

***Maik Mracek***

***Untersuchung des dynamischen  
Verhaltens gekoppelter  
piezoelektrischer Ultraschallmotoren  
mit Stoßkontakt***

**Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek**

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

©Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn – Paderborn – 2011

Das Werk einschließlich seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung der Herausgeber und des Verfassers unzulässig und strafbar. Das gilt insbesondere für Vervielfältigung, Übersetzungen, Mikroverfilmungen, sowie die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Satz und Gestaltung: Maik Mracek

Hersteller: Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG  
Druck · Buch · Verlag  
Münster

Printed in Germany

## Geleitwort

Piezoelektrische Ultraschallmotoren werden millionenfach in Autofokusantrieben von Foto-Objektiven eingesetzt, haben jedoch darüber hinaus keine nennenswerten Massen-Anwendungen gefunden, so dass sich die Frage stellt: Warum ? Und: Wie können Ultraschallantriebe einem größeren Markt zugänglich gemacht werden ?

In vielen Fällen stellen die geringe Leistung und zu kleine Antriebskräfte eine Einschränkung dar. Die Arbeit von Herrn Dipl.-Ing. Maik Mracek verfolgt den Ansatz, bestehende Ultraschallantriebe durch Bündelung und Koordinierung von mehreren Einzelantrieben zu einem leistungsfähigen, skalierbaren und den jeweiligen Bedingungen angepassten, Linearantrieb zu entwickeln.

Die vorliegende Dissertationsschrift beschreibt neben der Modellierung piezoelektrischer Ultraschallantriebe mit Mikrostoßkontakt die Herleitung, Implementierung und Anwendung von Ansteuerstrategien für mehrere Einzelantriebe im Antriebsverbund. Zur Koordinierung wird eine modellbasierte Ansteuerung der Einzelantriebe entwickelt. Dabei wird die Komplexität der Modellbeschreibung so gewählt, dass ein guter Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenaufwand erzielt wird.

Aufbauend auf diesem Modell, das eine sehr weit gehende Beschreibung des dynamischen Verhaltens gekoppelter piezoelektrischer Ultraschallmotoren zulässt, werden unterschiedliche Ansteuerstrategien erarbeitet, analysiert, bewertet und implementiert. Experimentelle Untersuchungen an verschiedenen Antriebe, Antriebskonfigurationen und Ansteuerstrategien runden die Arbeit ab und zeigen die Leistungsfähigkeit der von Herrn Mracek entwickelten Methoden.

Die Dissertation von Herrn Mracek stellt einen wichtigen Beitrag zur Weiterentwicklung piezoelektrischer Ultraschallantriebe dar.

Hannover, den 22.10.2011



(Prof. Dr.-Ing. Jörg Wallaschek)





# **Untersuchung des dynamischen Verhaltens gekoppelter piezoelektrischer Ultraschallmotoren mit Stoßkontakt**

Von der Fakultät Maschinenbau  
der Universität Paderborn  
zur Erlangung des akademischen Grades

DOKTOR DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN (Dr.-Ing.)

genehmigte

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Maik Mracek  
aus Bielefeld

Referent: Prof. Dr.-Ing. Jörg Wallaschek  
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Gausemeier  
Tag des Kolloquiums: 29. November 2010



# Vorwort

Meinen Eltern Anne-Mette und Werner Mracek, die in jeglicher Hinsicht die Grundsteine für meinen Weg gelegt haben, und Matilda und Marla, ohne die diese Arbeit schon einige Jahre früher fertig geworden worden wäre.

Meiner Familie und allen, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben:  
Herzlichen Dank.



## Publikationen, die im Zusammenhang mit dieser Arbeit entstanden sind:

Mracek, M.; Hemsel, T.; Vasiljev, P.; Wallaschek, J.: *A novel approach for high power ultrasonics motors*. In: 2004 IEEE International Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control 50th Anniversary Joint Conference, Montreal, Canada, 2004. - ISBN 0-7803-8412-1, S. 1161-1164

Mracek, Maik; Wallaschek, Jörg; Hemsel, Tobias: *Self configuration of miniature ultrasonic linear motors*. In: Proceedings of the 18th International Congress on Acoustics (ICA 2004), Bd. I, 2004, S. 417-420, April 2004, Kyoto, Japan

Mracek M., Hemsel T.: *Control of Bundled Miniature Ultrasonic Linear Motors*. In: 2nd International Conference on Piezoelectric Materials and Applications in Actuators (IWPMA) 2005, HNI Verlagsschriftenreihe, Paderborn, 2005

