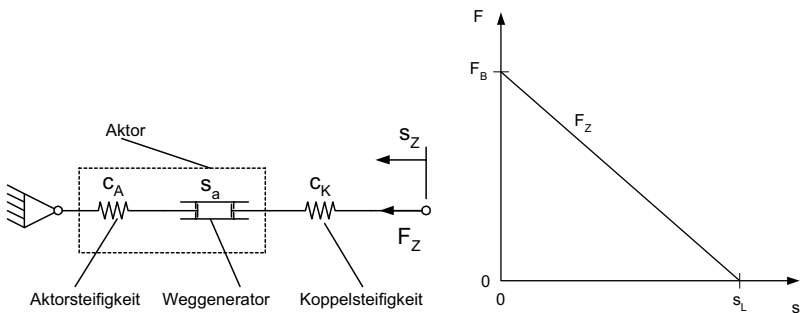


Abb. 35: Aufbau und Kennlinie einer Aktorzelle

Der Aufbau einer Aktorzelle mit Einzelaktor ist in Abb. 35 dargestellt und entspricht dem eines in Abb. 32 gezeigten belasteten Aktors ohne die Last. Der Aktor selbst wird durch einen eingepprägten Antriebsweg  $s_a$  und eine Aktorsteifigkeit  $c_a$  modelliert. Unter-

einander verkoppelt werden die Einzelaktoren mit der Koppelnachgiebigkeit bzw. Koppelsteifigkeit  $c_k$ . Bei einer starren Kopplung wird  $c_k$  unendlich groß. Die gesamte Zelle hat eine lineare Kraft-Weg-Kennlinie (Abb. 35) mit der Blockierkraft  $F_B$  und dem Leerlaufweg  $s_L$ . Die Blockierkraft  $F_B$  ist die Kraft  $F_Z$  der Aktorzelle im eingespannten Fall bei  $s_Z = 0$ . Der Leerlaufweg entspricht dem Weg  $s_Z$  des Aktors im unbelasteten Fall bei  $F_Z = 0$ . Die Steifigkeit  $c_Z$  der gesamten Zelle ergibt sich aus der seriellen Verkopplung von Aktorsteifigkeit und Koppelsteifigkeit als:

$$c_Z = \frac{c_A \cdot c_K}{c_A + c_K} \quad (2.1)$$

Das Ziel der Untersuchungen ist es mit idealisierten Aktorzellen aus Abb. 35 eine mechanische Anordnung zu finden, die sowohl größere Kräfte und Wege bereitstellt als die einzelne Aktorzelle als auch eine feinere Inkrementierung zulässt als die einzelne Zelle. Weiterhin soll mit binär arbeitenden Aktoren das Verhalten eines D/A-Wandlers für die mechanischen Größen Kraft und Weg nachgebildet werden.

## 6.2 Untersuchung einfacher Kaskaden von Aktorzellen

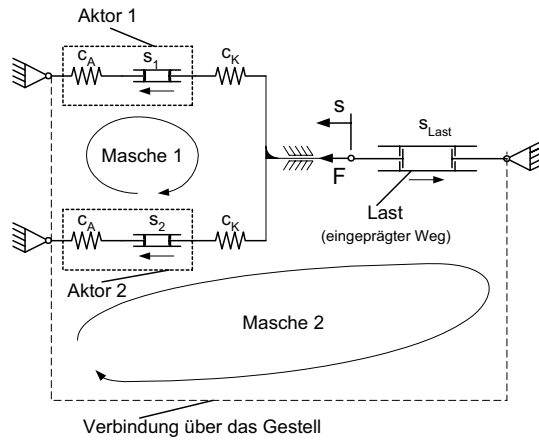
Als erste Kaskade wird die parallele Anordnung von zwei Aktorzellen untersucht. Anhand dieses Beispiels wird das verwendete Verfahren erläutert.

Es wird eine Modifikation der Maschenstromanalyse der Elektrotechnik genutzt. Bewegung und Kraft werden nur in einer Koordinatenrichtung untersucht. Um das Kraft-Weg-Verhalten zu berechnen wird eine unendlich steife Last mit eingepprägtem Weg mit der Kaskade verbunden und hat für die Berechnung die Funktion eines Sensors. In Abb. 36 ist die Struktur der mechanischen Maschen dargestellt. Die lineare Grundgleichung des Berechnungsverfahrens lautet:

$$F = c \cdot s \quad \text{bzw.} \quad s = N \cdot F \quad \text{mit} \quad N = \frac{1}{c}. \quad (2.2)$$

Aktorkaskade und Last sind mit dem Gestell verbunden und haben damit den gleichen Bezugspunkt. Die Kraft verhält sich analog zum Maschenstrom und der Weg bzw. die Verschiebung analog zur Knotenspannung. Die Kraft  $F$  ist gleich der in Masche zwei umlaufenden Kraft. Mit der Wegeinprägung an der Last kann jeder Punkt der Kraft-Weg-Kennlinie eingestellt und so die gesamte Kennlinie ermittelt werden. Blockierkraft

$F_B$  und Leerlaufweg  $s_L$  ergeben sich aus der Lösung der Gleichung für die Kraft  $F$  in Abb. 36 bei  $s_{Last} = 0$  und in derselben Gleichung aus der Berechnung von  $s_{Last}$  für  $F = 0$ .



**Abb. 36: Maschenstruktur parallel gekoppelter Aktorzellen**

Analog der Maschenstromanalyse lassen sich aus der Anordnung in Abb. 36 die Matrix der Nachgiebigkeiten und der Vektor der Verschiebungen ablesen. Aus den Richtungen des Maschenumlaufsinnes und der Verschiebung ergibt sich das Vorzeichen. Aus diesen Elementen lässt sich mit Gl. (2.2) die Matrixgleichung

$$\begin{bmatrix} \frac{2}{c_A} + \frac{2}{c_K} & -\frac{1}{c_A} & -\frac{1}{c_K} \\ \frac{1}{c_A} & \frac{1}{c_A} & \frac{1}{c_K} \\ -\frac{1}{c_A} & -\frac{1}{c_K} & \frac{1}{c_A} + \frac{1}{c_K} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_2 - s_1 \\ s_{Last} - s_2 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

formulieren. Die Lösung dieser Gleichung (2.3) ergibt für die in Masche zwei umlaufende Kraft  $F_2$  den Wert

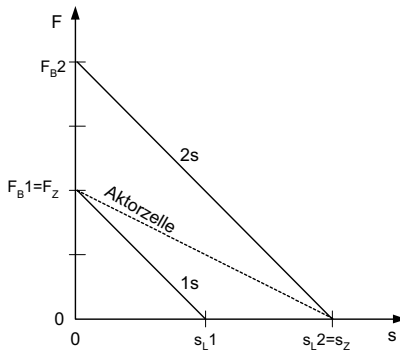
$$F_2 = \frac{c_A \cdot c_K}{c_A + c_K} (2s_{Last} - s_1 - s_2). \quad (2.4)$$

Die spezielle Lösung für die Blockierkraft  $F_B$  ergibt sich für  $s_{Last} = 0$  und für den Leerlaufweg  $s_L$  durch Umstellen nach  $s_{Last}$  bei  $F_2 = 0$  und lautet

$$F_B = F_2(s_{Last} = 0) = -\frac{c_A \cdot c_K}{c_A + c_K} (s_1 + s_2) \quad (2.5)$$

$$s_L = \frac{s_1 + s_2}{2}. \quad (2.6)$$

Die Steifigkeit der gesamten Anordnung ergibt sich wie zu erwarten aus der Addition der parallelen Steifigkeiten der eingesetzten Zellen. Werden zwei identische Zellen verwendet, deren Weggeneratoren nur die Zustände 0 oder  $s_a$  annehmen können, ergibt sich das in Abb. 37 gezeigte Kennlinienfeld. Es sind eine oder zwei Zellen aktiviert und die entsprechenden Geraden sind mit 1s bzw. 2s gekennzeichnet. Eine einzelne Aktorzelle hat die entsprechend bezeichnete und punktiert dargestellte Kennlinie. Es ist zu erkennen, dass die Kaskade steifer ist als die einzelne Aktorzelle, deren Leerlaufweg erreicht und das Doppelte der Blockierkraft.



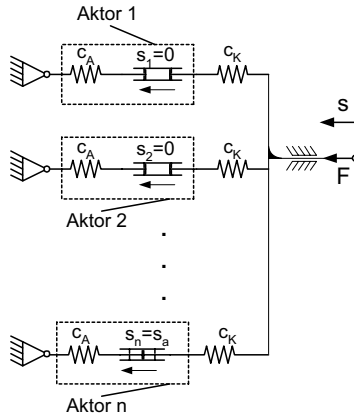
**Abb. 37: Kraft-Weg-Kennlinien von zwei parallel gekoppelten Aktorzellen**

Ausgehend von diesen Ergebnissen und Grundkenntnissen der Mechanik kann auf das Verhalten von Kaskaden aus einer beliebigen Anzahl  $n$  parallel angeordneter Aktoren folgendes geschlossen werden:

- der erreichbare Leerlaufweg bleibt gleich der einer einzelnen Zelle und
- die Blockierkraft steigt auf den  $n$ -fachen Wert einer einzelnen Zelle.

Dabei ist  $n$  die Anzahl der Zellen. Die Zahl der aktivierten Zellen bei denen  $s = s_a$  ist, wird mit  $n_a$  bezeichnet. Die Position der aktivierten Zellen im Netzwerk ist für die resultierende Kennlinie nicht relevant, sondern nur deren Anzahl.





**Abb. 38: Parallelschaltung von n Aktorzellen**

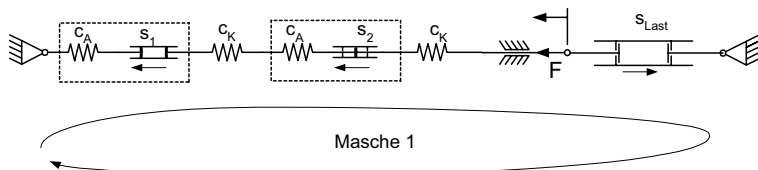
Für den allgemeinen Fall der Parallelschaltung (Abb. 38) ergeben sich die in den Gln. (2.7), (2.8) und (2.9) beschriebenen Kennwerte

$$F_B = n_a \cdot s_a \cdot \frac{c_A \cdot c_K}{c_A + c_K} \tag{2.7}$$

$$s_L = \frac{n_a \cdot s_a}{n} \tag{2.8}$$

$$c_{Kas} = n \cdot \frac{c_A \cdot c_K}{c_A + c_K} \tag{2.9}$$

Für die Untersuchung des Verhaltens von seriell gekoppelten Aktoren wird analog der Analyse parallel gekoppelter Zellen vorgegangen. Aus der Darstellung in Abb. 39 kann die Gl. (2.10) abgelesen werden.



**Abb. 39: Maschenstruktur seriell gekoppelter Aktorzellen**

In diesem Fall treten keine Matrizen auf, da nur eine Masche existiert. Die Kraft  $F_1$  ist die gesuchte Aktorkraft, nach der die Gleichung

$$\left(\frac{2}{c_A} + \frac{2}{c_K}\right) \cdot F_1 = s_{Last} - s_1 - s_2 \quad (2.10)$$

umzustellen ist. Dies führt zu

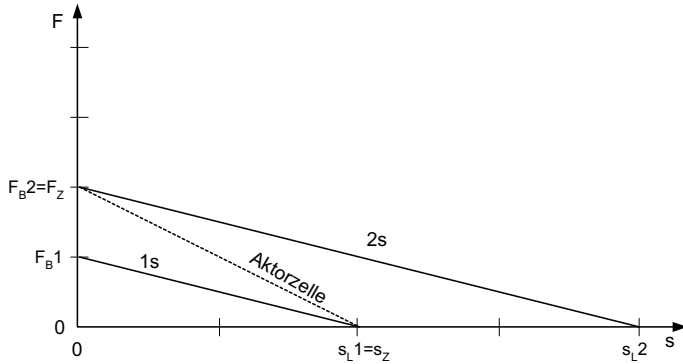
$$F_1 = \frac{c_A \cdot c_K}{2(c_A + c_K)} (s_{Last} - s_1 - s_2). \quad (2.11)$$

Die Lösung von Gl. (2.11) für  $s_{Last} = 0$  und  $F_1 = 0$  führt zur Bestimmung von Blockierkraft und Leerlaufweg

$$F_B = F_2(s_{Last} = 0) = -\frac{c_A \cdot c_K}{2(c_A + c_K)} (s_1 + s_2) \quad (2.12)$$

$$s_L = s_1 + s_2. \quad (2.13)$$

Die entsprechenden Kennlinien sind in Abb. 40 dargestellt. Diese Anordnung ist weicher als die einzelne Aktorzelle, hat einen doppelt so großen Leerlaufweg und die Kraft lässt sich in Schritte unterteilen, die kleiner sind als die Blockierkraft einer einzelnen Aktorzelle.



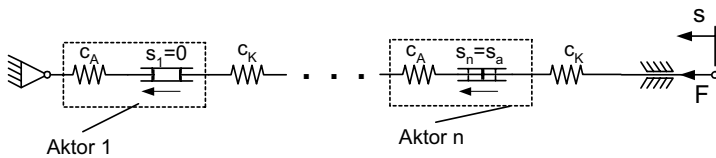
**Abb. 40: Kraft-Weg-Kennlinien von zwei seriell gekoppelten Aktorzellen**

Ausgehend von zwei Zellen kann auch hier auf das Verhalten einer seriellen Verkopplung von  $n$  Aktorzellen geschlossen werden. Die Anordnung aus Abb. 41 als mechanische Kennwerte die Blockierkraft

$$F_B = n_a \cdot s_a \cdot \frac{c_A \cdot c_K}{n(c_A + c_K)} \tag{2.14}$$

und den Leerlaufweg

$$s_L = n \cdot s_a \tag{2.15}$$



**Abb. 41: Reihenschaltung von n Aktorzellen**

Die Kraft-Weg-Kennlinie ändert ihren Anstieg

$$c_{Kas} = \frac{1}{n} \cdot \frac{c_A \cdot c_K}{c_A + c_K} \tag{2.16}$$

nicht, da die Summe der Nachgiebigkeiten in der Anordnung nach Abb. 41 bzw. die Summe der Steifigkeiten in der Anordnung nach Abb. 38 konstant bleibt.

Bereits mit diesen einfachen Kaskadierungsvarianten kann bei der parallelen Anordnung die Kraft auf den n-fachen Wert einer Zelle erhöht werden während sich der Weg n-mal feiner einstellen lässt. Mit der seriellen Anordnung kann der Leerlaufweg vergrößert und die Kraft feiner inkrementiert werden. Wird die Anzahl der parallel (Abb. 36) bzw. seriell (Abb. 39) verkoppelten Zellen erhöht, vergrößert sich folglich die maximal erreichbare Blockierkraft bzw. der maximal erreichbare Leerlaufweg bei gleichzeitiger feinerer Unterteilung des anderen Kennwertes.

### 6.3 Kombination von Reihen- und Parallelschaltung

Um sowohl eine feinere Inkrementierung als auch eine Vergrößerung der Maximalwerte für Leerlaufweg und Blockierkraft zu erhalten, werden nun die serielle und die parallele Verkopplung kombiniert (Abb. 42).

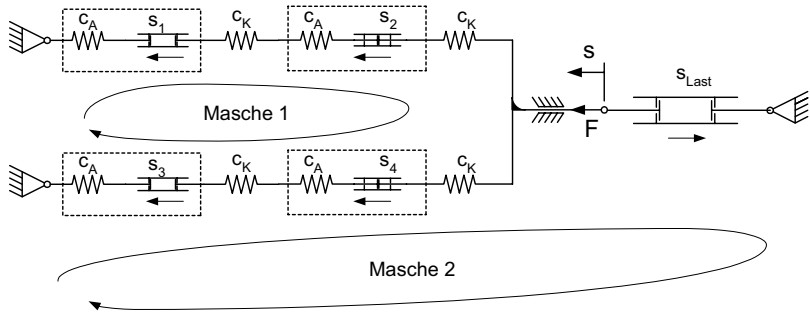


Abb. 42: Maschenstruktur von vier seriell und parallel gekoppelten Aktorzellen

Aus der in Abb. 42 dargestellten Anordnung kann die Matrixgleichung der Maschenkräfte

$$\begin{bmatrix} \frac{4}{c_A} + \frac{4}{c_K} & -\frac{2}{c_A} - \frac{2}{c_K} \\ -\frac{2}{c_A} - \frac{2}{c_K} & \frac{2}{c_A} + \frac{2}{c_K} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_4 + s_3 - s_2 - s_1 \\ s_{Last} - s_3 - s_4 \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

abgelesen werden. Nach dem im Abschnitt 6.2 erläuterten Verfahren wird aus der Lösung dieser Gleichung für die Kraft  $F_1$

$$F_1 = \frac{c_A \cdot c_K}{2(c_A + c_K)} (2s_{Last} - s_1 - s_2 - s_3 - s_4) \quad (2.18)$$

die Blockierkraft

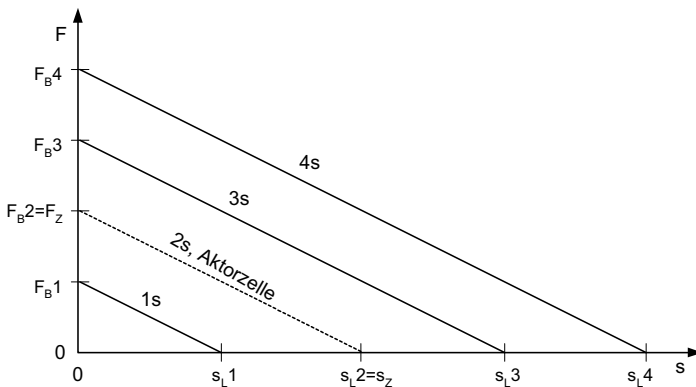
$$F_B = F_2(s_{Last} = 0) = -\frac{c_A \cdot c_K}{2(c_A + c_K)} (s_1 + s_2 + s_3 + s_4) \quad (2.19)$$

und der Leerlaufweg

$$s_L = \frac{s_1 + s_2 + s_3 + s_4}{2} \quad (2.20)$$

ermittelt.

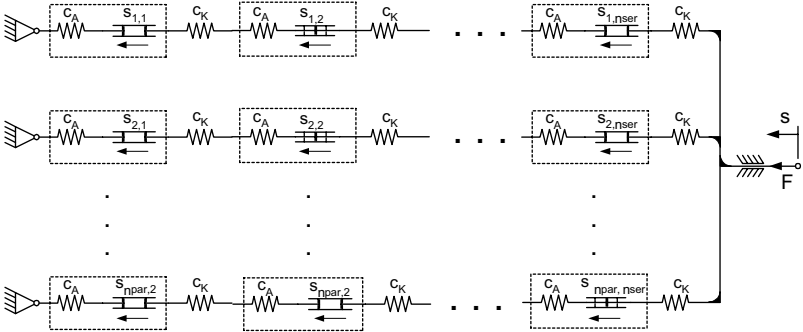
Die Lösungen sind als Kennlinien in Abb. 43 dargestellt. Wie beabsichtigt sind die erreichbaren Kräfte und Wege größer als bei der einzelnen Aktorzelle und sie lassen sich in feinere Inkremente teilen.



**Abb. 43: Kraft-Weg-Kennlinien der vier gekoppelten Aktorzellen aus Abb. 42**

Ausgehend von dieser Berechnung kann auch hier auf den allgemeineren Fall der Reihen- und Parallelschaltung aus Abb. 44 geschlossen werden. Sowohl in Richtung

der Kraftwirkung als auch quer zu dieser werden jeweils mehrere Zellen kombiniert. So entsteht eine Aktorkaskade. Als Kaskadierungstiefe „ $n_{Ser}$ “ wird die Anzahl der seriell verkoppelten Zellen, die einen Zweig bilden, bezeichnet und als Kaskadierungsbreite „ $n_{Par}$ “ die Anzahl der parallel verkoppelten Zweige. Die Kaskadierungstiefe ist in allen  $n_{Par}$  Zweigen gleich. Nach außen hin ist die Steifigkeit der gesamten Kaskade konstant, da die Elastizitäten permanent verbunden sind.



**Abb. 44: Kaskade aus einzelnen Strängen von Aktorzellen**

Die Verallgemeinerung auf der Grundlage des Superpositionsprinzips ist auch hier möglich und liefert mit dem Aufbau aus Abb. 44 folgende Blockierkraft, Leerlaufweg und Steifigkeit der allgemeinen Kaskade

$$F_B = \frac{n_a \cdot s_a}{n_{Ser}} \frac{c_A \cdot c_K}{(c_A + c_K)} \quad (2.21)$$

$$s_L = \frac{n_a \cdot s_a}{n_{Par}} \quad (2.22)$$

$$c_{Kas} = \frac{n_{Par}}{n_{Ser}} \frac{c_A \cdot c_K}{(c_A + c_K)} \quad (2.23)$$

In dieser Kombination der Reihen- und Parallelschaltung sind die ausgekoppelten Werte für Kraft und Weg ebenfalls nicht davon abhängig, an welcher Position Aktoren angesteuert werden, sondern nur von der Anzahl der aktivierten Aktoren.

Für eine Realisierung ist diese Anordnung jedoch ungünstig, da die relativ langen einzelnen Stränge mechanisch flexible Strukturen darstellen und zu instabil sind. Außerdem fällt bei einem Defekt in einer Zelle eventuell der gesamte Zweig aus.

## 6.4 Untersuchung komplex kaskadierter Aktorzellen

Die Kaskade aus Abb. 44 wird stabiler und robuster, wenn die einzelnen Zweige untereinander mechanisch stabilisiert werden. Deshalb werden parallele Koppelsteifigkeiten zwischen den Zellen eingefügt, die ein Ausweichen quer zur Bewegungsrichtung verhindern. Diese Federelemente sollen in Richtung des Kraftflusses eine Steifigkeit von  $c_{pk}$  aufweisen und quer zu dieser Richtung unendlich steif sein. Mit diesen Veränderungen ergibt sich eine Kaskade, wie sie in Abb. 45 dargestellt ist.