Wilmanns S., Nakamura K., Mracek M., Hemsel T.: *Non-Resonant Piezoelectric Motors Driven in Audible Frequency Range*. In: 2nd International Conference on Piezoelectric Materials and Applications in Actuators (IWPMA) 2005, HNI Verlagsschriftenreihe, Paderborn, 2005

Król, R.; Mracek, M.; Redenius, A.: *Eine Methodik zur Ableitung einfacher Ersatzmodelle zur automatischen Konfigurierung piezoelektrischer Antriebe mittels der Finite Elementen Methode*. In: VDI-Berichte: Mechatronik 2005 - Innovative Produktentwicklung, Düsseldorf: VDI-Verlag, 2005, Nr. 1892, Bd. 1, S. 137-151; ISBN 3-18-091892-6

Mracek M., Hemsel T., Twiefel J., Vasiljev P.: *Piezoelectric Linear Motor Concepts Based on Coupling of Longitudinal Vibrations*. In: 6th World Congress on Ultrasonics merged with Ultrasonics International (WCU/UI) 2005., Journal Ultrasonics International, Okt. 2005, Beijing, China

Mracek M., Hemsel T.: *Synergetic driving concepts for bundled miniature ultrasonic linear motors*. In: 6th World Congress on Ultrasonics merged with Ultrasonics International (WCU/UI) 2005, Journal Ultrasonics International, Okt. 2005, Beijing, China

Mracek M., Hemsel T., Vasiljev P., Wallaschek J.: *Self configuration of a novel miniature ultrasonic linear motor*. In: International Conference of Mechatronic Systems and Materials (MSM) 2005, Okt. 2005, Trans Tech Publications, Vilnius, Litauen

Mracek M., Hemsel T., Twiefel J., Vasiljev P.: *Piezoelectric linear motor concepts*. In: The First International Workshop on Ultrasonic Motors and Actuators (IWOUMA) 2005, Nov. 2005, Yokohama, Japan

Mracek M., Hemsel T., Wallaschek J.: *Parallel operation of ultrasonic linear motors*. In: The First International Workshop on Ultrasonic Motors and Actuators (IWOUMA) 2005, Nov. 2005, Yokohama, Japan

Mracek M.; Hemsel T.; Vasiljev P.; Wallaschek J.: *Self Configuration of a Novel Miniature Ultrasonic Linear Motor*. In: Diffusion and defect data. [Pt. B], Solid State Phenomena Vol. 113, pp. 167-172 Trans Tech Publications, Switzerland, 2006

Mracek M., Hemsel T., Twiefel J., Vasiljev P.: *Piezoelectric Linear Motor Concepts Based on Coupling of Longitudinal Vibrations*. In: Ultrasonics, Elsevier Verlag, Amsterdam [etc.] Volume 44, no. 1, Seiten 591-596, 22 December 2006

Mracek M., Hemsel T.: *Synergetic driving concepts for bundled miniature ultrasonic linear motors*. In: Ultrasonics, Elsevier Verlag, Amsterdam [etc.] Volume 44, no. 1, Seiten 597-602, 22. December 2006

Mracek M., Hemsel T., Sattel T., Vasiljev P., Wallaschek J.: *Driving concepts for bundled ultrasonic linear motors*. In: Journal of Electroceramics, Vol. 20, Numbers 3-4, Seiten 153-158, ISSN 1385-3449 (Print) 1573-8663 (Online), Springer Verlag, August 2008

# Kurzfassung

Hauptursache für die eingeschränkten Einsatzgebiete von piezoelektrischen Linearmotoren ist ihr begrenztes Leistungsvermögen. Die vorliegende Arbeit beschreibt einen Ansatz, durch Bündelung einzelner Motoren einen starken Gesamtantrieb zu entwickeln.

Das Betriebsverhalten von piezoelektrischen Ultraschallsystemen wird sehr stark von äußeren Einflüssen (wie z. B. Temperatur, Lasteinwirkung, etc.), und von Parameterstreuungen der Systemkomponenten (Fertigungsungenauigkeiten, Alterung, etc.) bestimmt. Im Idealfall sollte sich die Vorschubkraft der einzelnen Motoren zur Vorschubkraft des gesamten Antriebs addieren und die Leerlaufgeschwindigkeit der einzelnen Motoren gleich der des Gesamtantriebs sein. Aber auf Grund unvermeidlicher Parameterstreuungen und infolge von schwer modellierbaren Wechselwirkungen ist die Vorhersage der Gesamteigenschaften komplizierter und benötigt daher eine genauere Modellbildung.