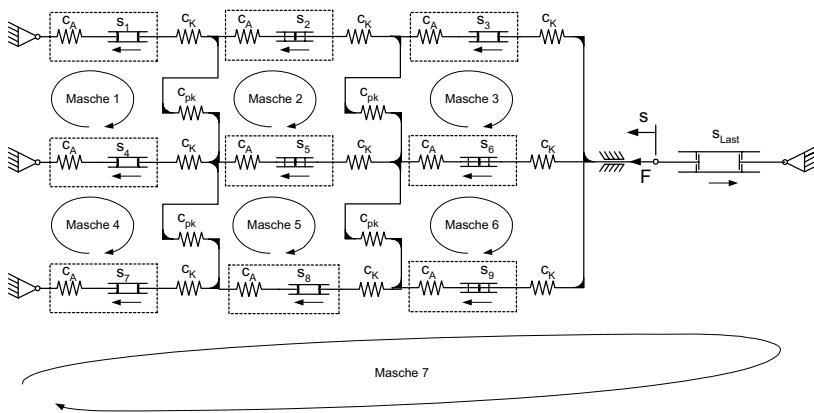


Abb. 45: Aktorkaskade aus 3x3 Elementen mit Parallelkopplung

Die Matrix der Nachgiebigkeiten [N] hat die Form

$$\begin{bmatrix}
 \frac{2}{c_A} + \frac{2}{c_K} + \frac{1}{c_{PK}} & -\frac{1}{c_{PK}} & 0 & -\frac{1}{c_A} - \frac{1}{c_K} & 0 & 0 & 0 \\
 -\frac{1}{c_{PK}} & \frac{2}{c_A} + \frac{2}{c_K} + \frac{2}{c_{PK}} & -\frac{1}{c_{PK}} & 0 & -\frac{1}{c_A} - \frac{1}{c_K} & 0 & 0 \\
 0 & -\frac{1}{c_{PK}} & \frac{2}{c_A} + \frac{2}{c_K} + \frac{1}{c_{PK}} & 0 & 0 & -\frac{1}{c_A} - \frac{1}{c_K} & 0 \\
 -\frac{1}{c_A} - \frac{1}{c_K} & 0 & 0 & \frac{2}{c_A} + \frac{2}{c_K} + \frac{1}{c_{PK}} & -\frac{1}{c_{PK}} & 0 & -\frac{1}{c_A} - \frac{1}{c_K} \\
 0 & -\frac{1}{c_A} - \frac{1}{c_K} & 0 & -\frac{1}{c_{PK}} & \frac{2}{c_A} + \frac{2}{c_K} + \frac{2}{c_{PK}} & -\frac{1}{c_{PK}} & -\frac{1}{c_A} - \frac{1}{c_K} \\
 0 & 0 & -\frac{1}{c_A} - \frac{1}{c_K} & 0 & -\frac{1}{c_{PK}} & \frac{2}{c_A} + \frac{2}{c_K} + \frac{1}{c_{PK}} & -\frac{1}{c_A} - \frac{1}{c_K} \\
 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{c_A} - \frac{1}{c_K} & -\frac{1}{c_{PK}} & \frac{2}{c_A} + \frac{2}{c_K} + \frac{1}{c_{PK}} & -\frac{1}{c_A} - \frac{1}{c_K} \\
 0 & 0 & 0 & \frac{1}{c_A} + \frac{1}{c_K} & \frac{1}{c_A} + \frac{1}{c_K} & -\frac{1}{c_A} - \frac{1}{c_K} & \frac{3}{c_A} + \frac{3}{c_K}
 \end{bmatrix}
 \quad (2.24)$$

und der Vektor der Verschiebungen kann ebenfalls aus der Darstellung abgelesen und in die Matrixgleichung der Verschiebungen

$$[N] \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \\ F_7 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_4 - s_1 \\ s_5 - s_2 \\ s_6 - s_3 \\ s_7 - s_4 \\ s_8 - s_5 \\ s_9 - s_6 \\ s_{Last} - s_7 - s_8 - s_9 \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

eingesetzt werden.

Die Auflösung dieser Gleichung nach  $F_7$  ergibt den Ausdruck für die Kraft der gesamten Kaskade

$$F_7 = -\frac{c_A \cdot c_K}{3(c_A + c_K)} (3s_{Last} - s_1 - s_2 - s_3 - s_4 - s_5 - s_6 - s_7 - s_8 - s_9) \quad (2.26)$$

Aus dieser Lösung werden wieder Blockierkraft und Leerlaufweg

$$F_B = F_2(s_{Last} = 0) = -\frac{c_A \cdot c_K}{3(c_A + c_K)} (s_1 + s_2 + s_3 + s_4 + s_5 + s_6 + s_7 + s_8 + s_9) \quad (2.27)$$

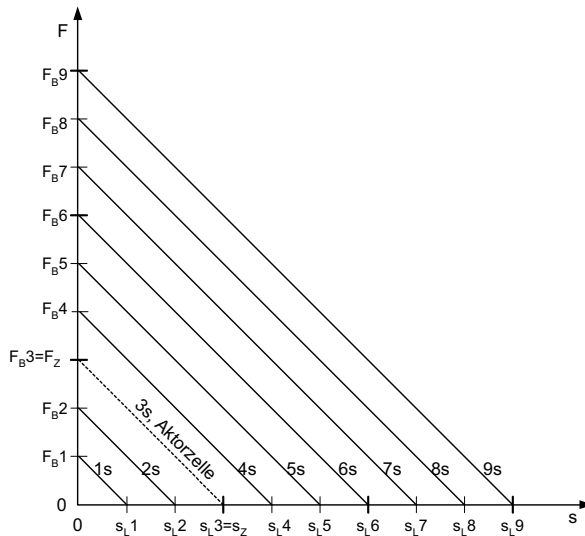
$$s_L = \frac{s_1 + s_2 + s_3 + s_4 + s_5 + s_6 + s_7 + s_8 + s_9}{3} \quad (2.28)$$

bestimmt.



Weder in der Gleichung für die Blockierkraft noch in der Gleichung des Leerlaufweges taucht die zusätzlich eingefügte parallele Koppelsteifigkeit auf. Sie hat nur einen Einfluss auf die internen Kräfte der Kaskade, beeinflusst aber nicht die ausgekoppelten Kräfte und Wege dieser Anordnung. Die Werte für Kraft und Weg sind auch in diesem Fall nur von der Anzahl der aktivierten Aktoren abhängig, nicht von deren Position in der Kaskade.

Die Kennlinien der Kaskade aus Abb. 45 für binär schaltende Antriebswege  $s_a$  sind in Abb. 46 dargestellt und unterscheiden sich qualitativ nicht von denen der seriell und parallel gekoppelten Aktorzellen aus Abb. 42. Die Gleichungen für Blockierkraft und Leerlaufweg haben dieselbe Struktur wie die Gln. (2.19) und (2.20). Die Verallgemeinerung für eine beliebig große Kaskade, wie sie in Abb. 47 dargestellt ist liefert identische Ausdrücke sowohl für die Anordnung mit als auch ohne Parallelkopplung. Die Gln. (2.21), (2.22) und (2.23) gelten für beide Fälle.



**Abb. 46: Kraft-Weg-Kennlinien der komplex gekoppelten Aktorzellen aus Abb. 45**

Der maximal erreichbare Leerlaufweg  $s_{L,max}$  ist abhängig von der Kaskadierungstiefe  $n_{Ser}$  und hat den Wert

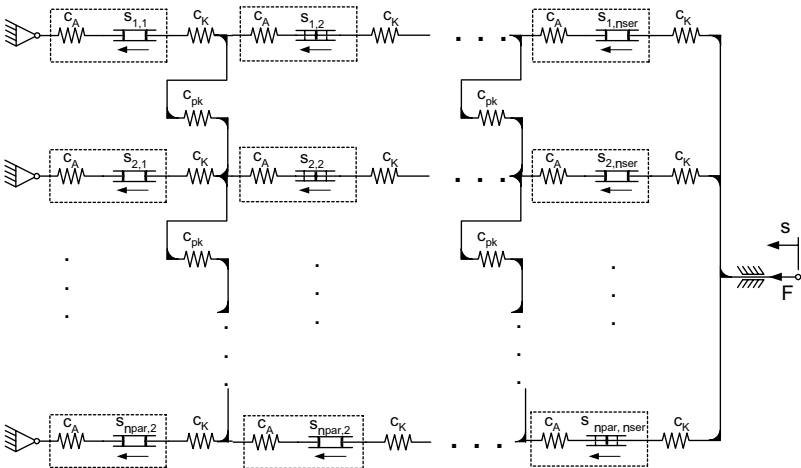
$$(2.29)$$

$$s_{L\max} = n_{Ser} \cdot s_a \cdot$$

Die maximal erreichbare Blockierkraft  $F_{B\max}$  hängt von der Kaskadierungsbreite  $n_{Par}$  ab und beträgt

$$F_{B\max} = n_{Par} \cdot s_a \frac{c_A \cdot c_K}{(c_A + c_K)}. \quad (2.30)$$

Mit Hilfe der Kaskadierung von insgesamt neun Zellen seriell und parallel kann, wie in Abb. 46 gezeigt, jeweils das Dreifache der Kennwerte der einzelnen Zelle erreicht und in insgesamt neun Schritten eingestellt werden, von denen jeder ein Drittel der ursprünglichen Schrittweite beträgt. Mit den Zuständen der Kaskade können Kraft und Weg in Schritten eingestellt werden. Analog zu einem elektronischen D/A Wandler können hier mechanische Größen in Stufen eingestellt werden.



**Abb. 47: Allgemeine Aktorkaskade mit Parallelschaltung**

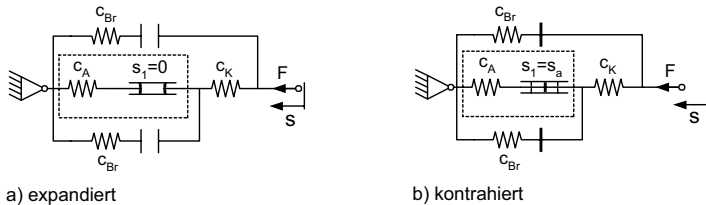
Die Koppellemente stabilisieren nicht nur die Abstände zwischen den Zweigen, sondern haben auch einen Einfluss auf den Kraftfluss in der Kaskade, verändern aber die Werte für Blockierkraft und Leerlaufweg nicht, da sich die in einem Zweig erzeugte Kraft lediglich auf mehrere Pfade aufteilt. Sie sind jedoch wichtig für die Resistenz der Kaskade gegen den Ausfall einzelner Zellen, da dann die Kraft um die defekten Elemente herum geleitet wird.

## 6.5 Kennlinienbeeinflussung

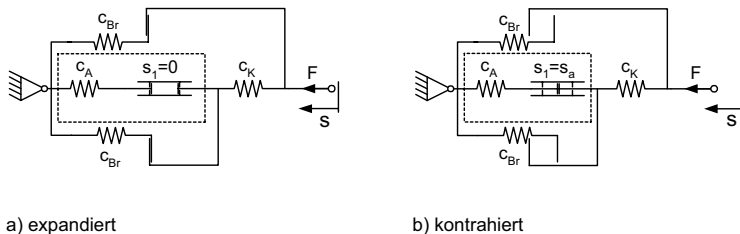
Bei allen bisher betrachteten Kaskaden ist die Nachgiebigkeit nach außen hin konstant. Die Werte für Kraft und Weg sind nur von der Anzahl der aktivierten Aktoren, nicht von deren Position in der Kaskade abhängig.

Die Untersuchungen zu den energetischen Verhältnissen im System Aktor – Wirkelement in Kapitel 4 zeigten jedoch, dass konstante Steifigkeiten des Aktors nicht immer optimal sind und dass nichtlineare Kraft-Weg-Kennlinien des Aktors mitunter effizienter funktionieren als lineare. Im folgenden Abschnitt wird untersucht, welche Möglichkeiten bestehen, um diese Kennlinienform bereits in den Antrieb zu implementieren, um nachfolgende Getriebe zur Kennlinienformung einzusparen.

Die Steifigkeit des gesamten kaskadierten Aktors kann variiert werden, wenn die Elemente ihre Steifigkeit in Abhängigkeit vom Aktivierungszustand ändern. Dafür müssen z.B. bei der Kontraktion bzw. Expansion an den Aktorzellen Verbindungen zu weiteren parallelen Elastizitäten hergestellt oder gelöst werden. Es können parallel weitere Federn hinzugefügt werden, um die Kopplung steifer zu machen (Abb. 48) oder es kann eine Verbindung gelöst werden, um die Aktorzelle bei Aktivierung weicher werden zu lassen (Abb. 49).

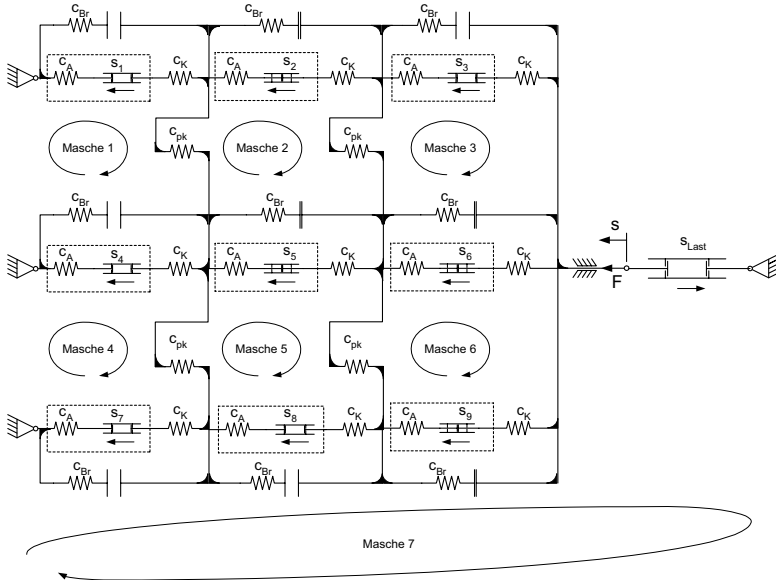


**Abb. 48: Anordnung zum Erhöhen der Steifigkeit bei Kontraktion**



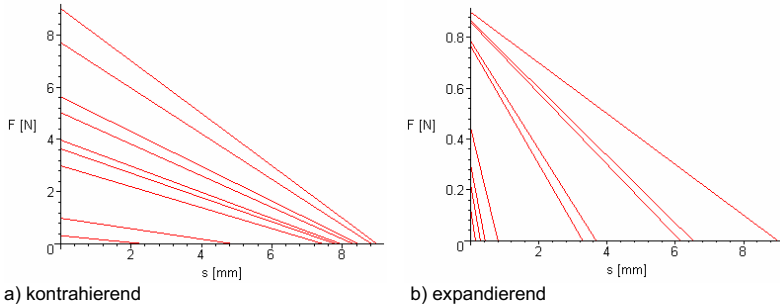
**Abb. 49: Anordnung zum Verringern der Steifigkeit bei Kontraktion**

Die Integration von zusätzlichen Steifigkeiten  $c_{Br}$ , welche die Zellen bei Kontraktion überbrücken, ist in Abb. 50 dargestellt. Als Grundlage wurde die Kaskade aus Abb. 45 gewählt und modifiziert. Als Berechnungsverfahren wird wieder die in Kapitel 6.2 vorgestellte modifizierte Maschenstromanalyse benutzt. Die Nachgiebigkeitsmatrix Gl. (2.24) wird abgewandelt, so dass die einzelnen Steifigkeiten der Elemente vom Zustand des jeweils assoziierten Aktors gesteuert werden.

**Abb. 50: Anordnung zum Variieren der Aktorstefigkeit durch Auskoppeln von Zweigen**

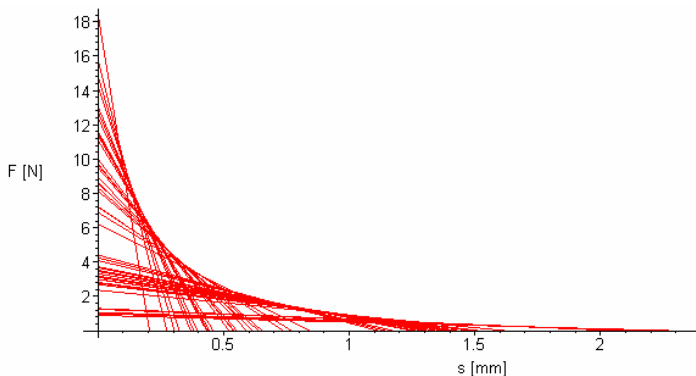
Durch die nun inhomogene Verteilung der Steifigkeit der Elemente in der Kaskade tauchen auch die parallelen Koppelsteifigkeiten in der Lösung der Matrixgleichung auf. Der Ausdruck für  $F_7$  lässt sich nicht zu übersichtlichen Termen zusammenfassen. Statt der analytischen Formulierung werden deshalb Beispielkennlinien mit konkreten numerischen Werten berechnet, die spezielle Eigenschaften dieser Kaskade aufzeigen. Für konkrete Werte wie  $c_{Br} = 1$  N/mm,  $c_{PK} = 15$  N/mm und  $s_a = 3$  mm können umfangreiche Kennlinienfelder angegeben werden wie sie in Abb. 51 dargestellt sind. In Abb. 51 a) wird die Kaskade als kontrahierender Antrieb eingesetzt und in Abb. 51 b) als expandierender. Kontrahierender Antrieb bedeutet: es sind bei  $s = 0$  alle Zellen expandiert und es befinden sich keine der Brückensteifigkeiten im

Eingriff. Die Kaskade ist in diesem Zustand besonders weich und wird mit wachsendem Weg  $s$  härter. In Abb. 51 b) wird die Kaskade als expandierender, also drückender Antrieb benutzt. In der Anfangsposition bei  $s = 0$  sind hier alle Zellen kontrahiert und alle Brückensteifigkeiten aktiv. Die Kaskade hat in diesem Zustand eine besonders steile Kraft-Weg-Kennlinie. Mit steigendem Weg  $s$  wird sie weicher und die Kraft-Weg-Kennlinie flacher.



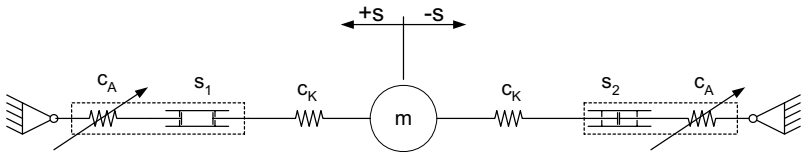
**Abb. 51: Kennlinienbeispiele der Kaskade mit Brückensteifigkeiten für verschiedene Wirkungsrichtungen und unterschiedliche Kombinationen aktivierter Zellen**

Bereits bei der Nutzung des Antriebes in umgekehrte Wirkrichtung ergibt sich eine andere Kennlinienschar. Die Anstiege der Kraft-Weg-Kennlinien sind nicht nur von der Arbeitsrichtung der Kaskade, sondern auch vom verwendeten Aktivierungsmuster abhängig. Durch unterschiedliche Ansteuermuster können unterschiedliche Kraft-Weg-Kennlinien und damit Steifigkeiten realisiert werden, die als Ganzes auch eine nichtlineare einhüllende Kennlinie ergeben, wie es in Abb. 52 dargestellt ist.



**Abb. 52: Kennlinienschar einer Kaskade zum Realisieren nichtlinearer Hüllkennlinien**

Für Kaskaden mit variabler Steifigkeit bietet sich noch eine weitere Anwendung an. Die Verbindung elastischer Kaskaden mit einer Masse ergibt einen mechanischen Schwingkreis, dessen Resonanzfrequenz sich mit der Variation der Steifigkeit der Kaskade verändern lässt (Abb. 53). Mit der Aktivierung bzw. dem Zustand ändert sich die Steifigkeit des Aktorsystems aber auch die Position der Masse. Soll diese Position bzw. der Schwingungsmittelpunkt konstant gehalten und trotzdem die Eigenfrequenz des Schwingkreises verändert werden, muss ein zweiter antagonisierender und ebenfalls elastischer Aktor verwendet werden, der diese Verschiebung durch eine Gegenkraft ausgleicht.

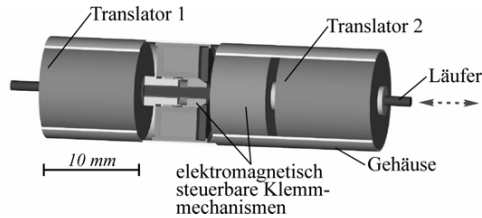
**Abb. 53: Mechanischer Schwingkreis mit einstellbarer Frequenz**

Die Anordnung aus Abb. 53 stellt das mechanische Analogon zu einem VCO (voltage controlled oscillator) dar. Durch die Antagonisierung kann das Schwingungszentrum der Masse unabhängig von der Eigenfrequenz eingestellt werden. Die Anregung der Schwingung kann durch die kaskadierten Aktoren selbst oder eine andere externe Kraft erfolgen.

## 6.6 Realisierte Antriebssysteme

### 6.6.1 Linearantrieb nach dem Vorbild des Querbrückenzyklus

Zu den ersten praxisrelevanten Ergebnissen ist ein miniaturisierter Linearantrieb mit quasikontinuierlicher bzw. kontinuierlicher, bidirektionaler Bewegung bei theoretisch unbegrenztem Bewegungsbereich des Läufers zu zählen (Abb. 54, [87]). Im Unterschied zur in Abschnitt 6.2 bis 6.5 verwendeten permanenten Kopplung der Aktoren wird nun auch die temporäre Verbindung der Aktoren genutzt.

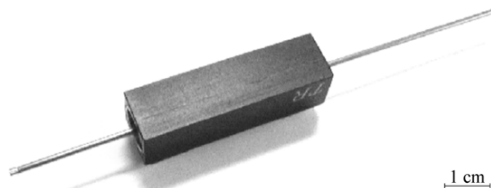


**Abb. 54: Schematischer Aufbau des Antriebes aus [87]**

Die permanente Kaskadierung mehrerer derartig aufgebauter Antriebselemente ermöglicht Untersuchungen und Simulationen komplexer Bewegungsabläufe des Aktin-Myosin-Komplexes, das Aufstellen von Regelalgorithmen zur Optimierung der auskoppelbaren Bewegung hinsichtlich Bewegungsform und Bewegungsablauf sowie eine Erhöhung der Genauigkeit des Antriebssystems.

Der Entwurf, die Entwicklung und Realisierung der Antriebselemente erfolgte auf der Basis von Erkenntnissen über den molekularen Aktin-Myosin-Querbrücken-Zyklus im Sarkomer der Skelettmuskeln als Beispiel für die temporäre Kaskadierung von Aktoren. Neu ist die Verbindung zweier Antriebseinheiten, die bei koordinierter Ansteuerung eine bidirektionale Bewegung des Läufers generieren. Damit werden Bewegungseigenschaften erreicht, die ein klassisches *Inch-worm*-Prinzip nicht ermöglicht wie z.B. eine schnellere und gleichförmige Bewegung des Läufers und die Möglichkeit der Kraftaddition durch den synchronen Betrieb beider Aktoren. Mit der Möglichkeit der bidirektionalen Bewegung wird eine Bewegungseigenschaft erreicht, die das natürliche Vorbild nicht hat.

Durch die Verwendung polarisierter Elektromagnete konnte die Energieaufnahme im inaktiven Fall vermieden werden. Der Antrieb selbst ist  $43 \times 12 \times 12 \text{ mm}^3$  groß und liefert eine Kraft von ca. 0.7 N (Abb. 55).



**Abb. 55: Realisierter Antrieb**

Nach bisherigem Kenntnisstand ist ein Linearantrieb mit diesen Parametern am Markt bisher noch nicht verfügbar.

Weitere, spezielle Anwendungsmöglichkeiten derartiger Linearantriebe sind z.B. die Simulation sowie der konstruktive Entwurf dreidimensionaler Muskelmodelle für eine Demonstration primärer funktionsmorphologischer Eigenschaften kaskadenartiger Muskelfaseranordnungen. Diese Modelle beinhalten Aktoren mit unterschiedlichen Kraft-Weg-Kennlinien, so dass eine Charakterisierung grundlegender Muskeleigenschaften, wie z.B. die isometrische oder isotone Kontraktion oder funktions-sichernde Redundanz möglich wird.

### 6.6.2 Realisierung eines wurmartigen Bewegungssystems

Das entwickelte miniaturisierte, wurmartige Bewegungssystem mit elastischer Kopplung der Antriebssysteme entstand nach dem Vorbild des Bewegungsprinzips von Gastropoden (Schnecken). Das Funktionsprinzip dieses Antriebssystems besteht darin, dass die Summe der Reibkräfte an den ruhenden Gleitelementen größer ist als die Reibkraft an dem jeweils temporär bewegten Gleitelement. In Abb. 56 ist der Vorgang schematisch dargestellt.

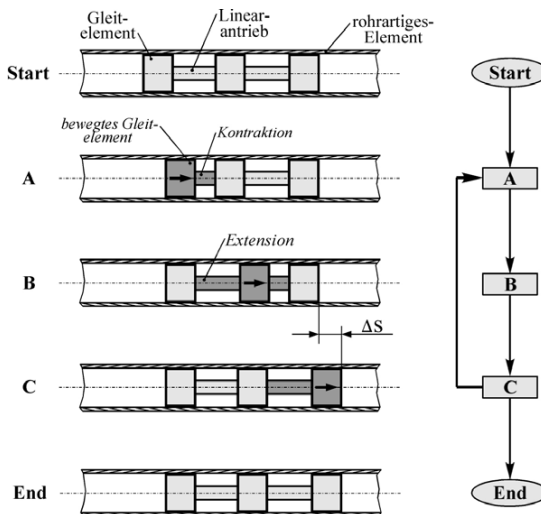


Abb. 56: Funktionsprinzip eines wurmartigen Antriebssystems [91]

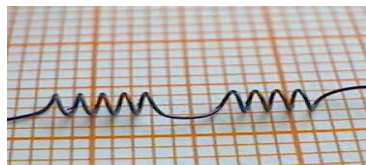


Ein weiteres Ziel der Entwicklung war die Minimierung der Zahl benötigter Antriebe. Deshalb wurde der Andockvorgang der Myosinköpfchen in der technischen Realisierung dadurch ersetzt, dass die Reibkraft an zwei Gleitelementen zusammen größer ist als an einem einzelnen. Die Gleitelemente bleiben in permanentem Kontakt mit dem zu bewegenden Objekt, der Kraftfluss wird aber temporär aufgehoben.

Auf diese Weise konnte die vergleichbare Funktionalität eines *Inch-worm-Antriebes* mit nur zwei, statt drei Antrieben erreicht werden. Das in Abb. 57 a dargestellte funktionsfähige Miniatur-Wurmmodell hat einen Durchmesser von nur 2 mm und eine Länge von 16 mm.



a) Wurm



b) Formgedächtnisantrieb

**Abb. 57: Realisierter Wurm mit Formgedächtnisantrieb**

Seine seriellen, elastisch gekoppelten Antriebselemente bestehen aus entsprechend modifizierten Formgedächtnisaktoren (Abb. 57 b).

Zukünftige Einsatzgebiete derartiger wurmähnlicher Antriebssysteme sind vor allem die autonome Inspektion und Manipulation in rohrartigen technischen sowie biologischen Systemen. Ein konkreter Bedarf für den Einsatz wurmartiger Miniatursonden besteht z.B. bei minimalinvasiven operativen Eingriffen in der Humanmedizin.

# Kapitel 7

## 7 Magnetaktoren

Für die Realisierung einer dauerhaften elastischen Verknüpfung von Aktoren im Sinne der Definition für permanente Kaskadierung von Kapitel 5 sind elektromagnetische Aktoren besonders gut geeignet. Sie haben einen hohen Wirkungsgrad der Energiewandlung und als polarisierter Magnetkreis eine prinzipbedingte Haltekraft. Beides unterstützt einen geringen Energieverbrauch des Gesamtsystems und verringert thermische Belastungen im statischen und dynamischen Fall. Die folgenden Untersuchungen beinhalten den Vergleich polarisierter Magnetkreise und die Auswahl des geeignetsten für die Entwicklung eines Linearantriebes. Auf der Grundlage dieses Antriebes wird die Untersuchung bis zum Entwurf einer Kaskade geführt.

### 7.1 Grundlagen

Die Kraft, die ein magnetisches Feld auf einen Körper ausübt, ist abhängig von der Geometrie des Luftspaltes und von der Größe und Richtung des magnetischen Flusses. In neutralen Systemen mit nur einer Spule treten keine abstoßenden Kräfte auf. Für ein nahezu homogenes Feld im Luftspalt, bei dem sich die Eisenflächen parallel gegenüberstehen, lässt sich die Kraft nach der Maxwellschen Zugkraftformel bestimmen. Die Fläche des Luftspaltes ist  $A_{Fe}$ , seine Länge ist  $\delta$ . Die Herleitung ist von Kallenbach in [39] ausführlich beschrieben und wird hier nur punktuell gezeigt.

Ausgehend von der Energiebilanz des Elektromagneten kann die Magnetkraft  $F_m$  für den linearen Fall beschrieben werden als

$$F_m = \frac{1}{2} i^2 \frac{dL(\delta)}{d\delta} . \quad (2.31)$$

Für den linearen Fall, d.h. ohne Berücksichtigung von Hystereseeffekten und Sättigungseffekten im Material, ist die Induktivität  $L$  in Gl. (2.31) eine Funktion des Luftspaltes  $\delta$  und lautet

$$L = L(\delta) = \frac{\psi(i, \delta)}{i} . \quad (2.32)$$

Der verkettete Fluss  $\psi$  lässt sich als Produkt des Flusses  $\phi$  und der Windungszahl  $w$  der Spule beschreiben als

$$\psi = \phi \cdot w . \quad (2.33)$$

Der Fluss  $\phi$  wird vom magnetischen Widerstand  $R_m$  und der Durchflutung der Spule bestimmt. Die Durchflutung  $\Theta$  ist das Produkt aus dem Spulenstrom und der Windungszahl

$$\phi \cdot R_m = \Theta = I \cdot w . \quad (2.34)$$

Der magnetische Widerstand ist der Reziprokwert des magnetischen Leitwertes und lautet für eine homogene Feldgeometrie im Luftspalt

$$R_{m\delta} = \frac{\delta}{\mu_0 \cdot A_{Fe}} = \frac{1}{G_{m\delta}} , \text{ wobei } \mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \frac{Vs}{Am} \text{ ist.} \quad (2.35)$$

Aus den Gln. (2.31) bis (2.35) ergibt sich für die Magnetkraft die in Gl. (2.36) gezeigte Formulierung

$$F_m = \frac{\Theta^2}{2} \frac{dG_m(\delta)}{d\delta} = \frac{\Theta^2}{2} \frac{\mu_0 \cdot A_{Fe}}{\delta^2} . \quad (2.36)$$

Der Fluss  $\phi$  wird durch die Durchflutung und den magnetischen Widerstand bestimmt. Wird der magnetische Kreis nicht bis zur Sättigung angesteuert, ist der magnetische Widerstand des Eisens bei gleichem Querschnitt wesentlich kleiner als der des Luftspaltes. Der magnetische Widerstand wird dann vom größten Luftspalt und dessen Luftspaltwiderstand  $R_{m\delta}$  dominiert, wobei beachtet werden muss, dass Hochenergie-dauermagnete einen ähnlich hohen spezifischen magnetischen Widerstand aufweisen wie Luft.

Für einen homogenen Luftspalt, der mit einer magnetischen Durchflutung  $\Theta$  in Reihe geschaltet ist, ergibt sich aus Gl. (2.34) und Gl. (2.35) die Gl. (2.37)

$$\Phi = \frac{\Theta \cdot \mu_0 \cdot A_{Fe}}{\delta} . \quad (2.37)$$

Mit der Definition der Induktion  $B = \phi/A_{Fe}$  als magnetische Flussdichte und den Gln. (2.37) und (2.36) erhält man für die Kraft

$$F_m = \frac{B^2 \cdot A_{Fe}}{2\mu_0} = \frac{\Phi^2}{2\mu_0 \cdot A_{Fe}} . \quad (2.38)$$

Die Gl. (2.38) ist auch als „Maxwellsche Zugkraftformel“ bekannt und kann nicht negativ werden, denn die einzigen Größen, die negative Werte annehmen können, gehen in der zweiten Potenz ein. Es können nur anziehende Kräfte erzeugt werden.

Die Durchflutung bzw. Erregung der Spule ist laut Gl. (2.34) gleich dem Produkt aus der Windungszahl  $w$  und dem durch die Spule fließenden Strom  $I$ . Wird der Strom als Quotient aus der Spannung  $U$  und Spulenwiderstand  $R$  dargestellt, ergibt sich für die Durchflutung

$$\Theta = \frac{U}{R} \cdot w \quad \text{und} \quad \Theta^2 = \frac{U^2}{R^2} \cdot w^2 . \quad (2.39)$$

Unter Einbeziehung des Ohmschen Gesetzes, der elektrischen Leistung  $P = U \cdot I$  und Gln. (2.39) lässt sich daraus der Zusammenhang zwischen Erregung und eingetragener elektrischer Leistung als

$$\Theta^2 = \frac{P}{R} \cdot w^2 \quad \text{bzw.} \quad \Theta = \sqrt{\frac{P}{R} \cdot w^2} \quad (2.40)$$

entwickeln.  $P$  ist die Leistung, die in der Spule des Elektromagneten in Wärme umgesetzt wird. Der Zusammenhang zwischen der Kraft auf eine Eisenfläche des Luftspaltes und der elektrischen Leistung der Erregerspule wird bei einem Reihenkreis aus der Kombination von Gl. (2.36) und Gl. (2.40) entwickelt und ergibt

$$F_m = \frac{P \cdot w^2}{R} \cdot \frac{\mu_0 \cdot A_{Fe}}{2\delta^2} . \quad (2.41)$$

Sind der spezifische elektrische Widerstand  $\rho$ , die mittlere Windungslänge  $l_m$ , die Fläche des Drahtes  $A_{Dr}$ , die zur Verfügung stehende Wickelfläche  $A_W$  und der

Kupferfüllfaktor  $k_{Cu}$  dieser Fläche bekannt, kann der elektrische Widerstand der Wicklung

$$R = \frac{\rho \cdot l_m \cdot w}{A_{Dr}} = \frac{\rho \cdot l_m \cdot w^2}{A_W \cdot k_{Cu}} \quad (2.42)$$

berechnet werden. Wird die Gl. (2.42) nach dem Quadrat der Windungszahl aufgelöst und in die Gleichung für die Kraft Gl. (2.41) eingesetzt, ergibt sich die Kraft als

$$F_m = P \cdot \frac{A_W \cdot k_{Cu}}{\rho \cdot l_m} \cdot \frac{\mu_0 \cdot A_{Fe}}{2\delta^2} \quad (2.43)$$

Die Gl. (2.43) zeigt den Zusammenhang von Magnetkraft und elektrischer Leistung für den statischen Fall.

Die erzeugte Magnetkraft und die dafür benötigte elektrische Leistung hängen linear voneinander ab. Der Proportionalitätsfaktor kann durch Variation geometrischer Parameter verändert, z.B. durch Vergrößerung der Wickelfläche erhöht, werden.

Die elektrische Verlustleistung für das Erzeugen einer Haltekraft kann reduziert werden, wenn ein Permanentmagnet in den Magnetkreis integriert wird. Befinden sich Dauermagnet und Spule in einem Magnetkreis, spricht man von einem polarisierten Elektromagneten (Abb. 59). Werden Dauermagnet und Spule im Ersatzschaltbild hintereinander angeordnet, muss die Spule zum Kompensieren des Magnetfeldes eine Durchflutung erzeugen, die gleich der des Dauermagneten, aber entgegengesetzt gerichtet ist. Dafür ist eine elektrische Leistung von

$$P = I^2 \cdot R = (I \cdot w)^2 \cdot \frac{\rho \cdot l_m}{A_W \cdot k_{Cu}} = \Theta^2 \cdot \frac{\rho \cdot l_m}{A_W \cdot k_{Cu}} \quad (2.44)$$

nötig, die quadratisch von der geforderten Durchflutung abhängt.

Neben den polarisierten Reihenkreisen, bei denen die Spulendurchflutung so groß wie die gesamte Durchflutung des Dauermagneten sein muss, gibt es auch magnetische Anordnungen, bei denen der Fluss nicht kompensiert, sondern in einen anderen Pfad umgeleitet wird. Das ist bei Parallelkreisen und Brückenkreisen der Fall. Zur Kompensation der Kraft des Dauermagneten ist in der Spule dieser Anordnungen nur ein Teil der Durchflutung des Dauermagneten zu erzeugen. Indem Brückenkreise statt Reihenkreisen eingesetzt werden, kann die benötigte Spulendurchflutung bereits durch die Struktur des Magnetkreises verringert werden.

## 7.2 Analyse von Magnetaktoren mit magnetischen Netzwerken

Ein Modell des magnetischen Kreises ist das magnetische Netzwerk, bei dem ganze Baugruppen zu konzentrierten Elementen zusammengefasst werden. Streuflüsse werden vernachlässigt oder mit separaten Elementen abgebildet. Wird zeitinvariantes und lineares Verhalten der Elemente angenommen, können Werkzeuge aus der Elektrotechnik vorteilhaft eingesetzt werden. Die Anwendung der Kirchhoffschen Gesetze für magnetische Kreise ermöglicht Berechnungen mit der Netzwerkmethode. Der Fluss  $\Phi$  wird analog dem Strom und die Durchflutung  $\Theta$  analog der Spannung in elektrischen Netzwerken betrachtet. Für die Berechnung am Netzwerkmodell wird als Verfahren die Maschenstromanalyse benutzt.

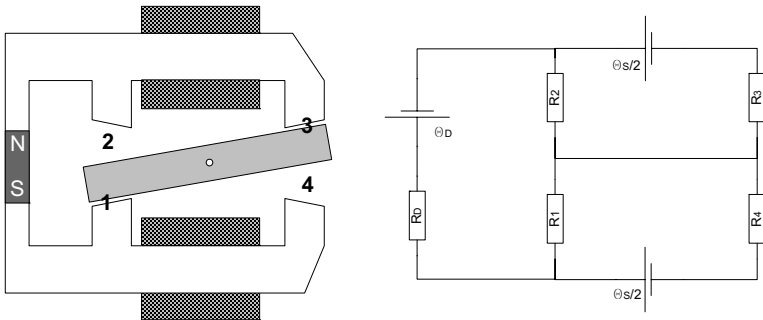
In Magnetkreisen können Permanentmagnete, Arbeitsluftspalte und Erregerspule in verschiedener Struktur angeordnet sein. Im einfachsten Fall sind drei Elemente in Reihe geschaltet, sodass die Erregerspule den Fluss des Dauermagneten verstärkt oder schwächt und die Magnetenkraft erhöht oder verringert. Weitere Anordnungen arbeiten mit zwei oder vier Arbeitsluftspalten, sodass sich der magnetische Fluss in mehrere Wege verzweigen kann. Eine spezielle Anordnung mit vier Luftspalten hat ein magnetisches Ersatzschaltbild, das einer Brückenschaltung entspricht, deshalb wird diese spezielle Form als magnetischer Brückenkreis bezeichnet. Sind alle vier Luftspalten veränderlich, wird die Anordnung auch als Vollbrücke bezeichnet, sind nur zwei magnetische Luftspaltwiderstände variabel und zwei konstant als Halbbrücke.

Ausgehend vom polarisierten Magnetkreis werden im Folgenden mehrere Varianten praktisch genutzter Anordnungen untersucht und verglichen:

- Reihenkreis
- Halbbrücke mit einem Luftspalt zwischen Anker und Magnet
- Parallelkreis mit 4 Luftspalten und Dauermagnet im Anker
- Parallelkreis mit Dauermagneten im äußeren Kreis und weichmagnetischem Anker
- Vollbrücke mit dem Dauermagneten im Anker
- Vollbrücke mit Dauermagneten im äußeren Kreis und weichmagnetischem Anker.

In Abhängigkeit von der Durchflutung der Steuerspule  $\Theta_s$ , der Dauermagnetdurchflutung  $\Theta_D$ , dem magnetischen Widerstand des Dauermagneten  $R_{Di}$  und den bis zu vier magnetischen Widerständen der Arbeitsluftspalten  $R_1$  bis  $R_4$  können sich verschiedene magnetische Flüsse in den Arbeitsluftspalten einstellen. Die magnetischen Widerstände des Eisens werden vernachlässigt, da die Werte der

Luftspaltwiderstände als groß gegenüber den Eisenwiderständen angenommen werden. Streuflüsse werden nicht berücksichtigt.



- $R_1, R_3$  magnetische Widerstände der kleineren Luftspalten
- $R_2, R_4$  magnetischen Widerstände der größeren Luftspalten
- $R_0$  magnetische Widerstand des Dauermagneten
- $\Theta_0$  Durchflutung (MMK) des Dauermagneten
- $\Theta_s$  Durchflutung (MMK) der Steuerspule

**Abb. 58: Magnetkreis und Ersatzschaltung eines Magnetkreises mit vier Luftspalten**

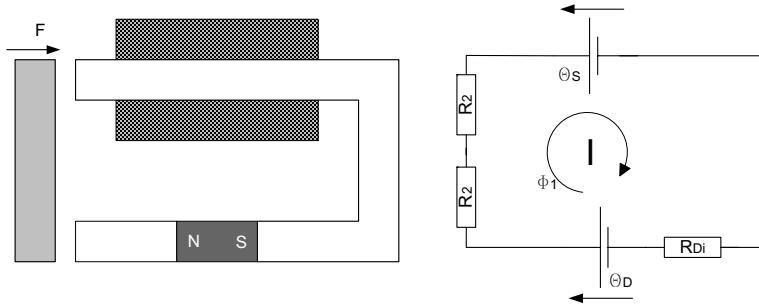
Für die Luftspalte 1 und 3 kann in diesem konkreten Fall angenommen werden, dass sie gleich groß sind und sich auch mit derselben Geschwindigkeit ändern, ebenso die Luftspalten 2 und 4. Zur Vereinfachung der Berechnung werden  $R_3$  und  $R_1$  sowie  $R_4$  und  $R_2$  gleichgesetzt.

Im Folgenden werden die Flüsse durch die Luftspaltwiderstände und die daraus resultierenden Kräfte des Ankers ermittelt.

### 7.2.1 Polarisiertes Reihenkreis in U-Form

Sind in einem unverzweigten magnetischen Kreis die Erregung und sämtliche Arbeitsluftspalten hintereinander angeordnet, wird diese Anordnung als Reihenkreis bezeichnet. Befindet sich in diesem Kreis wenigstens ein Dauermagnet, handelt es sich um einen polarisierten Reihenkreis (Abb. 59).

Diese Anordnung wird in der Technik häufig verwendet. Ersatzschaltbild und Kennwerte lassen sich einfach ableiten. Gegenüber der Anordnung aus Abb. 58 hat dieser Magnetkreis nur zwei Luftspalte, die sich synchron verändern.



**Abb. 59: Anordnung und Ersatzschaltbild des Reihenkreises**

Die Symbole und Formelzeichen in dieser und den folgenden Abbildungen bedeuten:

**I, (II, III) :** gewählte Maschen mit Richtung der Flussgröße

**Φ<sub>1</sub>, (Φ<sub>2</sub>, Φ<sub>3</sub>):** magnetischer Fluss in der jeweiligen Masche.

Für das magnetischen Netzwerk lässt sich die Gleichung der Durchflutungen und magnetischen Spannungsabfälle dieser Masche aufstellen als:

$$(R_{Di} + 2R_2) \cdot \Phi_1 = \Theta_D - \Theta_S \quad (2.45)$$

Die Lösung der Gleichung liefert den Fluss

$$\Phi_1 = \frac{\Theta_D - \Theta_S}{R_{Di} + 2R_2} \quad (2.46)$$

in der Masche. Mit der Maxwellschen Zugkraftformel ergibt sich daraus die Kraft

$$F_m = 2 \frac{\Phi_1^2}{2 \cdot \mu_0 \cdot A_{Fe}} = \frac{(\Theta_D - \Theta_S)^2}{(R_{Di} + 2R_2)^2 \cdot \mu_0 \cdot A_{Fe}} \quad (2.47)$$

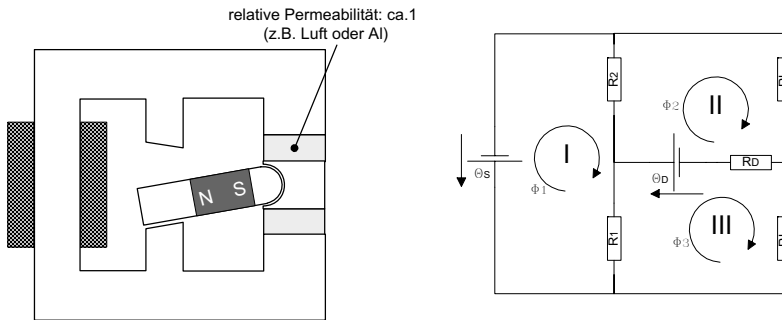
welche als Summe der Kräfte beider Luftspalte auf den Anker wirkt. Aus Gl. (2.47) ist ersichtlich, welche Haltekraft bei  $\Theta_S = 0$  erzeugt wird. Wie bereits genannt, können nur Zugkräfte am Anker erzeugt werden. Um die Kraftrichtung umzukehren, müssen Arbeitsluftspalte auch an der gegenüber liegenden Seite des Ankers angeordnet werden.