Nach einer Einführung werden die Grundlagen, chronologische Entwicklung des Forschungsgebiets, Funktionsprinzipien und Leistungsgrenzen zu piezoelektrischen Ultraschallantrieben erläutert.

Spezielle mathematische Ersatzmodelle zur Beschreibung der Kontaktvorgänge werden im folgenden Teil vorgestellt und nach Komplexität geordnet. Daran schließt sich die Entwicklung eines allgemeinen Kontaktmodells für Mikrostoßantriebe an. Mit diesem Modell wird sowohl ein Einzelantrieb als auch mehrere, gekoppelte Antriebe modelliert und das Systemverhalten der Kopplung beschrieben.

Im nächsten Schritt werden verschiedene Ansteuerstrategien entwickelt und mit Hilfe des Modells analysiert. Zur experimentellen Untersuchung der Kopplung von einzelnen Motoren wurde ein Prüfstand aufgebaut, der genaue Messungen im Leistungsbereich der verwendeten Motoren ermöglicht. Eine Gegenüberstellung der experimentellen Ergebnisse zu den Simulationsergebnissen rundet diesen Teil ab.

Die Arbeit schließt mit einer Bewertung der Ergebnisse und einem Ausblick auf zukünftige Forschungsfelder.

# Abstract

The main reason for the limited range of applications of piezoelectric linear motors is their small force and power range. This thesis presents an approach to achieve drives with higher power by bundling multiple motors. But in this case many other questions arise: The electromechanical behaviour of the individual motors differs slightly due to manufacturing and assembly tolerances. The individual motor characteristics are strongly dependent on the driving parameters (frequency, voltage, temperature, pre-stress, etc.). In the most simple case, the thrust of single motors should simply add up to the total thrust of the drive and the no-load velocity should be the same for single motors and for the total drive. But due to the variations of motor parameters, mentioned above, the composition of the overall characteristics is difficult and needs a proper modelling.

In the first part basic principles of linear piezoelectric ultrasonic motors will be given. This part ends with the description of a novel miniaturized ultrasonic linear motor with a very simple mechanical structure, which can be produced at low cost. The characteristics and performance limits of this motor will be illustrated.

An overview of the fundamentals of contact processes follows, and a simplified contact model for the complex ultrasonic micro-impact process is derived. This contact model was successfully implemented in a motor model to predict the driving behaviour of single motors and a set of coupled motors.

Finally driving strategies for a single motor as well as for a bundle of motors will be presented. The investigated strategies have been analyzed theoretically and were tested experimentally on a test rig.

The thesis closes with an evaluation of the results and an outlook on further developments.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation . . . . .	1
1.2	Zielsetzung . . . . .	2
1.3	Vorgehensweise . . . . .	2
<b>2</b>	<b>Piezoelektrische Ultraschallantriebe</b>	<b>4</b>
2.1	Historischer Überblick zu piezoelektrischen Linearantrieben . . . . .	4
2.2	Piezoelektrische Linearantriebe . . . . .	5
2.2.1	Modellierung piezoelektrischer Funktionselemente . . . . .	9
2.2.2	Elektrische Ansteuerung von piezoelektrischen Linearantrieben . . .	15
2.3	Marktübersicht Linearmotoren . . . . .	19
2.4	Shaking Beam Antrieb . . . . .	28
2.5	Leistungsgrenzen . . . . .	29
<b>3</b>	<b>Kontaktmodellierung von Mikrostoßantrieben</b>	<b>31</b>
3.1	Einleitung und Historie . . . . .	32
3.2	Grundmechanismen zur Reibung . . . . .	35
3.2.1	Mikroskopische Beobachtungen . . . . .	35
3.2.2	Makroskopische Reibkraftmodelle . . . . .	37
3.3	Analytische Kontaktmodelle für einen Stoßelantrieb . . . . .	43
3.3.1	Coulomb Reibung mit Punktkontakt . . . . .	43
3.3.2	Viskose Reibung mit Punktkontakt . . . . .	46
3.3.3	Coulomb- und viskose Reibung kombiniert mit Punktkontakt . . . .	49
3.3.4	Elastische Kontaktschicht . . . . .	50
3.4	Reibverhalten von Mikrostoßantrieben . . . . .	55
3.4.1	Kraftübertragung während der Kontaktphase . . . . .	58
3.4.2	Kraftübertragung während der Abhebephase . . . . .	63
3.4.3	Kraftübertragung bei Mikrostoßantrieben . . . . .	65
3.5	Bewertung und Diskussion . . . . .	68