### 7.2.2 Halbbrücke mit Luftspalt am Anker

Stehen dem magnetischen Fluss zwei Pfade zur Verfügung in denen er je einen Arbeitsluftspalt passiert (Abb. 60), wird diese Anordnung als Halbbrücke bezeichnet. Die Arbeitsluftspalten sind unterschiedlich groß und verändern sich entgegengesetzt zueinander, wobei  $R_2 + R_1 = R_{\text{gesamt}}$  und  $R_{\text{gesamt}} = \text{konstant}$  gilt.

Um den Fluss der Steuerspule nicht über einen Eisenrückschluss kurzzuschließen und damit unwirksam zu machen, wurden zwei weitere Luftspalten jeweils zwischen Eisenkreis und Dauermagnet eingefügt. Der zusätzliche Luftspalt kann praktisch z.B. mit einer unmagnetischen Zwischenlage oder einer Sättigungszone erzeugt werden.



**Abb. 60: Anordnung und Ersatzschaltbild der Halbbrücke mit Luftspalt am Anker**

Da sich die Arbeitsluftspalten an den entgegengesetzten Seiten des Ankers befinden, kann die Richtung der resultierenden Kraft sowohl nach der einen als auch nach der anderen Seite weisen.

Aus dem magnetischen Netzwerk lässt sich die Matrixgleichung (2.48) aufstellen:

$$\begin{bmatrix} R_1 + R_2 & -R_2 & -R_1 \\ -R_2 & R_L + R_{Di} + R_2 & -R_{Di} \\ -R_1 & -R_{Di} & R_L + R_{Di} + R_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \\ \Phi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\Theta_S \\ \Theta_D \\ -\Theta_D \end{bmatrix} \quad (2.48)$$

Die Lösung der Gleichung liefert die Flüsse in den einzelnen Maschen

$$\begin{bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \\ \Phi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{((R_1 + R_2 + 2R_L)R_{Di} + (R_1 + R_2 + R_L)R_L + R_1R_2)\Theta_S + (R_1 - R_2)R_L\Theta_D}{R_L((R_1 + R_2)(2R_{Di} + R_L) + 2R_1R_2)} \\ \frac{((-R_1 - R_2)R_{Di} - (R_L R_2 + R_1 R_2))\Theta_S + (R_1 + R_2)R_L\Theta_D}{R_L((R_1 + R_2)(2R_{Di} + R_L) + 2R_1R_2)} \\ \frac{((R_1 + R_2)R_{Di} + (R_L R_1 + R_1 R_2))\Theta_S + (R_1 + R_2)R_L\Theta_D}{R_L((R_1 + R_2)(2R_{Di} + R_L) + 2R_1R_2)} \end{bmatrix}. \quad (2.49)$$

Die Kraft auf den Anker ergibt sich aus der Differenz der Kräfte in den Luftspalten des Ankers. Die Kraft in den einzelnen Luftspalten wird mit der Maxwellschen Zugkraftformel Gl. (2.38) berechnet. Die Eisenflächen an den Luftspalten sind gleich groß. Die Magnetkraft am Luftspalt lautet

$$F_m = \frac{\Phi_{R1}^2}{2\mu_0 A_{Fe}} - \frac{\Phi_{R2}^2}{2\mu_0 A_{Fe}} = \frac{(\Phi_1 - \Phi_2)^2}{2\mu_0 A_{Fe}} - \frac{(\Phi_1 - \Phi_3)^2}{2\mu_0 A_{Fe}}. \quad (2.50)$$

Der Fluss durch die Luftspalten und im jeweiligen Zweig ist gleich. Er wird als die vorzeichenbehaftete Summe der beteiligten Maschenflüsse berechnet als

$$\Phi_{R1} = \Phi_1 - \Phi_3 = -\frac{(2R_{Di} + R_L + R_1)\Theta_S + 2R_1\Theta_D}{(R_1 + R_2)(2R_{Di} + R_L) + 2R_1R_2} \quad (2.51)$$

$$\Phi_{R2} = \Phi_1 - \Phi_2 = -\frac{(2R_{Di} + R_L + R_2)\Theta_S - 2R_2\Theta_D}{(R_1 + R_2)(2R_{Di} + R_L) + 2R_1R_2}. \quad (2.52)$$

Die Flüsse aus Gl. (2.51) und Gl. (2.52) werden in die Gl. (2.50) eingesetzt. Damit ergibt sich die Magnetkraft auf den Aktor als

$$F_m = \frac{((4R_{Di} + 2R_L)(R_1 - R_2) + R_1^2 - R_2^2)\Theta_S^2 + (R_1^2 - R_2^2)4\Theta_D^2}{2((R_1 + R_2)(2R_{Di} + R_L) + 2R_1R_2)^2 \mu_0 A_{Fe}} + \frac{((2R_{Di} + R_L)(R_1 + R_2) + R_1^2 + R_2^2)4\Theta_D\Theta_S}{2((R_1 + R_2)(2R_{Di} + R_L) + 2R_1R_2)^2 \mu_0 A_{Fe}}. \quad (2.53)$$

Mit dieser Anordnung der Luftspalten lässt sich in Abhängigkeit von der Spulenerregung am Anker eine resultierende Kraft in beiden Richtungen generieren. Obwohl an den Eisenflächen des Luftspaltes nur anziehende Kräfte auftreten, kann die resultierende Kraft eine wechselsinnige Bewegung erzeugen.

### 7.2.3 Parallelkreis mit Dauermagnet im Anker

Der in Abb. 61 dargestellte Magnetkreis besteht aus einem Eisenkreis und einem Klappanker, in dem sich ein Dauermagnet befindet. Der Fluss des Dauermagneten ist auf vier Luftspalten verteilt und schließt sich über den Eisenkreis. Die Steuerspulen sind antiparallel verschaltet und lenken den Fluss des Permanentmagneten je nach Bestromung stärker über den kleineren oder den größeren Luftspalt. Beide Steuerspulen liefern jeweils eine halbe Steuerspulendurchflutung.

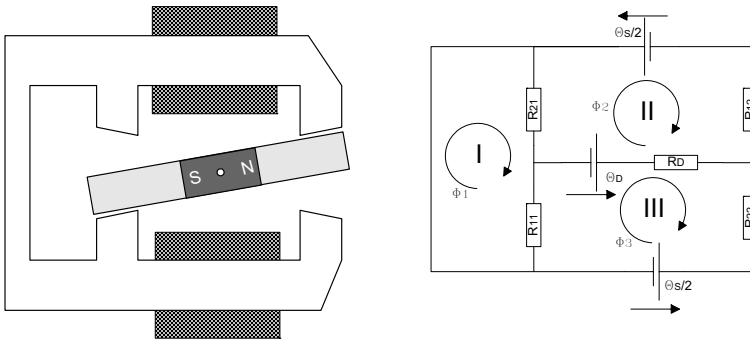


Abb. 61: Anordnung und Ersatzschaltbild des Parallelkreises mit Dauermagnet im Anker

Aus dem magnetischen Netzwerk lässt sich die folgende Matrixgleichung aufstellen:

$$\begin{bmatrix} R_1 + R_2 & -R_2 & -R_1 \\ -R_2 & R_1 + R_{Di} + R_2 & -R_{Di} \\ -R_1 & -R_{Di} & R_1 + R_{Di} + R_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \\ \Phi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\Theta_D - \frac{\Theta_S}{2} \\ \Theta_D - \frac{\Theta_S}{2} \end{bmatrix} \quad (2.54)$$

Die Lösung der Gl. (2.54) liefert die Flüsse in den einzelnen Maschen und lautet

$$\begin{bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \\ \Phi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(R_1 - R_2)2\Theta_D - (2R_{Di} + R_1 + R_2)\Theta_S}{2((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)} \\ -\frac{((R_1 + R_2)2R_{Di} + R_2^2 + 3R_1R_2)\Theta_S + (R_2^2 + R_1R_2)2\Theta_D}{2((R_1 + R_2)^2R_{Di} + 2R_1R_2^2 + 2R_1^2R_2)} \\ -\frac{((R_1 + R_2)2R_{Di} + R_1^2 + 3R_1R_2)\Theta_S - (R_1^2 + R_1R_2)2\Theta_D}{2((R_1 + R_2)^2R_{Di} + 2R_1R_2^2 + 2R_1^2R_2)} \end{bmatrix} \quad (2.55)$$

Aus diesen Flüssen werden analog dem Vorgehen in Abschnitt (7.2.2) die Flüsse in den einzelnen Luftspalten bestimmt und aus diesen unter der Bedingung gleicher Eisenflächen die Kräfte auf den Anker. Mit den Flüssen durch die Luftspalte lässt sich die Kraft ausdrücken als

$$F_m = \frac{1}{2\mu_0 A_{Fe}} (\Phi_{R21}^2 + \Phi_{R22}^2 - \Phi_{R11}^2 - \Phi_{R12}^2) \quad (2.56)$$

$$F_m = \frac{1}{2\mu_0 A_{Fe}} ((\Phi_1 - \Phi_2)^2 + \Phi_3^2 - (\Phi_1 - \Phi_3)^2 - \Phi_2^2) \quad (2.57)$$

$$F_m = \frac{1}{\mu_0 A_{Fe}} 2(\Phi_1(\Phi_3 - \Phi_2)) \quad (2.58)$$

Dabei sind

$$\Phi_{R11} = \Phi_1 - \Phi_3 \quad \Phi_{R21} = \Phi_1 - \Phi_2 \quad (2.59)$$

$$\Phi_{R12} = \Phi_2 \quad \Phi_{R22} = \Phi_3 \quad (2.60)$$

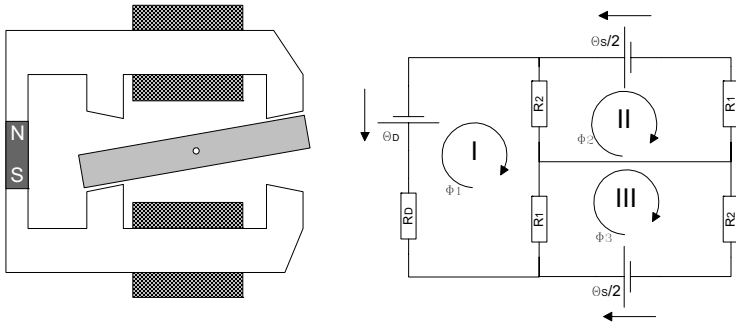
Es werden die Kräfte positiv gewertet, die eine Rotation im Uhrzeigersinn hervorrufen und die entgegengesetzten negativ. Das Einsetzen der Maschenflüsse aus Gl. (2.55) führt zur Formulierung der Ankerkraft des gegebenen Magnetkreises als

$$F_m = \frac{(R_1^2 - R_2^2)4\Theta_D^2 - (R_1^2 + R_2^2 + (R_1 + R_2)R_{Di})4\Theta_S\Theta_D + (R_1 - R_2)(R_1 + R_2 + 2R_{Di})\Theta_S^2}{4\mu_0 A_{Fe}((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)^2} \quad (2.61)$$

Mit dieser Anordnung lässt sich sowohl eine Haltekraft des Ankers entgegengesetzt zum Uhrzeigersinn als auch eine Antriebskraft im Uhrzeigersinn realisieren.

## 7.2.4 Parallelkreis mit Dauermagnet im äußeren Kreis

Der Magnetkreis aus Abb. 62 hat nahezu dieselbe Struktur wie der eben im Abschnitt 7.2.3 untersuchte. Der Dauermagnet befindet sich aber nicht im Anker sondern im äußeren Kreis. Der Magnetkreis verzweigt und hat ebenfalls vier Arbeitsluftspalten. Es werden zwei Steuerspulen verwendet, von denen jede die Hälfte der Durchflutung liefert. Der Dauermagnet befindet sich im Stator. Der Anker besteht aus weichmagnetischem Eisen und ist drehbar gelagert (Abb. 62). An der Erzeugung der Antriebskraft bzw. des Antriebsmomentes sind vier Arbeitsluftspalten beteiligt.



**Abb. 62: Anordnung und Ersatzschaltbild des Parallelkreises mit äußerem Dauermagnet**

Aus dem magnetischen Netzwerk lässt sich folgende Matrixgleichung ablesen:

$$\begin{bmatrix} R_{Di} + R_1 + R_2 & -R_2 & -R_1 \\ -R_2 & R_1 + R_2 & 0 \\ -R_1 & 0 & R_1 + R_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \\ \Phi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\Theta_D \\ -\frac{\Theta_S}{2} \\ \frac{\Theta_S}{2} \end{bmatrix} \quad (2.62)$$

Die Lösung der Gleichung liefert die Flüsse in den einzelnen Maschen

$$\begin{bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \\ \Phi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(R_2 - R_1)\Theta_S + 2(R_1 + R_2)\Theta_D}{2((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)} \\ \frac{(R_2 + R_D)\Theta_S + 2R_2\Theta_D}{2((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)} \\ \frac{(-R_1 - R_D)\Theta_S + 2R_1\Theta_D}{2((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)} \end{bmatrix} \quad (2.63)$$

In Gl. (2.63) kann gezeigt werden, dass

$$\Phi_3 = \Phi_1 - \Phi_2 \quad \text{und} \quad \Phi_2 = \Phi_1 - \Phi_3 \quad (2.64)$$

gilt. Damit sind die Flüsse durch die beiden Luftspaltwiderstände  $R_1$  untereinander gleich und ebenso die von  $R_2$ . Dies vereinfacht die nachfolgende Berechnung der Magnetkraft.

Sie wird wiederum auf Basis der Maxwellschen Zugkraftformel ermittelt und lautet:

$$F_m = \frac{1}{2\mu_0 A_{Fe}} (2\Phi_{R1}^2 - 2\Phi_{R2}^2) \quad (2.65)$$

$$F_m = \frac{1}{\mu_0 A_{Fe}} (\Phi_{R1}^2 - \Phi_{R2}^2) \quad (2.66)$$

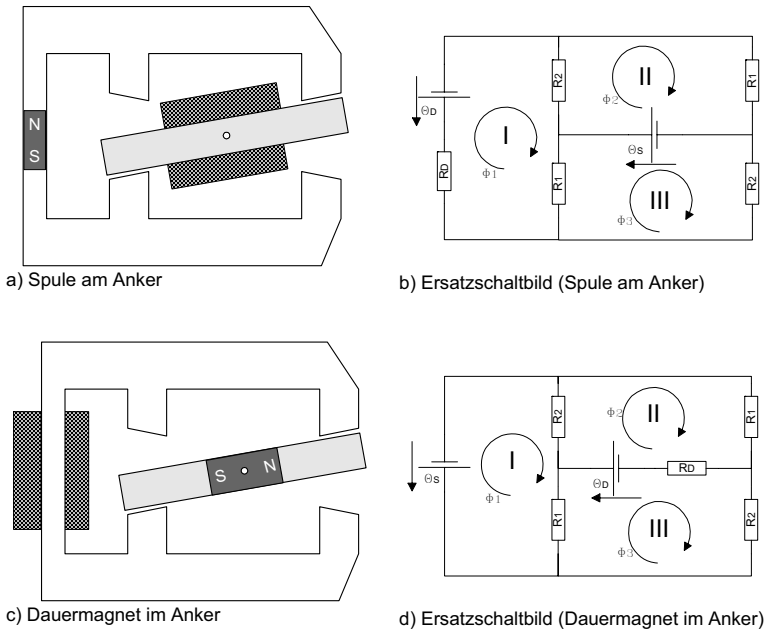
$$F_m = \frac{1}{\mu_0 A_{Fe}} (\Phi_3^2 - \Phi_2^2) \quad (2.67)$$

$$F_m = \frac{((-R_1 - R_2)R_{Di} - R_1^2 - R_2^2)4\Theta_S\Theta_D + ((R_1 - R_2)2R_{Di} + R_1^2 - R_2^2)\Theta_S^2 + (R_1^2 - R_2^2)4\Theta_D^2}{4((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)^2 \mu_0 A_{Fe}}. \quad (2.68)$$

Die Magnetkraft aus Gl. (2.68) kann sowohl positive als auch negative Werte annehmen, d.h. mit dieser Anordnung lassen sich am Anker sowohl Haltekräfte als auch entgegengesetzt gerichtete Antriebskräfte und daraus erzeugte Momente realisieren. Die Kraft ist gleich der Magnetkraft des in Abschnitt 7.2.3 untersuchten Parallelkreises mit dem Dauermagneten im Anker. Die Gln. (2.61) und (2.68) sind äquivalent und lassen sich in die jeweils andere Form überführen.

## 7.2.5 Vollbrücke mit Dauermagnet im Anker oder im äußeren Kreis

Als Brückenkreis wird ein verzweigter Magnetkreis bezeichnet, dessen Struktur im magnetischen Ersatzschaltbild einer Brückenschaltung entspricht (Abb. 63). Es werden die Ausführungen des Magnetkreises aus Abb. 63a bzw. Abb. 63c untersucht, die sowohl als Magnetkreise als auch als Ersatzschaltbild ineinander überführt werden können. Die Berechnung liefert folglich gleiche Ergebnisse unabhängig davon, ob sich der Dauermagnet im Anker befindet und die Steuerspule im Rückschluss angeordnet ist oder umgekehrt.



**Abb. 63: Beispiele und Ersatzschaltbilder unterschiedlicher magnetischer Brückenkreise**

Im Ersatzschaltbild ist  $R_1$  der kleinere magnetische Widerstand. Aus dem magnetischen Netzwerk in Abb. 63 d lässt sich die Matrixgleichung Gl. (2.69) aufstellen als

$$\begin{bmatrix} R_1 + R_2 & -R_2 & -R_1 \\ -R_2 & R_1 + R_2 + R_{Di} & -R_{Di} \\ -R_1 & -R_{Di} & R_1 + R_2 + R_{Di} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \\ \Phi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\Theta_S \\ \Theta_D \\ -\Theta_D \end{bmatrix} \quad (2.69)$$

Die Lösung der Gl. (2.69) liefert die Flüsse in den einzelnen Maschen

$$\begin{bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \\ \Phi_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(R_1 + R_2 + 2R_{Di})\Theta_S + (R_1 - R_2)\Theta_D}{(R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2} \\ \frac{R_2\Theta_D - (R_2 + R_{Di})\Theta_S}{(R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2} \\ \frac{R_1\Theta_D + (R_1 + R_{Di})\Theta_S}{(R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2} \end{bmatrix} \quad (2.70)$$

Obwohl sich die Flüsse in den beiden Luftspaltwiderständen  $R_1$  jeweils aus verschiedenen Kombinationen der Maschenflüsse zusammensetzen, ist der Wert des

Flusses für beide Luftspalten gleich. Aus diesem Grund taucht in Gl. (2.71) nur ein Fluss des Widerstandes  $R_1$  auf. Für die beiden mit  $R_2$  bezeichneten Luftspaltwiderstände sind die Flüsse ebenfalls gleich.

Die resultierende Kraft auf den Anker wird mit der Maxwell'schen Zugkraftformel aus den Flüssen durch die einzelnen Luftspaltwiderstände berechnet und lautet

$$F_m = \frac{1}{2\mu_0 A_{Fe}} (2\Phi_{R1}^2 - 2\Phi_{R2}^2) \quad (2.71)$$

$$F_m = \frac{1}{\mu_0 A_{Fe}} (\Phi_{R1}^2 - \Phi_{R2}^2) \quad (2.72)$$

$$F_m = \frac{1}{\mu_0 A_{Fe}} (\Phi_3^2 - \Phi_2^2) \quad (2.73)$$

$$F_m = \frac{((R_1 + R_2)R_{Di} + R_1^2 + R_2^2)2\Theta_S\Theta_D + ((R_1 - R_2)2R_{Di} + R_1^2 - R_2^2)\Theta_S^2 + (R_1^2 - R_2^2)\Theta_D^2}{((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)^2 \mu_0 A_{Fe}} \quad (2.74)$$

Ist diese resultierende Kraft positiv, verursacht sie ein Moment im Uhrzeigersinn, ist sie negativ, verursacht sie ein Moment gegen den Uhrzeigersinn.

Mit dieser Anordnung lässt sich durch Variation der Steuerspuldurchflutung am Anker sowohl eine Haltekraft als auch eine Antriebskraft in entgegengesetzter Richtung realisieren, aus der entsprechende Momente folgen.

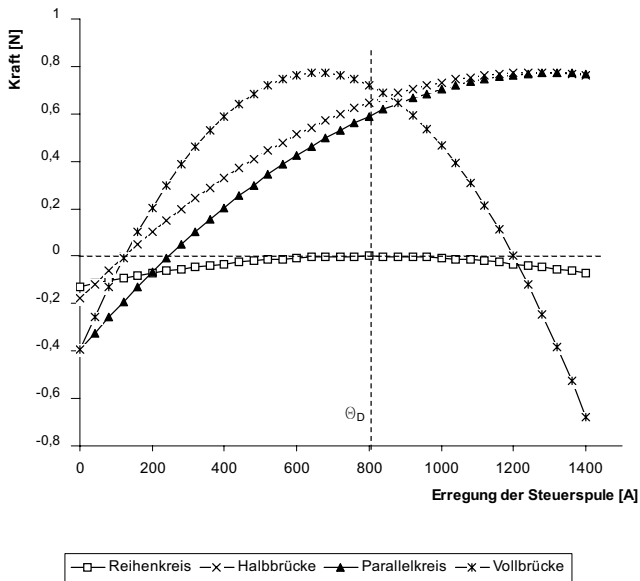
## 7.2.6 Auswertung der Netzwerkanalysen

Das Ergebnis der Untersuchungen nach der Netzwerkmethode sind analytische Ausdrücke für die Ankerkräfte der jeweiligen Anordnung. Um zu ermitteln welcher Magnetkreis am besten als Aktor für eine Magnetkaskade geeignet ist, müssen diese Ergebnisse verglichen werden. Einen ersten Überblick über den Verlauf der Ankerkräfte verschiedener Magnetkreise ermöglicht die grafische Darstellung der resultierenden Ankerkräfte als Funktionen der Steuerspulenerregung wie sie in Abb. 64 dargestellt sind. Als Ankerposition wird der Anschlag festgelegt, an dem der kleinere Luftspalt  $\delta_1$  seinen kleinsten Wert hat. Der Luftspalt  $\delta_1$  ist der Restluftspalt und  $\delta_2$  bezeichnet die Summe aus Arbeits- und Restluftspalt des großen Luftspaltes. Für die Halbbrücke wird der zusätzliche Luftspalt  $\delta_L$  festgelegt. Folgende Parameter des Magnetkreises werden gewählt:



$A_{Fe}=1 \text{ mm}^2$ ,  $\delta_1=0.2 \text{ mm}$ ,  $\delta_2=0.7 \text{ mm}$ ,  $\delta_L=0.3 \text{ mm}$ ,  $\delta_D=1 \text{ mm}$  und  $\Theta_D=800 \text{ A}$ . Da die verschiedenen Bauformen der Vollbrücke und des Parallelkreises identische Kräfte liefern, taucht in Abb. 64 für sie jeweils nur eine Kurve auf.

Aus dem simulierten und in Abb. 64 dargestellten Spezialfall wird die Vermutung abgeleitet, dass bei einem Brückenkreis die größte Änderung der Kraft pro Variation der Steuerspulenerregung auftritt. Im Folgenden wird die aus diesem Spezialfall gewonnene Hypothese für den allgemeinen Fall beliebiger physikalisch möglicher Parameter des jeweiligen Magnetkreises überprüft.



**Abb. 64: Kraft über der Steurdurchflutung der verschiedenen Magnetkreise**

Als Vergleichskriterium wird die Empfindlichkeit der Kraft bezüglich der Steuerspulen-durchflutung bei konstantem Luftspalt

$$E = \left. \frac{dF_m}{d\Theta_S} \right|_{\delta=\text{konst}} \quad \text{für } 0 \leq \Theta_S \leq \Theta_{\max} \quad (2.75)$$

gewählt. Als Punkt für den Vergleich der Empfindlichkeiten wird  $\Theta_S = 0$  gewählt.

Die in Abschnitt 7.2 getroffenen Festlegungen für die Netzwerkanalysen sollen auch hier gelten. Die magnetische Leitfähigkeit des Eisens wird als sehr hoch angenommen,

so dass der magnetische Widerstand des Eisenkreises vernachlässigt werden kann und mit ihm alle nichtlinearen Effekte wie Sättigung und Hysterese. Die magnetischen Widerstände des Dauermagneten und der Luftspalte werden ebenfalls als konstant angenommen. Streuflüsse werden nicht berücksichtigt.

Die Empfindlichkeiten der einzelnen Anordnungen sind in den folgenden Gleichungen Gln. (2.76) bis (2.79) allgemein formuliert als

$$E_{\text{Reihe}} = \frac{2(\Theta_S - \Theta_D)}{\mu_0 A_{Fe} (2R_2 + R_{Di})^2} \quad (2.76)$$

$$E_{\text{Halbbrücke}} = \frac{((4R_{Di} + 2R_L)(R_1 - R_2) + R_1^2 - R_2^2)\Theta_S}{((R_1 + R_2)(2R_{Di} + R_L) + 2R_1R_2)^2 \mu_0 A_{Fe}} + \frac{((2R_{Di} + R_L)(R_1 + R_2) + R_1^2 + R_2^2)4\Theta_D}{2((R_1 + R_2)(2R_{Di} + R_L) + 2R_1R_2)^2 \mu_0 A_{Fe}} \quad (2.77)$$

$$E_{\text{Parallel}} = \frac{(R_1^2 + R_2^2 + (R_1 + R_2)R_{Di})4\Theta_D + (R_1 - R_2)(R_1 + R_2 + 2R_{Di})2\Theta_S}{4\mu_0 A_{Fe} ((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)^2} \quad (2.78)$$

$$E_{\text{Brücke}} = \frac{((R_1 + R_2)R_{Di} + R_1^2 + R_2^2)2\Theta_D + ((R_1 - R_2)2R_{Di} + R_1^2 - R_2^2)2\Theta_S}{((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)^2 \mu_0 A_{Fe}} \quad (2.79)$$

An der Stelle  $\Theta_s = 0$  ergeben sich daraus die Empfindlichkeiten

$$E_{\text{Reihe}}(\Theta_s = 0) = \frac{2\Theta_D}{\mu_0 A_{Fe} (2R_2 + R_{Di})^2} \quad (2.80)$$

$$E_{\text{Halbbrücke}}(\Theta_s = 0) = \frac{((2R_{Di} + R_L)(R_1 + R_2) + R_1^2 + R_2^2)4\Theta_D}{2((R_1 + R_2)(2R_{Di} + R_L) + 2R_1R_2)^2 \mu_0 A_{Fe}} \quad (2.81)$$

$$E_{\text{Parallel}}(\Theta_s = 0) = \frac{(R_1^2 + R_2^2 + (R_1 + R_2)R_{Di})4\Theta_D}{4\mu_0 A_{Fe} ((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)^2} \quad (2.82)$$

$$E_{\text{Brücke}}(\Theta_s = 0) = \frac{((R_1 + R_2)R_{Di} + R_1^2 + R_2^2)2\Theta_D}{((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)^2 \mu_0 A_{Fe}} \quad (2.83)$$

Für den Vergleich der Empfindlichkeiten aller Magnetkreise mit der Sensitivität einer Vollbrücke wird jeweils der Quotient beider ausgewertet. Kann er größer als eins werden, so gibt es Bedingungen unter denen einer der Magnetkreise eine höhere Sensitivität aufweist als die Vollbrücke. Ist dies der Fall, muss eine Kombination von Widerständen und Durchflutungen existieren, bei der der Zähler dieses Quotienten größer wird als der Nenner bzw. bei der die Differenz aus Zähler und Nenner nicht negativ ist. Als Randbedingung gilt, dass alle magnetischen Widerstände positiv oder Null sind und der Widerstand  $R_1$  kleiner ist als  $R_2$ .

Für den Reihenkreis ergibt sich das Verhältnis

$$\frac{E_{\text{Reihe}}}{E_{\text{Brücke}}} = \frac{((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)^2}{(2R_2 + R_{Di})^2((R_1 + R_2)R_{Di} + R_1^2 + R_2^2)} \quad (2.84)$$

Die Differenz aus Zähler und Nenner

$$Z - N = -((R_1 + R_2)R_{Di}^3 + (2R_1R_2 + 4R_2^2)R_{Di}^2 + 8R_2^3R_{Di} + 4R_2^4) \quad (2.85)$$

ist immer negativ. Das bedeutet, dass die Empfindlichkeit des Reihenkreises immer kleiner als der einer Vollbrücke ist.

Das Verhältnis aus Empfindlichkeit der Halbbrücke zur Vollbrücke lautet

$$\frac{E_{\text{Halbbrücke}}}{E_{\text{Brücke}}} = \frac{((2R_{Di} + R_L)(R_1 + R_2) + R_1^2 + R_2^2)((R_1 + R_2)R_{Di} + 2R_1R_2)^2}{((R_1 + R_2)(2R_{Di} + R_L) + 2R_1R_2)^2(R_{Di}(R_1 + R_2) + R_1^2 + R_2^2)} \quad (2.86)$$

Die Differenz aus Zähler und Nenner ergibt nach einigen Umformungen den Ausdruck

$$\begin{aligned} \text{Zähler} - \text{Nenner} = & (-R_2^4 - (2R_1 + R_{Di})R_2^3 - (2R_1^2 + 3R_{Di}R_1)R_2^2 - (3R_{Di}R_1^2 + 2R_1^3)R_2 - R_1^4 - R_{Di}R_1^3)R_L^2 \\ & - ((R_1 + R_{Di})4R_2^4 + (8R_{Di}R_1 + 3R_{Di}^2)R_2^3 + (8R_{Di}R_1^2 + 9R_{Di}^2R_1)R_2^2 + (4R_1^4 + 8R_{Di}R_1^3 + 9R_{Di}^2R_1^2)R_2 \\ & + 4R_1^4R_{Di} - 3R_1^3R_{Di})R_L - (3R_{Di}^2 + 4R_{Di}R_1)R_2^4 \\ & - (6R_{Di}^2R_1 + 2R_{Di}^3)R_2^3 - (6R_{Di}^3R_1 - 6R_{Di}^2R_1^2)R_2^2 - (6R_{Di}^3R_1^2 + 4R_1^4R_{Di} + 6R_1^3R_{Di}^2)R_2 - 3R_1^4R_{Di}^2 - 2R_{Di}^3R_1^3 \quad (2.87) \end{aligned}$$

Alle Terme der Differenz haben ein negatives Vorzeichen und mit der Festlegung, dass alle Widerstände positiv oder Null sind, ist die Differenz immer negativ. Der Zähler ist immer kleiner als der Nenner, d.h. die Brücke ist empfindlicher als die Halbbrücke.

Die Berechnung für den Parallelkreis ergibt für alle Kombinationen von magnetischen Widerständen und Durchflutungen einen konstanten Wert des Verhältnisses der Empfindlichkeiten von

$$\frac{E_{Parallel}}{E_{Brücke}} = \frac{1}{2}. \quad (2.88)$$

Der Parallelkreis ist genau halb so empfindlich wie der Brückenkreis.

Die Gln. (2.84) bis (2.88) haben gezeigt, dass der Quotient aus Empfindlichkeit der untersuchten Anordnung und Empfindlichkeit der Vollbrücke für alle betrachteten Magnetkreise kleiner als eins ist. Unter der Bedingung, dass die Magnetwiderstände niemals negativ sind, kann jeweils gezeigt werden, dass dieser Quotient einen Wert annimmt, der kleiner als eins ist, oder dass der Zähler des Bruches kleiner als der Nenner ist und damit der gesamte Ausdruck kleiner als eins ist. Für alle praktisch relevanten Wertekombinationen der Variablen wurde so die Vermutung bestätigt, dass der magnetische Brückenkreis von allen untersuchten Anordnungen am empfindlichsten reagiert.

## 7.3 Die polarisierte Vollbrücke als Kaskadenantrieb

### 7.3.1 Ermittlung einer Form des Magnetkreises

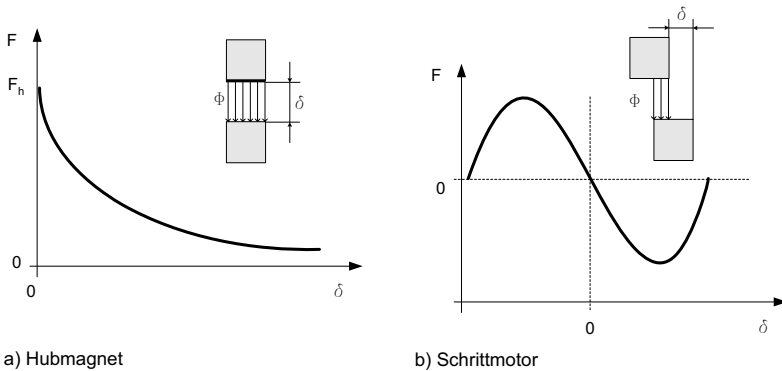
Für den Einsatz in einer Kaskade soll ein Magnetaktor einige spezielle Eigenschaften haben. Er soll bistabil und bidirektional arbeiten, seine Ankerposition selbst leistungslos halten, möglichst wenig Energie verbrauchen, empfindlich auf den Erregerstrom reagieren und seine Endposition exakt und mit einer hohen Endkraft halten. Die gesamte Kaskade soll mehrere Schritte vorwärts und zurück ausführen können.

Der polarisierte Elektromagnet bietet prinzipbedingt einen Teil der geforderten Eigenschaften. Er arbeitet bidirektional und hält seine Ankerposition leistungslos. Der Energieverbrauch wird gegenüber anderen Prinzipien reduziert, da nur im Umschaltmoment ein Stromimpuls benötigt wird.

In Abschnitt 7.2 konnte die Vollbrücke als effizienteste Anordnung der untersuchten polarisierten Magnetkreise nachgewiesen werden. Der magnetische Brückenkreis reagiert besonders empfindlich auf den Erregerstrom und benötigt auch bei einer Impulssteuerung besonders wenig Energie. Die Vollbrücken mit dem Dauermagneten im Anker und mit dem Dauermagneten im äußeren Kreis sind äquivalent.

Antriebe mit Klappanker und einem Brückenkreis sind bekannt [40]. Die Grundform des Magnetkreises kann auch für Anwendungen nach dem Schrittmotorprinzip in Form von Hybridschrittmotoren verwendet werden [100].

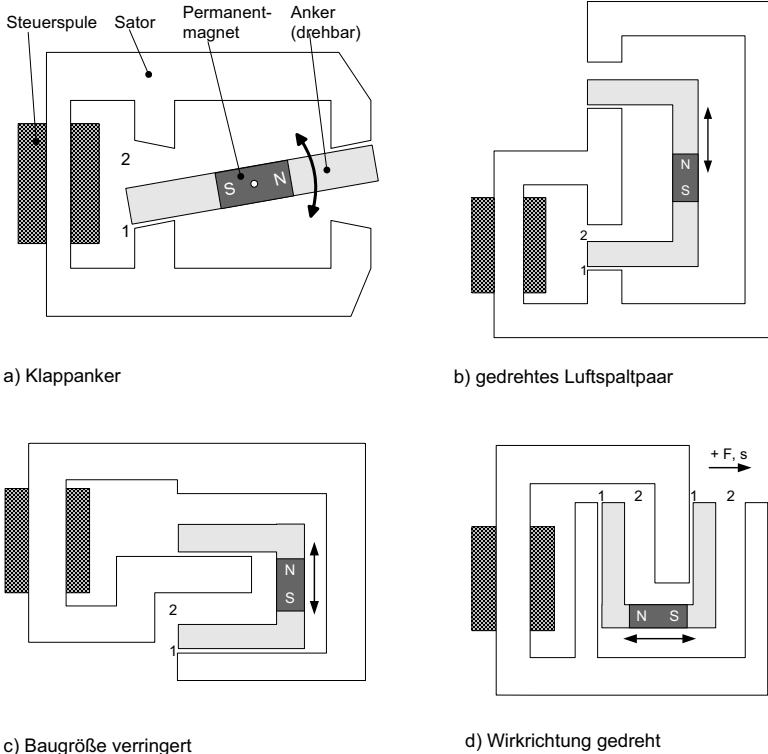
Aus den Kraft-Weg-Kennlinien des polarisierten Hubmagneten und des polarisierten Schrittmotors in Abb. 65 ist ersichtlich, dass der Hubmagnet als Kaskadenaktor besser geeignet ist.



**Abb. 65: Kraft-Weg-Kennlinien von Hubmagnet und Schrittmotor**

Im stabilen Arbeitspunkt, der sich jeweils bei  $d = 0$  befindet, hat der Hubmagnet seine maximale Kraft, wogegen ein Aktor nach dem Schrittmotorprinzip an diesem Punkt keine Kraft erzeugt, eine Kraft entsteht erst durch das Auslenken aus dieser Position. Die Forderung nach dem exakten Halten der Endposition mit einer hohen Endkraft wird von einem Hubmagneten erfüllt, von einem Schrittmotor nicht.

Der geeignetste Aktor für eine Magnetkaskade ist ein Hubmagnet mit einem Magnetkreis in Form einer Brücke. Der Brückenkreis mit Klappanker [40] muss dafür von einem Aktor, der eine Teilrotation ausführt, in einen Aktor umgewandelt werden, der eine translatorische Bewegung ausführt. In Abb. 66 ist die Umgestaltung des rotorischen Brückenkreises zu einem translatorischen bidirektionalen Aktor dargestellt. Ebenso, wie der Klappanker ein Lager benötigt, wird für den U-förmigen Anker eine Führung benötigt, die aber im Folgenden nicht mit eingezeichnet ist.



**Abb. 66: Entwicklung eines translatorischen Brückenkreises**

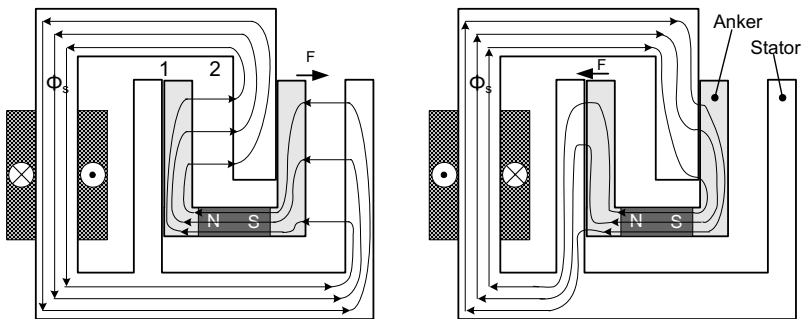
In Abb. 66a ist die Anordnung dargestellt, von der ausgegangen wird. Um beiden Luftspaltpaaren die selbe Wirkrichtung zu verleihen, wird das rechte Luftspaltpaar um  $180^\circ$  gedreht und fluchtend zum anderen Paar angeordnet, was zum Magnetkreis führt, der in Abb. 66b dargestellt ist. Die Variante aus Abb. 66c entsteht durch die nachfolgende Umgestaltung der Luftspaltflächen. Die abschließende Variante entsteht durch die Rotation der Wirkrichtung um  $90^\circ$  und ist in Abb. 66d dargestellt. Für die folgenden Untersuchungen wird von dieser Anordnung ausgegangen. Die Luftspalten 1 und 2 sind in Abb. 66d gekennzeichnet, für die Luftspalten am rechten Schenkel des Ankers gelten dieselben Bezeichnungen. Bewegungen nach rechts und Kräfte, die in diese Richtung weisen, werden mit positivem Vorzeichen versehen, entgegengesetzt gerichtete mit einem negativen Vorzeichen.

Fließt ein Strom durch die Spule, so wird in Abhängigkeit von der Stromrichtung der Magnetfluss in verschiedene Pfade des Magnetkreises geleitet. Die Darstellung in Abb.

67 verdeutlicht das Entstehen einer positiven und einer negativen Kraft in Abhängigkeit von der Richtung des Stromes durch die Spule.

Wird die Spule wie in Abb. 67a gezeigt bestromt, wird der Fluss des Dauermagneten durch den Steuerfluss  $\Phi_s$  jeweils in den größeren Luftspalt (Luftspalt 2) geleitet und erzeugt die eingezeichnete Antriebskraft  $F$ . Eine Umkehrung der Stromrichtung ist in Abb. 67b dargestellt. Der Fluss des Dauermagneten wird durch den jeweils kleineren Luftspalt (Luftspalt 1) geleitet, durch den Steuerfluss verstärkt und führt zu einer Erhöhung der Haltekraft.

Bei unbestromter Spule entsprechen Flussrichtung und Flusspfad den in Abb. 67b dargestellten Gegebenheiten. Durch den Fluss des Dauermagneten wird so eine Haltekraft generiert.



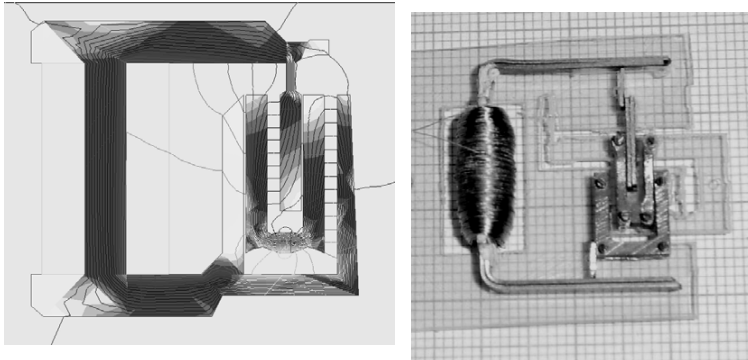
a) Generierung einer positiven Kraft

b) Generierung einer negativen Kraft

**Abb. 67: Anordnung eines Brückenkreises als Translationsantrieb und Flussverläufe**

Befindet sich der Anker im anderen Anschlag, so ist Luftspalt 1 maximal und Luftspalt 2 minimal ( $\delta_{1\max}$ ,  $\delta_{2\min}$ ), die Zuordnung von Stromrichtung und Krafterichtung bleibt aber erhalten. In Abhängigkeit von Ankerposition und Stromrichtung in der Erregerspule kann eine bidirektionale Bewegung ausgeführt werden.

Eine entsprechende Anordnung wurde mit dem FEM-Programm „Maxwell“ simuliert und als Demonstrator aufgebaut. Ergebnisse der FEM-Simulationen sind in Abb. 68a als Feldbild und in Abb. 69 als Kennlinienfeld dargestellt.

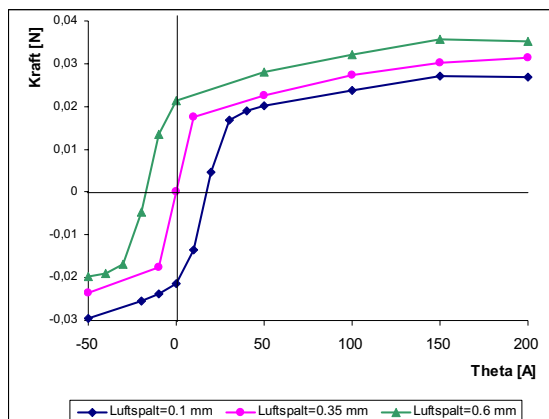


a) Feldbild

b) Realisierung

**Abb. 68: Feldbild der FEM-Simulation und Realisierung eines translatorischen Brückenkreises**

Dabei wurde die Erregung der Steuerspule variiert und der Luftspalt jeweils in verschiedenen Positionen fixiert. Für die praktische Anwendung sind die Kennlinien an den beiden Anschlägen mit einem Luftspalt 1 von 0.1 und 0.6 mm relevant. Ist der Luftspalt vor der Bewegung des Ankers 0.1 mm stark, wird er während der Bewegung größer und passiert die restlichen Kennlinien.



**Abb. 69: Erregungs-Kraft Verlauf bei unterschiedlichen Luftspalten**

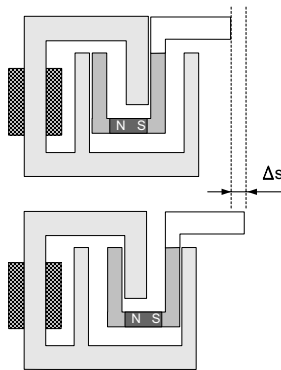


Die im Demonstrator realisierte Kraft betrug nur etwa 60% der in der FEM-Simulation ermittelten. Ursachen dafür sind neben den Fehlern, die das FEM-Berechnungsverfahren verursacht, die modellbedingten Fehler. Weitere Abweichungen entstehen, weil die magnetischen Parameter des verwendeten Eisens nicht homogen sind und nicht zuletzt durch fertigungstechnisch bedingte Toleranzen.

Das Funktionieren des Prinzips konnte jedoch nachgewiesen werden. Der translatorische Brückenkreis ist ein bistabiler und bidirektional wirkender Aktor, der für den Einsatz in einer Kaskade geeignet ist.

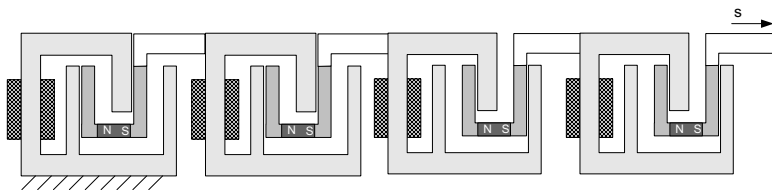
## 7.4 Die Verbindung von Magnetbrücken zur Kaskade

Der getestete Brückenkreis ist in der Lage, durch Umschalten zwischen zwei Zuständen jeweils nur einen Schritt vorwärts in positiver Richtung oder rückwärts in negativer Richtung auszuführen (siehe Abb. 70).



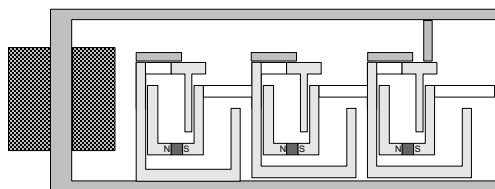
**Abb. 70: Schrittweite eines Brückenkreises**

Wie in Abschnitt 7.3.1 gefordert wird, soll eine Kaskade mehrere Schritte in beide Richtungen ausführen können. Zu diesem Zweck müssen mehrere Brückenkreise wie in Abb. 71 gezeigt angeordnet werden, um die Schrittweiten zu summieren. Der gesamte Aufbau der jeweils folgenden Brücke wird am Anker befestigt und muss bei Ausführung des Schrittes mitbewegt werden. Die Spulen an den Brückenkreisen haben eine Masse, die mitbewegt werden muss. Die Herstellung einer großen Anzahl von Spulen und evtl. auch Mikrospulen ist aufwändig.



**Abb. 71: Verbindung mehrerer Brückenkreise**

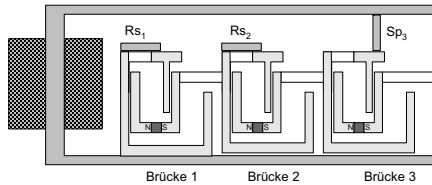
Einfacher und robuster ist eine Lösung, die mit einer einzigen gemeinsamen Spule auskommt. Statt der individuellen Spule an jeder Brücke können die Brücken über Polschuhe mit der gemeinsamen Spule verbunden werden. Da die Brücken einzeln schalten sollen, benötigt jede Brücke eine individuell schaltbare Verbindung zur Spule. Diese Verbindung wird mit Flussleitstücken hergestellt. Diese sind bewegliche Bauteile aus weichmagnetischem Material und werden als Schaltelement eingefügt um dem magnetischen Fluss einen Pfad mit geringem magnetischem Widerstand zu schaffen. Um eine große Haltekraft zu generieren, muss sich der Fluss des Dauermagneten der Brücke mit kleinem magnetischem Widerstand schließen können. Bisher war das über den Eisenkern der Spule möglich. Ist die Brücke nicht mehr permanent mit der Spule verbunden, sind Elemente vorzusehen, die einen Rückschluss des Dauermagnetflusses erlauben. Ein Beispiel für eine Konfiguration von Flussleitstücken, die sowohl Verbindung einer Brücke mit der Spule als auch das Schließen der magnetischen Flüsse der restlichen Brücken realisiert, ist in Abb. 72 dargestellt.



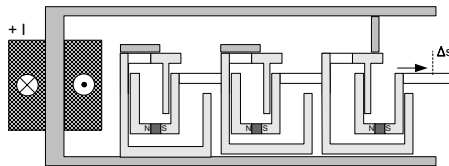
**Abb. 72: Magnetbrücken mit zentraler Spule**

Wie bei der einzelnen Brücke wird auch bei dieser Anordnung die Schrittichtung durch die Stromrichtung bestimmt. Die Stromrichtung, die einen Schritt vorwärts auslöst wird als positive Stromrichtung festgelegt. Eine weitere Voraussetzung für das Ausführen eines Schrittes ist die Ankerposition der betreffenden Brücke. Die Schritte, die mit der

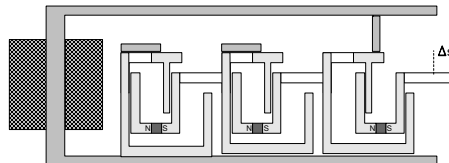
Kaskade aus Abb. 72 nacheinander ausgeführt werden können, sind in Abb. 73 dargestellt.



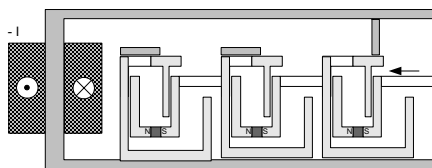
a) Ausgangsposition, stromlos



b) Schritt vorwärts, positive Stromrichtung



c) Schritt halten, stromlos



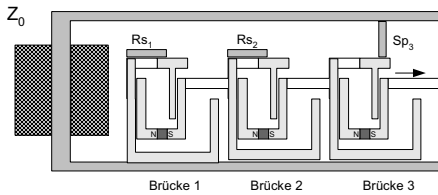
d) Schritt rückwärts, negative Stromrichtung

**Abb. 73: Bewegung eines Ankers bei verschiedener Bestromung der Spule**

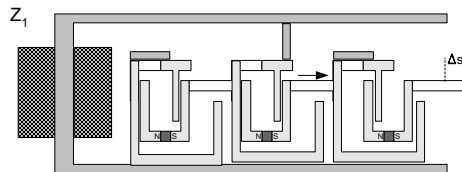
Mit „Sp“ ist jeweils das Flussleitstück gekennzeichnet, das die Verbindung zur Spule herstellt und mit „Rs“ jenes, das für den magnetischen Rückschluss an der Brücke sorgt. Diese Kaskade mit drei Brücken soll für die folgenden Untersuchungen genutzt werden. Zwischen den Phasen, in denen die Spule bestromt wird und sich der Anker bewegt (Abb. 73b und d) ist in Abb. 73c eine unbestromte Phase dargestellt, in der der Anker seine Position selbst hält.

### 7.4.1 Die Führung des Magnetflusses

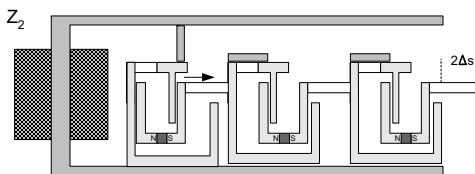
Die in Abb. 73 dargestellte Kaskade kann nur einen Schritt vorwärts und wieder zurück ausführen. Sollen mehrere Schritte realisiert werden, muss jeweils vor einem Schritt eine geeignete Brücke mit der Spule verbunden werden. Prinzipiell kann das jede Brücke sein, deren Anker in der geeigneten Position ist. Diese Auswahl soll dadurch eingeschränkt werden, dass eine Schrittrichtung und eine Abfolge der Schritte in der Kaskade festgelegt wird.



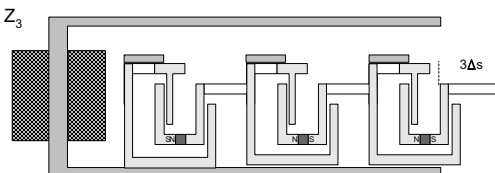
a) Kaskade vor Vorwärtsschritt 1



b) Kaskade vor Vorwärtsschritt 2



c) Kaskade vor Vorwärtsschritt 3



d) Kaskade nach Vorwärtsschritt 3

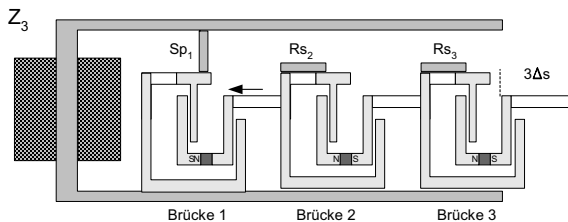
Abb. 74: Zuordnung von Flussleitstücken und Kaskadenzuständen für Vorwärtsschritte

Zunächst sollen nur Vorwärtsschritte ausgeführt werden und die Brücken sollen die Ankerbewegung in der Reihenfolge: zuerst Brücke 3, dann Brücke 2 und schließlich Brücke 1 ausführen. In Abb. 74 ist die für den jeweils folgenden Schritt benötigte Konfiguration der Flussleitstücke dargestellt. Mit dieser Konfiguration wird die Kaskade auf den nächsten Schritt vorbereitet. Durch die Festlegung der Reihenfolge innerhalb der Kaskade können nur noch vier Konfigurationen in der beispielhaften Kaskade auftreten, die nachfolgend auch als Zustände  $Z_0$  bis  $Z_3$  bezeichnet werden. Wird das Vorhandensein eines Rückschlusses oder einer Verbindung zur Steuerspule mit logisch „1“ bezeichnet und das Fehlen mit „0“, lassen sich ähnlich einer Schaltbelegungstabelle [109] die Zustände von Kaskade und Flussleitstücken zuordnen (Tabelle 2).

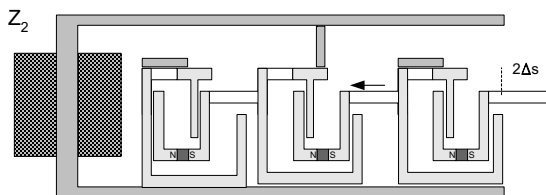
$Z_0$	$Z_1$	$Z_2$	$Z_3$	$Rs_1$	$Rs_2$	$Rs_3$	$Sp_1$	$Sp_2$	$Sp_3$
1	0	0	0	1	1	0	0	0	1
0	1	0	0	1	0	1	0	1	0
0	0	1	0	0	1	1	1	0	0
0	0	0	1	1	1	1	0	0	0

**Tabelle 2: Zustandsabhängige Konfiguration der Flussleitstücke für beabsichtigte Vorwärtsbewegung**

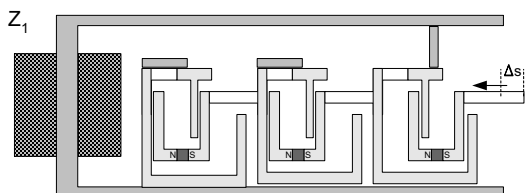
Ebenso wie für die Vorwärtsbewegung, kann die Darstellung der benötigten Flussleit-elemente in Abhängigkeit vom Kaskadenzustand auch für die Rückwärtsbewegung erfolgen. Die Schaltreihenfolge der Brücken wird nun in umgekehrter Richtung festgelegt. Als erstes wird Brücke 1, dann Brücke 2 und schließlich Brücke 3 aktiviert. Die entsprechenden Anordnungen sind in Abb. 75 dargestellt. Die jeweiligen Kaskadenzustände sind mit angegeben.



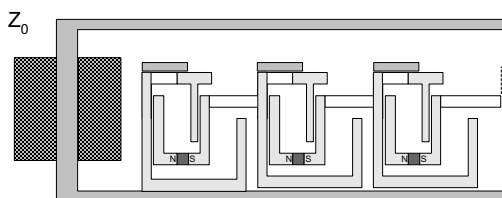
a) Kaskade vor Rückwärtsschritt 1



b) Kaskade vor Rückwärtsschritt 2



c) Kaskade vor Rückwärtsschritt 3



d) Kaskade nach Rückwärtsschritt 3

**Abb. 75: Zuordnung von Flussleitstücken und Kaskadenzuständen für Rückwärtsschritte**

In diesem Fall sind die Nummerierungen der auszuführenden Schritte und der Zustände gegenläufig. Die Zustände von Kaskade und Flussleit-elementen sind in Tabelle 3 aufgelistet.

Z <sub>0</sub>	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Rs <sub>1</sub>	Rs <sub>2</sub>	Rs <sub>3</sub>	Sp <sub>1</sub>	Sp <sub>2</sub>	Sp <sub>3</sub>
1	0	0	0	1	1	1	0	0	0
0	1	0	0	1	1	0	0	0	1
0	0	1	0	1	0	1	0	1	0
0	0	0	1	0	1	1	1	0	0

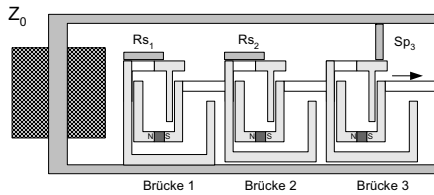
**Tabelle 3: Zustandsabhängige Konfiguration der Flussleitstücke für beabsichtigte Rückwärtsbewegung**

Aus den Zustandstabellen kann nun mit logischen Verknüpfungen eine Konfiguration von Flussleitelementen entwickelt werden, die im nächsten Schritt sowohl eine Vorwärts- als auch eine Rückwärtsbewegung der Kaskade erlaubt. Die Werte der Verbindungen zur Spule müssen mit einem logischen Oder verknüpft werden, denn es muss die Verbindung sowohl für einen Vorwärts- als auch für einen Rückwärtsschritt bestehen. Die Rückschlüsse dürfen dagegen nur geschlossen werden, wenn sie für Vorwärts- und Rückwärtsschritt geschlossen werden müssen. Sie werden mit einem logischen Und verknüpft (Tabelle 4).

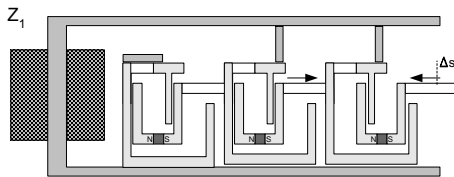
Z <sub>0</sub>	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub>	Rs <sub>1</sub>	Rs <sub>2</sub>	Rs <sub>3</sub>	Sp <sub>1</sub>	Sp <sub>2</sub>	Sp <sub>3</sub>
1	0	0	0	1	1	0	0	0	1
0	1	0	0	1	0	0	0	1	1
0	0	1	0	0	0	1	1	1	0
0	0	0	1	0	1	1	1	0	0

**Tabelle 4: Zustandsabhängige Konfiguration der Flussleitstücke für beabsichtigte bidirektionale Bewegung**

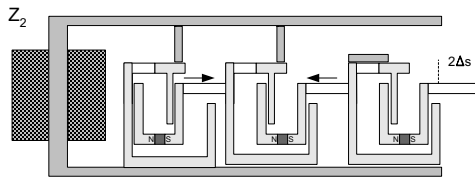
Die in Tabelle 4 aufgelistete Kombination der Zustände ist in Abb. 76 als Konfiguration der Flussleitelemente dargestellt.



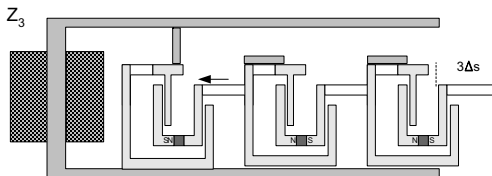
a) Kaskade im Zustand 0, bereit für Vorwärtsschritt



b) Kaskade im Zustand 1, bereit für Vorwärtsschritt und Rückwärtsschritt



c) Kaskade im Zustand 2, bereit für Vorwärtsschritt und Rückwärtsschritt



d) Kaskade im Zustand 3, bereit für Rückwärtsschritt

**Abb. 76: Zuordnung von Flussleitstücken und Kaskadenzuständen für bidirektionale Schritte**

Die Übergänge zwischen den Zuständen der Kaskade sind unter bestimmten Bedingungen möglich, wobei sowohl die Stromrichtung der Spule als auch die Konfiguration der Flussleitelemente eine Rolle spielt. Um die Schrittrichtung der Kaskade nur von der Stromrichtung abhängig zu machen, müssen die Übergänge von einem Zustand in einen der angrenzenden in beiden Richtungen an dieselbe Konfiguration von Flussleitelementen gebunden sein. Im Automatengraphen in Abb. 77



ist zu erkennen, dass alle Zweige, die von einem Zustand zu den benachbarten Zuständen führen, dieselbe Kombination an Flussleitelementen haben. Als Beispiel sind die Zweige hervorgehoben, auf denen der Zustand  $Z_1$  verlassen wird.



Abb. 77: Automatengraph der Kaskade

Die Betrachtung der Kaskade als Automat ist durchaus berechtigt, denn die Brücken arbeiten analog den elektronischen Flipflops und speichern Zustände. Um wie bei einem elektronischen Zähler ein Durchlaufen einer Zustandskette zu realisieren, muss die Ausführung der Schritte der Kaskade ausschließlich an die Stromimpulse der Steuerspule gekoppelt sein. Das Einnehmen der Position der Flussleitelemente muss automatisch durch die Zuordnung der Zustände der Magnetkaskade und der Flussleitstücke erfolgen. Die Bewegungsrichtung wird mit der Stromrichtung kodiert.

### 7.4.2 Die Bewegung der Flussleitstücke

Aus den Zuständen der Kaskade müssen die Zustände der Flussleitelemente erzeugt werden. Deshalb wird analysiert, welche Veränderungen, d.h. welche Bewegungen in der Kaskade, stattfinden. Die zeitliche Ableitung der Zustände für die kombinierte Bewegung aus Tabelle 4 ist in Tabelle 5 dargestellt und gibt einen Aufschluss über die Zusammenhänge der Bewegungen.

$\dot{Z}_1$	$\dot{Z}_2$	$\dot{Z}_3$	$\dot{R}_{s_1}$	$\dot{R}_{s_2}$	$\dot{R}_{s_3}$	$\dot{S}_{p_1}$	$\dot{S}_{p_2}$	$\dot{S}_{p_3}$
1	0	0	0	1	0	0	1	0
0	1	0	1	0	1	1	0	1
0	0	1	0	1	0	0	1	0

Tabelle 5: Zeitliche Ableitungen der Zustände und Konfiguration der Flussleitstücke

Aus Tabelle 5 lässt sich z.B. erkennen, dass die Flussleitstücke  $Rs_1$  und  $Sp_2$  bewegt werden müssen, wenn Zustand  $Z_1$  eingenommen oder verlassen wird. Alle anderen Flussleitstücke verharren in ihrem Zustand.

Um auch Informationen über die Bewegungsrichtung zu erhalten, die für eine spätere Verbindung über ein Koppelgetriebe wichtig ist, liefern die in Tabelle 6 dargestellten Richtungsableitungen [109] detailliertere Informationen. Die Richtungsableitung hat an einer steigenden Signalfanke den Wert eins die negierte Richtungsableitung an einer fallenden Signalfanke, sonst sind sie null.

$Z_1'$	$Z_2'$	$Z_3'$	$\overline{Z_2}'$	$\overline{Z_1}'$	$\overline{Z_0}'$	$Rs_1'$	$Rs_2'$	$Rs_3'$	$\overline{Rs_1}'$	$\overline{Rs_2}'$	$\overline{Rs_3}'$	$Sp_1'$	$Sp_2'$	$Sp_3'$	$\overline{Sp_1}'$	$\overline{Sp_2}'$	$\overline{Sp_3}'$
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	1	0	0	0	0	1
0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0
0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	1	0	0	1	1	0	0
0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0

**Tabelle 6: Richtungsableitungen der Zustände und Konfiguration der Flussleitstücke**

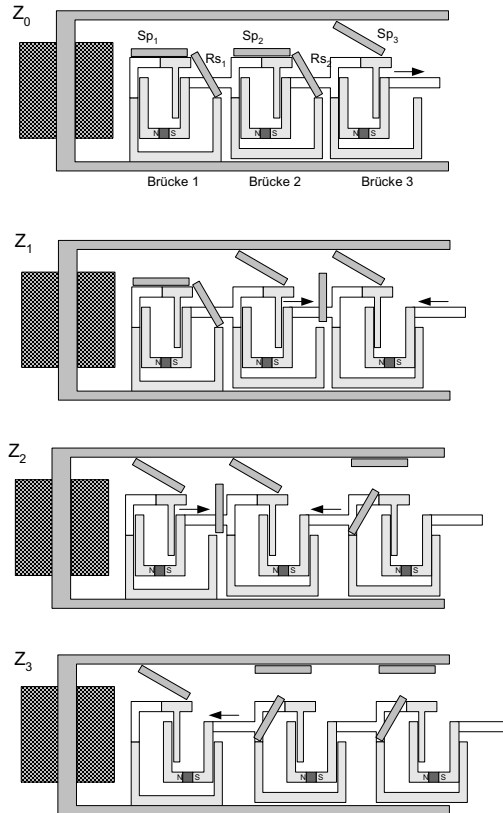
Durch die logische Verbindung der in Tabelle 6 aufgeführten Zustandsbewegungen lassen sich übersichtlich die Brücken und Brückenelemente identifizieren, die für das Erzeugen von Steuerbewegungen in Frage kommen. Das Flussleitstück  $Rs_2$  schließt den Magnetfluss, wenn der Zustand  $Z_3$  aus  $Z_2$  kommend eingenommen wird, oder wenn  $Z_0$  aus  $Z_1$  kommend erreicht wird. Analog lässt sich das Öffnen von  $Rs_2$  zuordnen. In Tabelle 7 werden die Richtungsableitungen der Ankerbewegungen den Richtungsableitungen der Zustände zugeordnet. Ist am Anker der Luftspalt 2 minimal ist  $An = 1$ , ist Luftspalt 1 minimal, so ist  $An = 0$ . Damit ist auch die direkte Zuordnung der Bewegungen der Flussleitstücke zu Ankerbewegungen möglich. Das Flussleitstück  $Rs_2$  muss den Magnetkreis schließen sowohl bei einem Vorwärtsschritt vom Anker der Brücke 3 als auch bei einem Rückwärtsschritt vom Anker der Brücke 1.

$Z_1'$	$Z_2'$	$Z_3'$	$\overline{Z_2}'$	$\overline{Z_1}'$	$\overline{Z_0}'$	$An_1'$	$An_2'$	$An_3'$	$\overline{An_1}'$	$\overline{An_2}'$	$\overline{An_3}'$
1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
0	0	1	0	0	0	1	0	0	0	0	0
0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0	0
0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1	0
0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1

**Tabelle 7: Zuordnung von Zuständen und Ankerbewegungen**

Mit Werkzeugen zum Entwurf digitaler Automaten lassen sich systematisch Informationen für den Entwurf mechanischer Anordnungen ableiten.

Nicht benötigte Flussleitelemente können im praktischen Fall nicht einfach aus der Kaskade entfernt werden, sondern müssen in eine neutrale Position gebracht werden, wenn mit ihnen der logische Wert null realisiert werden soll. Eine Möglichkeit, den Rückschluss nicht nur von der Brücke zu trennen, sondern für jeweils zwei Brücken zu nutzen ist in Abb. 78 dargestellt. Damit wird außerdem ein Flussleitstück eingespart.



**Abb. 78:** Kaskade mit verringerter Anzahl Flussleitstücke

Mit dem beschriebenen Verfahren zur Zuordnung der Zustände können auch für die Anordnung aus Abb. 78 die Bewegungen der geänderten Flussleitstücke  $Rs_1$  und  $Rs_2$  aus den Bewegungen der Anker abgeleitet werden. Auf die ausführliche Darstellung

der in analoger Weise ausgeführten Zuordnung soll aber an dieser Stelle verzichtet werden. In Abb. 79 ist eine Folge von Schritten der Kaskade dargestellt, welche die Abfolge der Positionsänderungen der Elemente zeigt und die Funktionsweise dieser Kaskade verdeutlicht.

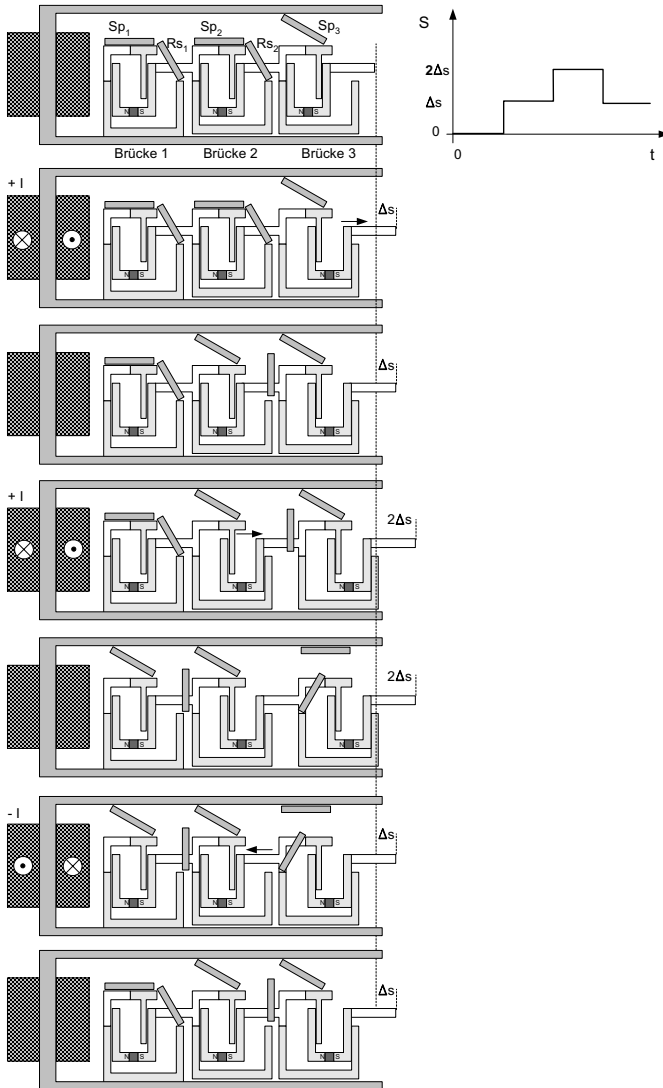


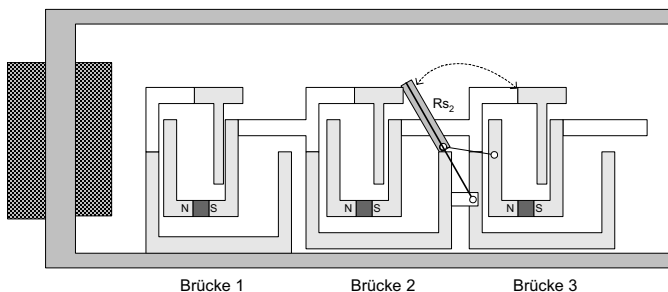
Abb. 79: Schrittfolge der Kaskade

Phasen in denen Strom durch die Spule fließt wechseln sich mit unbestromten ab. Während des Stromflusses wird die Ankerbewegung ausgeführt und in der stromlosen Phase nehmen die Flussleitstücke die Position ein, mit der sie die Kaskade auf den nächsten Schritt vorbereiten.

### 7.4.3 Bewegung der Flussleitstücke mit Koppelgetrieben

Für die Bewegung der Flussleitstücke können keine separaten Antriebe eingesetzt werden. Um die eingangs geforderte Selbststeuerung der Kaskade zu erreichen, muss die Bewegung der Flussleitstücke als Steuerelemente aus der Bewegung der Kaskade abgeleitet werden. Die Zusammenhänge der Bewegungen wurden in Abschnitt 7.4.2 erarbeitet. Die Übertragung der Kaskadenbewegung auf die Steuerelemente soll mit Koppelgetrieben erfolgen. Diese sind in Form nachgiebiger Mechanismen auch für die mikrotechnische Fertigung geeignet.

Als Beispiel wird die Bewegung des Flussleitstücks  $Rs_2$  aus Abb. 78 gewählt, das zuerst Kontakt mit Brücke 2 hat und später mit Brücke 3 verbunden ist. Die Bewegung wird aus den Bewegungen der Anker der Brücken 2 und 3 generiert. Mit dem in Abb. 80 dargestellten Getriebe wird das Flussleitstück bei einem Vorwärtsschritt der Brücke 3 von der Brücke 2 getrennt und in eine senkrechte Position gebracht. Bei einem folgenden Vorwärtsschritt der Brücke 2 wird das Flussleitstück an die Brücke 2 geschwenkt und bildet dort den magnetischen Rückschluss.



**Abb. 80: Getriebetechnische Lösung für die Bewegung des Rückschlusselementes  $Rs_2$**

In analoger Vorgehensweise kann auch für die restlichen Steuerelemente ein Getriebe entwickelt werden. Für die Synthese der Getriebe können die von Volmer [105]

beschriebenen Methoden der Lagenzuordnung von Kurbeln und Koppelgetrieben genutzt werden.

Bei einer Realisierung der Bewegung mit Koppelgetrieben führen die Flussleitstücke bereits während der Ankerbewegungen ihre Steuerbewegungen aus. Die magnetischen Widerstände werden damit bereits während der Bewegung verändert und es entstehen auch an den Flussleitstücken Kräfte und Momente.

Um die Kraftwirkung auf die Flussleitstücke zu verringern, muss der magnetische Widerstand des Dauermagnetkreises, in dem sie sich befinden nahezu konstant gehalten werden. Dies kann durch eine stufenweise Bewegung mehrerer Flussleitelemente realisiert werden, wobei dem Fluss immer mindestens ein Pfad mit niedrigem magnetischem Widerstand zur Verfügung stehen muss. Die anderen Pfade können dann mit wenig Kraftaufwand geöffnet werden. Mit einer elastischen Befestigung der Flussleitstücke kann diese Reihenfolge der Bewegung gewährleistet und die feste Kopplung an die Ankerbewegungen aufgehoben werden.

Der Mechanismus zur Bewegung der Flussleitelemente nimmt damit die Struktur eines Sprungwerkes an. Die Federn der elastischen Befestigung speichern die Energie und das Sperrelement ist die Magnetkraft, die am Flussleitstück wirkt solange durch die Spule ein Strom fließt. Erst mit dem Abschalten des Stromes führen die Flussleitstücke die Umschaltbewegungen aus.

Ein ähnliches Verhalten, wie die mechanischen Größen in Sprungwerken zeigen die elektrischen Größen in elektronischen Logikschaltkreisen. Sprungwerke sind das mechanische Analogon zu elektronischen logischen Schaltungen und können für die Auswertung mechanischer Größen in ähnlicher Weise wie digitale Schaltkreise genutzt werden.

Die Entwicklung einer Variante der beschriebenen magnetomechanischen Steuerlogik als nachgiebiger Mechanismus kann zu einem mikrotechnischen Antrieb führen, erfordert aber noch umfangreiche Entwicklungsarbeiten. In anderen Anwendungsfällen können auf diesem Weg auch andere als magnetische Größen nach dem mechatronischen Konzept gesteuert werden.

# Kapitel 8

## 8 Zusammenfassung

Die Untersuchungen zur Übertragung mechanischer Energie vom Aktor zum Wirkelement wurden durchgeführt um Auswahlkriterien für Aktoren abzuleiten und mit deren Hilfe ideale Aktoren zu charakterisieren. Diese idealen Aktoren werden mit biologischen Antrieben verglichen und die Realisierbarkeit spezieller Eigenschaften mit kaskadierten Aktoren als biomimetische Antriebe untersucht.

Die Analysen für lineare Kraft-Weg-Kennlinien zeigen im statischen Fall, dass als Maximum bei gleicher Steifigkeit von Last und Antrieb 25% der Aktorenergie an das Wirkelement weitergegeben werden können. Speziell angepasste nichtlineare Kraft-Weg-Kennlinien bieten dagegen die Möglichkeit mehr Energie zu übertragen.

Für die Untersuchung des dynamischen Verhaltens wird als Verfahren das Ermitteln einer optimalen Steuertrajektorie genutzt. Dieses Verfahren liefert nicht nur optimale Parameter innerhalb einer festgelegten Struktur sondern darüber hinaus auch den funktionalen zeitlichen Verlauf der Steuervariablen. Das Ergebnis ist die analytische Form einer optimalen Kraft-Zeit-Funktion, die in Anlehnung an biomechanische Beschreibungsformen in eine Kraft-Geschwindigkeits-Funktion und eine Kraft-Weg-Funktion umgesetzt wird. Die Lösung dieser Optimalsteuerungsaufgabe gibt eine mögliche Interpretation für die Form der Hill'schen Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie der Skelettmuskeln.

Die aus energetischer Sicht günstigen Kraft-Weg-Kennlinien für statische und dynamische Bewegungsaufgaben unterscheiden sich grundlegend. Für das statische Generieren einer Kraft gegen einen elastischen Widerstand ist ein Antrieb besonders geeignet, bei dem die Kraft mit dem Weg ansteigt. Für die Beschleunigung einer Masse ist dagegen ein Antrieb geeignet, dessen Kraft mit zunehmendem Weg abfällt. Sowohl für statische als auch für dynamische Aufgaben sind jedoch Antriebe mit nichtlinearen Kraft-Weg-Kennlinien besser geeignet als solche mit linearen Kennlinien.

Ausgehend von biologischen Antrieben wird die Kaskadierung technischer Antriebe auf ihre Wirkungen untersucht. Die Antriebe werden als abstrakte Kraft- und Wegstellelemente definiert indem sie vom konkreten Prinzip gelöst und nur ihre Kennlinienfelder betrachtet werden. Bei Kaskaden können neben den bekannten Effekten wie Redundanz und erhöhter Fremdkrafttoleranz Möglichkeiten zur Verringerung des Energieverbrauches durch bistabilen Betrieb der Antriebe gezeigt werden. Besonders wichtig für die Präzisionstechnik ist, dass durch Verwendung einer Kaskade sowohl die Kraft als auch der Weg in mehr und in feiner inkrementierte Schritte unterteilt werden kann, als sie der verwendete Einzelantrieb liefert. Durch Zusammenschalten mehrerer Antriebe kann ein größerer Weg oder eine größere Kraft erzeugt werden als mit dem einzelnen Antrieb. Neben dem veränderten Bewegungsablauf ermöglichen räumlich angeordnete Kaskaden aus mindestens drei Aktoren bei entsprechender Anordnung und Ansteuerung auch räumliche Bewegungen. Es liegt damit ein Konzept vor, mit dem der Schritt vom Einzelantrieb zum mechanisch aktiven Raum vollzogen werden kann.

Durch die konstruktive Gestaltung kann die Steifigkeit der kaskadierten Antriebe mit fortschreitender Kontraktion weg- bzw. zeitabhängig variiert werden. So können Antriebe durch die Kennliniengestaltung für spezielle statische oder dynamische Aufgaben zugeschnitten werden.

Ausgehend von den Ergebnissen der Untersuchung kaskadierter Aktoren wurde eine Kaskade elektromagnetischer Aktoren entworfen. Um einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen, werden polarisierte Magnetanordnungen verglichen, um die empfindlichste auszuwählen. Diese ist die Brückenschaltung. Die Geometrie des Magnetkreises wird an die Forderungen einer Magnetkaskade angepasst und als Konzept mit einer magnetomechanischen Logik zur intelligenten Ansteuerung der Magnetbrücken versehen.

Für die industrielle Anwendung biomimetischer kaskadierter Aktoren in der Mikro- und Nanotechnik ist die Möglichkeit einer rationellen Herstellung als Massenprodukt von essentieller Bedeutung. Diese wird durch mikrotechnische Fertigungsverfahren wie die waferweise Produktion im Nutzen möglich. Einsatzgebiete der Antriebe sind vor allem integrierte Direktantriebe, die bei möglichst geringem Energieverbrauch Objekte in eine Position bringen und dort halten sollen. Die Möglichkeit durch unterschiedliche Ansteuermuster verschieden geformte Kennlinien zu generieren lässt eine schnelle Anpassung an unterschiedliche Aufgaben zu.

Der Einsatz kaskadierter Aktoren zur experimentellen Erforschung von Muskeln und Bewegungssystemen ist ein weiteres potenzielles Anwendungsgebiet.



# Anhang

## Parameter konkreter Aktoren

### Piezostapel

Effektgröße: Längenänderung von 0.04 % ... 0.07 % der gesamten Baulänge

Vorteile:

- Sehr kleine Zeitkonstanten
- Große Kräfte
- Als Sensor verwendbar [110], [36]

Nachteile:

- Sprödes Material
- Kleine Wege
- Hysterese und Drift

Typ	Durchmesser	Länge	Leerlaufweg	Blockierkraft	Steifigkeit	mechan. Energie
P 8/8 NV	8 mm	18 mm	8 $\mu\text{m}$	200 N	26 N/ $\mu\text{m}$	0.8 mJ
P 16/8 NV	8 mm	27 mm	16 $\mu\text{m}$	200 N	13 N/ $\mu\text{m}$	1.6 mJ
P 8/10 NV	10 mm	24 mm	8 $\mu\text{m}$	1000 N	120 N/ $\mu\text{m}$	4.0 mJ
P 16/10 NV	10 mm	33 mm	16 $\mu\text{m}$	1000 N	65 N/ $\mu\text{m}$	8.0 mJ
P 25/10 NV	10 mm	42 mm	25 $\mu\text{m}$	1000 N	40 N/ $\mu\text{m}$	12.5 mJ
P 35/10 NV	10 mm	51 mm	35 $\mu\text{m}$	1000 N	30 N/ $\mu\text{m}$	17.5 mJ
P 50/10 NV	10 mm	69 mm	50 $\mu\text{m}$	1000 N	20 N/ $\mu\text{m}$	25.0 mJ

Tabelle 8: Eigenschaften industrieller Piezostapel [73]

## Piezo-Hybride

Effektgröße: 0.2 % des größten Außenmaßes

Vorteile:

- Kleine mechanische Zeitkonstanten
- Größere Wege als Stapelaktoren bei relativ großen Kräften
- Als Sensor verwendbar [110], [36]

Nachteile:

- Großer Bauraum nötig
- Hysterese und Drift
- Miniaturisiert noch nicht verfügbar

Typ	Länge in mm	Breite in mm	Höhe in mm
PU 90 NV	50.5	25	25
PU 100 NV	50.5	25	25
PU 100 NVHL	50.5	25	25
PU 40 NV	28.5	14	14
PU 65 HR	50.0	26	9

Typ	Leerlaufweg	Blockierkraft	Steifigkeit	mechan. Energie
PU 90 NV	90 $\mu\text{m}$	135 N	1.5 N/ $\mu\text{m}$	6.1 mJ
PU 100 NV	100 $\mu\text{m}$	170 N	1.7 N/ $\mu\text{m}$	8.5 mJ
PU 100 NVHL	108 $\mu\text{m}$	250 N	2.4 N/ $\mu\text{m}$	13.5 mJ
PU 40 NV	40 $\mu\text{m}$	32 N	0.8 N/ $\mu\text{m}$	0.64 mJ
PU 65 HR	65 $\mu\text{m}$	50 N	0.75 N/ $\mu\text{m}$	1.62 mJ

**Tabelle 9: Eigenschaften industrieller Piezo-Hybriden**

## Piezelektrische Bimorph-Stellelemente

Effektgröße: 0.6 % ... 1.12 % des größten Außenmaßes

Vorteile:

- Kleine mechanische Zeitkonstanten
- Größere Wege als Stapelaktoren
- Als Sensor verwendbar [110], [36]

Nachteile:

- Lange Elemente
- Hysterese und Drift
- Mechanisch empfindlich (spröde)

Typ	Länge in mm	Breite in mm	Höhe in mm
P-801.10	25	10.5	0.6
P-801.20	35	12	0.6
P-801.30	41	13.5	25
PL 115.10	23	10.5	0.65
PL 120.10	33	10.5	0.65
PL 130.10	39	12	0.65
PL 140.10	48	12.5	0.8

Typ	Leerlauf- weg	Blockier- kraft	Steifigkeit	mechan. Energie
P-801.10	150 $\mu\text{m}$	0.3 N	2 N/mm	0.022 mJ
P-801.20	300 $\mu\text{m}$	0.3 N	1 N/mm	0.045 mJ
P-801.30	450 $\mu\text{m}$	0.48 N	1.06 N/mm	0.108 mJ
PL 115.10	100 $\mu\text{m}$	0.6 N	6 N/mm	0.030 mJ
PL 120.10	200 $\mu\text{m}$	0.45 N	2.25 N/mm	0.045 mJ
PL 130.10	400 $\mu\text{m}$	0.45 N	1.12 N/mm	0.090 mJ
PL 140.10	500 $\mu\text{m}$	0.75 N	1.5 N/mm	0.188 mJ

**Tabelle 10: Eigenschaften industrieller piezelektrischer Bimorphe [69], [71]**

## Elektromagnete

Effektgröße: 14 % ... 32 % des größten Außenmaßes

Vorteile:

- Kleine mechanische Zeitkonstanten
- Große Wege
- Gut verfügbar

Nachteile:

- Kleine Steifigkeit
- Nichtlineare Kennlinie

Typ	Länge in mm	Breite in mm	Höhe in mm
08 217	20.5	8	13.7
08 216	21	10	13
08 292	24.7	16	19.3
08 204	37.2	22	25
08 233	30	20	25.5
08 255	33	28	32

Typ	Leerlauf- weg	Blockier- kraft	Steifigkeit	mechan. Energie
08 217	3 mm	1 N	0.33 N/mm	1.5 mJ
08 216	3 mm	0.3 N	0.1 N/mm	0.4 mJ
08 292	8 mm	0.7 N	0.09 N/mm	2.8 mJ
08 204	10 mm	1.2 N	0.12 N/mm	6 mJ
08 233	6 mm	2.6 N	0.43 N/mm	7.8 mJ
08 255	10 mm	5.5 N	0.55 N/mm	27.5 mJ

Tabelle 11: Eigenschaften industrieller Elektromagnete [66]

## Pneumatikzylinder

Um mit den linearen bzw. angenommenen linearen Kennlinien vergleichen zu können, wurden nur Pneumatikzylinder mit Rückstellfeder betrachtet. Der angenommene Nenndruck beträgt sechs Bar.

Effektgröße: 14 % ... 32 % des größten Außenmaßes

### Vorteile:

- Primär wegunabhängige Kraft, durch Rückstellfeder lineare Kennlinie
- Große Wege

### Nachteile:

- Stick-Slip Effekte
- Zusätzliches Medium nötig

Typ	Länge in mm	Durchmesser
EG-2.5-5-PK-2	27.5	3.5 mm
EG-2.5-10-PK-2	36.5	3.5 mm
EG-4-5-PK-2	35	5 mm
EG-4-20-PK-2	58	5 mm
EG-6-5-PK-3	41	10 mm
EG-6-20-PK-3	68	10 mm
AVL 12-10	23	25 mm
AVL 20-10	32	40 mm

Typ	Leerlaufweg	Blockierkraft	Steifigkeit	mechan. Energie
EG-2.5-5-PK-2	5 mm	2.3 N	0.46 N/mm	5.75 mJ
EG-2.5-10-PK-2	10 mm	2.3 N	0.23 N/mm	11.5 mJ
EG-4-5-PK-2	5 mm	6 N	0.6 N/mm	15 mJ
EG-4-20-PK-2	20 mm	6 N	0.15 N/mm	60 mJ
EG-6-5-PK-3	5 mm	12.7 N	2.54 N/mm	31.8 mJ
EG-6-20-PK-3	20 mm	13.8 N	0.69 N/mm	138 mJ
AVL 12-10	10 mm	58 N	5.8 N/mm	290 mJ
AVL 20-10	10 mm	170 N	17 N/mm	850 mJ

Tabelle 12: Eigenschaften industrieller Pneumatikzylinder [67]

## Formgedächtnisdrähte

Effektgröße: 3% des größten Außenmaßes

Vorteile:

- Sehr hohe Energiedichte je Volumen
- Für einen Materialeffekt großer Weg

Nachteile:

- Große Zeitkonstanten
- Hysterese
- Nur in begrenztem Temperaturbereich einsetzbar

Typ	Länge in mm	Durchmesser
.0015"	70	38.1 $\mu\text{m}$
.003"	70	76.2 $\mu\text{m}$
.005"	70	127 $\mu\text{m}$
.008"	70	203 $\mu\text{m}$
.010"	70	254 $\mu\text{m}$
.015"	70	381 $\mu\text{m}$
.0015"	30	38.1 $\mu\text{m}$
.008"	30	203 $\mu\text{m}$
.015"	30	381 $\mu\text{m}$

Typ	Leerlaufweg	Blockierkraft	Steifigkeit	mechan. Energie
.0015"	2.1 mm	0.17 N	0.08 N/mm	178 mJ
.003"	2.1 mm	0.78 N	0.37 N/mm	819 mJ
.005"	2.1 mm	2.26 N	1.08 N/mm	2.37 J
.008"	2.1 mm	5.79 N	2.76 N/mm	6.08 J
.010"	2.1 mm	9.12 N	4.34 N/mm	9.58 J
.015"	2.1 mm	19.62 N	9.34 N/mm	20.6 J
.0015"	0.9 mm	0.17 N	0.18 N/mm	0.076 mJ
.008"	0.9 mm	5.79 N	6.43 N/mm	2.605 mJ
.015"	0.9 mm	19.62 N	21.8 N/mm	8.829 mJ

Tabelle 13: Eigenschaften industrieller Formgedächtnisdrähte [72]

# Literaturverzeichnis

- [1] Abeßer, H.; Behn, C.; Steigenberger, J.; Zimmermann, K.: Steueraufgaben für Zweiarm-Roboter mit muskelähnlichen Antrieben. 47<sup>th</sup> International Scientific Colloquim, Technical University of Ilmenau, September 23-26, 2002
- [2] Aeberhardt, B.: Linearantriebe nach biologischem Vorbild. Technische Rundschau Nr.9 2001 (93. Jahrgang) S. 96-99 vom 4.Mai 01, Colibri Edition AG Bern
- [3] Akiyama, T.; Fujita, H.: A Quantitative Analysis of Scratch Drive Actuator Using Buckling Motion. Conference Proceedings IEEE Micro Electro Mechanical Systems, S. 310-315, 1995
- [4] Albrecht, A.: Synthese von Mikroaktuatoren. Tagungsband zum 38. Internationalen Wissenschaftlichen Kolloquium Ilmenau, S. 447-460, 1993
- [5] Ataka, M.; Omodaka, A.; Fujita, H.: A Biomimetic Micro Motion System. 71. International Conference on Solid-State Sensors and Actuators, S. 38-41, Yokohama, 1993
- [6] Benninghoff, A.; Drenckhahn, D.: Anatomie 1. Urban & Fischer, 2002
- [7] Bethge, K.: Kernphysik – Eine Einführung. Springer Verlag, 1996
- [8] Bochmann, D.: Einführung in die strukturelle Automatentheorie. Verlag Technik Berlin, 1975
- [9] Böhlinger, K. F.; Donald, B. R.; Mihailovich, R.; MacDonald, N. C.: A Geometric Characterization of Microarray-Actuation. Conference Proceedings Actuator 94 , S. 79-82, AXON Technologie Consult, 1994
- [10] Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.: Taschenbuch der Mathematik. Verlag Nauka Moskau und Teubner Verlagsgesellschaft Leipzig, 1983
- [11] Büttgenbach, S.; Leester-Schädel, M.; Hesselbach, J.; Abel-Keilhack, C.: Micromachined Artificial Muscle on the Basis of Shape Memory Alloys. 47<sup>th</sup> International Scientific Colloquim, Technical University of Ilmenau, September 23-26, 2002

- 
- [12] Christen, G.; Feindt, K.; Gramsch, T.; Harnisch, A.; Pfefferkorn, H.; Zöppig, V.: Microgripping Devices with Functional Elements of microstructured Glass Materials. Seminar on Handling and Assembly of Microparts, Vienna, 28.-29. November '97, Proceedings, 1997
- [13] Christen, G.; Pfefferkorn, H.; Gramsch, T.; Zöppig, V.: Flexible Greiftechnik für die Mikromontage. Microengineering 95, Stuttgart, 1995
- [14] Dittmann, F.; Stölting, H.-D.: Alles bewegt sich: Beiträge zur Geschichte elektrischer Antriebe. Herausgeber: Kurt Jäger, Berlin: VDE-Verlag, 1998
- [15] Frank, T., Schilling, C.: The development of cascaded microdrive with muscle-like operating behaviour. J. Micromech Microeng. 8, S. 222-229, 1998
- [16] Frank, T.; Schilling, C.: The development of cascaded microdrive with muscle-like operating behaviour. J. Micromech Microeng. 8, S. 222-229, 1998
- [17] Fung, Y. C.: Biomechanics Mechanical Properties of living Tissues. Springer-Verlag, New York, 1993
- [18] Goosen, J. F. L.; Wolfenbuttel, R. F.: Object Positioning Using a Surface Micromachined Distributed System. Conference Proceedings Transducers '95 Eurosensors IX, S. 396-399, 1995
- [19] Gordon, A. M.; Huxley, A. F.; Julian, F. J.: The variation in isometric tension with sarcomere length in vertebrate muscle fibers. J. Physiol. 184, S. 170-197, 1981
- [20] Grade, J.D.; Jerman, H.; Kenny, T.W.: A large-deflection electrostatic actuator for optical switching applications. Technical Digest 2000 Solid State Sensor and Actuator Workshop, Hilton Head, S. 97-100, 2000
- [21] Gramsch, T.: Aktuatorprinzipien für die Miniaturgreiftechnik. Tagungsband zum 41. Internationalen Wissenschaftlichen Kolloquium der TU Ilmenau, Band 2, 1996
- [22] Gramsch, T.: Anordnung und Verfahren zur Erzeugung variabler Kennlinien von Antrieben. Patent Nr.: DE 101 56 870 A1, 2002
- [23] Gramsch, T.: Anordnung zur Erzeugung einer linearen oder rotatorischen Antriebsbewegung. Patent Nr.: DE 102 21 111 A1, 2002
- [24] Gramsch, T.: Mechanismen zur Anpassung der Kraft, des Arbeitshubes und der Steifigkeit von Aktoren. Patent Nr.: DE 198 43 737 A1, 2000
- [25] Gramsch, T.; Kallenbach, E.; Gollhardt, E.: Linear Drive Based on Cascaded Actuators. Kongressband Sensor 2001 (Vol. 2), S. 147-152, Nürnberg, 2001
- [26] Gramsch, T.; Kallenbach, E.; Riemer, D.: Neue Linearantriebe nach biologischem Vorbild. Tagungsband zur SPS/IPC/DRIVES Nürnberg 28.-30. November 2000



- [27] Gramsch, T.; Kutzschbach, P.: Verfahren zum Verbinden von Nickel-Titan-Legierungen. Patent Nr.: DE 197 46 309 A1, 1999
- [28] Gramsch, T.; Meier, P.; Frank, T.; Kallenbach, M.; Schilling, C.; Blickhan, R.; Wurmus, H.: Ein Vergleich des Skelettmuskels mit Mikroaktuator-Kaskaden mittels FEM- Simulation des Muskels. 44<sup>th</sup> International Scientific Colloquium, Technical University of Ilmenau, September 20-23, 1999
- [29] Gramsch, T.; Zöppig, V.; Pfefferkorn, H.; Christen, G.: Greifersysteme für die automatisierte Mikromontage. Microengineering 97, Stuttgart, Tagungsband, 1997
- [30] Günther, M. M.: Funktionsmorphologische Untersuchungen zum Sprungverhalten an mehreren Halbaffenarten (*Galago moholi*, *Galago (Otolemur) garnettii*, *Lemur catta*). Dissertationsschrift, vorgelegt an der FU Berlin, Fachbereich Biologie, 1989
- [31] Hesselbach, R.; Pitschellis, H.: Optimization and Control of Electrically Heated Shape Memory Actuators. Conference Proceedings Actuator 94 , S. 337-340, AXON Technologie Consult, 1994
- [32] Hick, C.; Hick, H.: Kurzlehrbuch Physiologie. Urban und Fischer, 2000
- [33] Hill, A. V.: The heat of shortening and dynamic constants of muscle. Proc. R. Soc. Lond. B126, S. 136-195, 1938
- [34] Isermann, R.: Mechatronische Systeme – Grundlagen. Springer Verlag, 1999
- [35] Iwainsky, A.: Dynamische Optimierung. Verlag Technik Berlin, 1984
- [36] Janocha, H.; Schäfer, J.: Smart Solid-State Actuators. Conference Proceedings Actuator 94 , S. 224-228, AXON Technologie Consult, 1994
- [37] Jendritza, D. J.: Technischer Einsatz Neuer Aktoren. Expert Verlag, Band 484, 1995
- [38] Jensen, B. D.; Parkinson, M. B.; Kurabayashi, K.; Howell, L. L.; Baker, M. S.: Design Optimization of a Fully-Compliant Bistable Micro-Mechanism. Proceedings of 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2001
- [39] Kallenbach, E.: Der Gleichstrommagnet. Akademische Verlagsgesellschaft Leipzig, 1969
- [40] Kallenbach, E.: Elektromagnete: Grundlagen, Berechnung, Konstruktion, Anwendung. Stuttgart: Teubner, 1994
- [41] Kallenbach, E.: Mechatronik - Systemintegration. Tagungsband zum 38. Internationalen Wissenschaftlichen Kolloquium Ilmenau, S. 3-19, 1993
- [42] Kallenbach, E.; Albrecht, A.; Birli, O.; Eccarius, M.; Feindt, C.; Zöppig, V.: Magnetische Mikroaktuatoren - Entwicklungsstand und Perspektiven. 15. internationales Kolloquium Feinwerktechnik, 1995

- 
- [43] Kallenbach, E.; Bögelsack, G.: Gerätetechnische Antriebe. Berlin, Verlag Technik 1991
- [44] Kallenbach, E.; Schilling, C.; Frank, T.; Kallenbach, M.; Wurmus, H.: Micromechatronics – a foundation for future products. MicroMat 2000 International Conference and Poster Exhibition April 17-19, Berlin, S. 172-173, 2000
- [45] Kallenbach, M.; Wurmus, H.: Chemomechanical Actuators. In: H. Janocha (Hrsg.) Smart Materials. expert-Verlag, 1998
- [46] Kloß, H.: Suitability of FeNiCoTi-Alloys for Sensors and Actuators. Conference Proceedings Actuator 94 , S. 348-353, AXON Technologie Consult, 1994
- [47] Konishi, S.; Fujita H.: System Design for Cooperative Control of Arrayed Microactuators. Conference Proceedings IEEE Micro Electro Mechanical Systems, S. 322-327, 1995
- [48] Kopka, P.; Hoffmann, M.; Voges, E.: Coupled U-Shaped Cantilever Actuators for 1x4 and 2x2 Optical Fibre Switches. J. Micromech. Microeng., Special Issue MME '99, S. 260-264, 2000
- [49] Kugler, P. N.; Turvey, M. T.: Information, Natural Law and the Self-assembly of Rhythmic Movement. Lawrence Erlbaum Associates Hillsdale, 1987
- [50] Kunz, H.; Keoschkerjan, R.: Technische Beschreibung peristaltischer Fortbewegungsprinzipien. In 44th International Scientific Colloquium. 1999. TU Ilmenau, 1999
- [51] Kutzschbach, P.; Gramsch, T.: Beizlösung zur Aktivierung der Oberfläche von Titan und Titanlegierungen. Patent Nr.: DE 198 43 738 A1, 2000
- [52] Lacquaniti, F.; Licata, F.; Soechting, J. F.: The Mechanical Behavior of the Human Forearm in Response to Transient Perturbations. Biological Cybernetics 44, S. 35-46, 1982
- [53] Leester, M.; Schmidt, M.; Büttgenbach, S.; Keilhack, C.; Pittschellis, R.; Hesselbach, J.: An SMA multi-actuator system based on the artificial muscle principle. Actuator, Bremen, S. 533 ff, 1998
- [54] Lenk, A.: Elektromechanische Systeme. Verlag Technik Berlin, 1975
- [55] Luck, K.; Modler, K.H.: Getriebetechnik. Akademie-Verlag Berlin, 1990
- [56] Lunze, K.: Einführung in die Elektrotechnik. Verlag Technik Berlin, 1978
- [57] Lunze, K.: Theorie der Wechselstromschaltungen. Verlag Technik Berlin, 1977
- [58] Mayberg, K.; Vachenauer, P.: Höhere Mathematik. Springer Verlag, 1999

- [59] Meier, P.; Blickhan, R.: FEM-Simulation of skeletal muscle: The influence of inertia during activation and deactivation, in *Skeletal Muscle Mechanics. From Mechanisms to Function.*, W. Herzog, (Editor), John Wiley & Sons: S. 207-223, 2000
- [60] Meier, P.; Gramsch, T.; Schilling, C.; Kallenbach, M.; Frank, T.; Blickhan, R.: Der Einfluss der Nichtlinearität der Kennlinien auf das mechanische Verhalten des Muskels. IV. Konferenz der Gesellschaft für Techn. Biologie & Bionik, Saarbrücken, In: *BIONA-report 14* (Ed. W. Nachtigall); S. 135-138, 1999
- [61] Meire, H. B.; Farrant, P.: *Basic Ultrasound*. John Wiley & Sons, 1995
- [62] Menz, W.; Mohr, J.: *Mikrosystemtechnik für Ingenieure*. VCH Verlagsgesellschaft, 1997
- [63] Mishima, N.; Ashida, A.; Tanikawa, T.; Maekawa, H.; Kaneko, K.; Tanaka, M.: *Microfactory and a Design Evaluation Method for Miniature Machine Tools*. Proceedings ASPE Meeting Vol. 22, S. 567-570, 2000
- [64] Möhl, B.: *Bionischer Roboterarm mit elastischem Antrieb*.  
<http://www.uni-saarland.de/fak8/bi13wn/projekte/robo.htm>.  
<http://www.uni-saarland.de/fak8/bi13wn/projekte/roboarm.html>.
- [65] N.N.: *Brockhaus ABC Naturwissenschaft und Technik*. Brockhaus Verlag Leipzig, 1968
- [66] N.N.: *Elektromagnete*. Espelkamp: Firmenschrift Harting Elektronik, 1994
- [67] N.N.: *Festo Pneumatic*. Esslingen: Firmenschrift Festo KG, 1990
- [68] N.N.: *Meyers kleines Lexikon*. Bibliographisches Institut Leipzig, 1967
- [69] N.N.: *Niedervoltaktoren in Multilayertechnik Serie P 150 V*. Jena: Firmenschrift piezosystem jena, 1996
- [70] N.N.: *PL115, PL140 Multilayer-Biege-Aktoren*. Lederhose: Firmenschrift PI Ceramic, 1995
- [71] N.N.: *Produkte für die Mikrostelltechnik Gesamtkatalog*. Waldbronn: Firmenschrift Physik Instrumente GmbH & Co. 1995
- [72] N.N.: *Typical NiTi Actuator Wire Properties*. Santa Clara: Firmenschrift Shape Memory Applications, Inc, 1995
- [73] N.N.: *Universaltranslatoren Serie PU 150 V*. Jena: Firmenschrift piezosystem jena, 1996
- [74] Nachtigall, W.: *Bionik Grundlagen und Beispiele für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. S. 174 ff, Springer Verlag, 1998
- [75] Naka, K.: *White Noise Analysis in Retinal Physiology*. In: Hida, T. *Advanced Mathematical Approach to Biology*. World Scientific, 1997

- 
- [76] Nakao, M.; Hatamura, Y.: A Tabletop Factory to Fabricate Micro Machines „Nano Manufacturing World“. Proceedings ASPE Meeting Vol. 14, S. 74-79, 1996
- [77] Papageorgiou, M.: Optimierung - Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung. Oldenbourg Verlag, 1996
- [78] Penzlin, H.: Lehrbuch der Tierphysiologie. Gustav Fischer Verlag Jena – Stuttgart, 1998 (6. Aufl.)
- [79] Peschel, M.; Riedel, C.: Polyoptimierung – eine Entscheidungshilfe für ingenieurtechnische Kompromisslösungen. Verlag Technik Berlin, 1976
- [80] Philippow, E.: Taschenbuch Elektrotechnik Band 2 – Grundlagen der Informationstechnik. Verlag Technik, 1987
- [81] Que, L.; Park, J.S.; Gianchandani, Y.B.: Bent-Beam Electro-Thermal Actuators for High Force Applications. IEEE Micro Electro Mechanical Systems, 1999
- [82] Reinisch, K.: Analyse und Synthese kontinuierlicher Steuerungssysteme. Verlag Technik Berlin, 1982
- [83] Reinisch, K.: Kybernetische Grundlagen und Beschreibung kontinuierlicher Systeme. Verlag Technik Berlin, 1974
- [84] Remane, A.; Storch, W.; Welsch, U.: Kurzes Lehrbuch der Zoologie (5. Aufl.). Gustav Fischer Verlag Jena, 1985
- [85] Richter, T.: Miniaturisierter Linearantrieb nach biologischem Vorbild. Diplomarbeit, TU Ilmenau, Fak. Maschinenbau, Nr.: 300-99-18, 2000
- [86] Riemer, D.: Untersuchungen zur Berechnung, konstruktiven Gestaltung und technologischen Realisierung von kaskadierbaren elektrostatischen Mikroantrieben. Dissertation, TU Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, 1997
- [87] Riemer, D.; Gramsch, T.: Linearantrieb mit kontinuierlicher Bewegungskrafterzeugung. Patent Nr.: DE 100 46 137 A1, 2001
- [88] Riemer, D.; Kallenbach, E.: Technisch relevante, neuartige Antriebssysteme nach muskulärem Vorbild. 44<sup>th</sup> International Scientific Colloquim, Technical University of Ilmenau, September 20-23, 1999
- [89] Riemer, D.; Kallenbach, E.; Gramsch, T.: Novel linear Drives – Biology as a model. Motion Systems 2001 - Collected Short Papers, Shaker Verlag Aachen, S. 18-22, 2001
- [90] Riemer, D.; Kallenbach, E.; Schilling, C.: Technisch relevante Muskelmodelle mit funktionsmorphologischen Eigenschaften nach biologischem Vorbild. In: Blickhan, R.; Wissler, A.; Nachtigall, W. BIONA-report 13. Proceedings of the First International Conference on Motion Systems in Jena, Gustav Fischer Verlag, 1997
- [91] Riemer, D.: Linearantrieb. Patent Nr.: DE 198 533 24 A1, 1999

- [92] Riethmüller, J.: Eigenschaften polarisierter Elektromagnete und deren Dimensionierung anhand eines Entwurfsalgorithmus mit einem Optimierungsverfahren. Dissertation, TU Ilmenau, Fakultät für Maschinenbau, 2004
- [93] Robbins, W. P.: Ferroelectric-Based Microactuators. Invited Paper, Proc. of International Symposium on Integrated Ferroelectrics, Colorado Springs, March 22, 1995
- [94] Schäffel, C.: Untersuchungen zur Gestaltung integrierter Mehrkoordinatenantriebe. ISLE, 1997
- [95] Schilling, C.; Gramsch, T.; Wurmus, H.: Aspects of bionics in design of micro actuator systems. Motion Systems 2001 - Collected Short Papers, Shaker Verlag, Aachen, S. 18-22, 2001
- [96] Schönfeld, R.: Gütebewertung gesteuerter Bewegungen. Tagungsband zur SPS/IPC/DRIVES Nürnberg 28.-30. November 2000, 2000
- [97] Smela, E.; Inganäs, O.; Lundström, I.: New devices made from combining silicon microfabrication and conducting polymers. In: C. Nicolini (Hrsg.), Molecular Manufacturing. Plenum Press, New York, 1996
- [98] Stange, H.: Energieeffiziente Bewegungssteuerung durch Optimierung der Bewegungsfunktion und der Lastankopplung. Tagungsband zur SPS/IPC/DRIVES Nürnberg 28.-30. November 2000
- [99] Sterzl, T.; Winzek, B.; Rumpf, H.; Quandt, E.: Bistable Shape Memory Composites for Switchers, Grippers and Adjustable Capacitors. Conference Proceedings Actuator 2002, S. 91-94, Schintz-Druck Bremen, 2002
- [100] Stölting, H.-D.; Kallenbach, E.; Amrhein, W.: Handbuch elektrische Kleinantriebe. München [u.a.], Hanser, 2002
- [101] Sun, X.-Q.; Carr W. N.; Farmer, K. R.: A Bistable Microrelay Based on Two-Segment Thermal Multimorph Actuators. Proceedings of IEEE MEMS '98 Workshop, S. 154, Heidelberg, 1998
- [102] Suorsa, I.; Tellinen, J.; Pagounis, E.; Aaltio, I.; Ullakko, K.: Applications of Magnetic Shape Memory Actuators. Conference Proceedings Actuator 2002, S. 158-161, Schintz-Druck Bremen, 2002
- [103] Sussmann, Th.; Bathe, K.-J.: A finite element formulation for nonlinear incompressible elastic and inelastic Analysis. Comp. & Struct. 26, 1/2, S. 357-409, 1987
- [104] van Leeuwen, J. L.: Muscle Functions in Locomotion. Advances in Comparative and Environmental Physiology (Vol. 11). Ed. R. McN. Alexander, S. 191-250, 1992
- [105] Volmer, J; Brock, R.: Getriebetechnik. Verlag Technik Berlin, 1992

- [106] Wagner, H.; Blickhan, R.: Stabilizing Function of Skeletal Muscles: an Analytical Investigation. J. theor. Biol. 199, Article No. jtbi.1999.0949, <http://www.idealibrary.com>, 1999
- [107] Winters, J.M.: Hill Based Muscle Models: A Systems Engineering Perspective. Springer Verlag, 1990
- [108] Witte, H.: Beiträge zur Anatomie und Biomechanik elastischer Elemente im Bewegungsapparat. Habilitationsschrift, vorgelegt der Medizinischen Fakultät der Ruhr-Universität Bochum, 1996
- [109] Zander, H. J.: Logischer Entwurf binärer Systeme. Verlag Technik Berlin, 1982
- [110] Zhao, X.; Wilkening, G.: High-Accuracy Capacitance Sensor for Positioning of Piezoelectric Displacement Actuator. Conference Proceedings Actuator 94, S. 193-196, AXON Technologie Consult, 1994
- [111] Zöppig, V. ; Gramsch, T.; Pfefferkorn, H.; Christen, G.: Miniaturgreifer mit mikrostrukturierten Elementen. Statusseminar des Verbundprojektes "MFV-Mikrosysteme", MTT '96, Jena, 04. Juni 1996, Tagungsband (VDI/VDE TZ IT, Teltow), 1996
- [112] Zöppig, V.; Tolkemit, B.; Kallenbach, E.: Kleinst- und Mikroantriebe für Match-X-Bausteine. Erstellung eines Antriebstechnik-Kataloges. Studie im Auftrag des Lenkungsausschusses des Projektes Mikrosystemtechnik für den Maschinen- und Anlagenbau VDMA. Koordination: Fraunhofer Institut Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Abteilung: Reinst- und Mikroproduktion,  
In: VDMA Arbeitsgemeinschaft Match-X: CD zum BMBF-Projekt "Industrieplattform Modulare Mikrosystemtechnik" (2000-02), Frankfurt/M., 2002