<b>4</b>	<b>Modellbildung und -analyse</b>	<b>71</b>
4.1	Einzelantrieb . . . . .	71
4.1.1	Piezoelektrisches System . . . . .	73
4.1.2	Statormodell . . . . .	73
4.1.3	Kontaktmodell . . . . .	76
4.1.4	Schlittenmodell . . . . .	77
4.1.5	Gesamtsystem Einzelantrieb . . . . .	78
4.1.6	Parameterstudien . . . . .	79
4.1.7	Reibungsverluste und Einfluss der Nulllage der Stößelschwingung .	82
4.2	Verbund von Einzelantrieben . . . . .	83
4.3	Ansteuerstrategien . . . . .	84
4.4	Bewertung und Diskussion . . . . .	89
<b>5</b>	<b>Experimentelle Validierung</b>	<b>91</b>
5.1	Einzelantrieb . . . . .	91
5.1.1	Messung des statischen Reibkoeffizienten . . . . .	91
5.1.2	Admittanzmessungen . . . . .	92
5.1.3	Schwingungsmessungen . . . . .	94
5.1.4	Parameteridentifikation . . . . .	95
5.1.5	Parameterstudien . . . . .	97
5.2	Verbund von Einzelantrieben . . . . .	99
5.3	Ansteuerstrategien . . . . .	101
5.3.1	Individuelle Anregung . . . . .	103
5.3.2	Festfrequenz im nicht resonanten Bereich . . . . .	104
5.3.3	Festfrequenz im resonanten Bereich . . . . .	105
5.3.4	Sweep Ansteuerung . . . . .	108
5.4	Bewertung und Diskussion . . . . .	114
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>115</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>119</b>

# Notation

## Verwendete Symbole

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
Lateinische Buchstaben:		
$C$	F	Kapazität
$c$	$\frac{\text{N}}{\text{m}}$	Federsteifigkeit
$c_R$	$\frac{\text{N}}{\text{m}}$	Kontaktsteifigkeit des Antriebsschlittens
$D$	$\frac{\text{As}}{\text{m}^2}$	dielektrische Verschiebung
$d$	$\frac{\text{Ns}}{\text{m}}$	Dämpfung
$E$	$\frac{\text{V}}{\text{m}}$	elektrisches Feld
$F_N$	N	Anpresskraft
$F$	N	Antriebskraft
$F_r$	N	Reibkraft
$f$	Hz	Frequenz
$g$	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	Gravitationskonstante
$h$	m	Abstand zwischen Nullpunkt der Stößelschwingung und Antriebsschlitten
$I$	A	elektrischer Strom
$j$	1	komplexe Einheit
$l_1$	m	geometrische Länge Stößel
$l_2$	m	geometrische Länge Schulter des Koppelements
$m$	kg	Masse im Ersatzschaltbild
$P_{\text{mech}}$	W	mechanische Leistung
$P_{\text{el}}$	W	elektrische Leistung
$Q_m$	1	mechanische Güte
$R$	m	Stößeldurchmesser
	$\Omega$	elektrischer Widerstand im Ersatzschaltbild
$T$	C°	Temperatur
$U$	V	elektrische Spannung

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$v_{xR}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Geschwindigkeit des Antriebsschlittens in Antriebsrichtung
$v_{yR}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Geschwindigkeit des Antriebsschlittens in Normalenrichtung zur Antriebsrichtung
$v_{xS}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Geschwindigkeit des Antriebstöbels in Antriebsrichtung
$v_{yS}$	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$	Geschwindigkeit des Antriebstöbels in Normalenrichtung zur Antriebsrichtung
$x_R$	m	Auslenkung des Antriebsschlittens in $x$ -Richtung
$x_s$	m	Auslenkung des Antriebstöbels in Tangentialrichtung zum Antriebsschlitten
$Y$	S	Admittanz
$y_1$	m	Auslenkung Schwingsystem 1
$y_2$	m	Auslenkung Schwingsystem 2
$y_R$	m	Auslenkung des Antriebsschlittens in $y$ -Richtung
$y_s$	m	Auslenkung des Antriebstöbels in Normalenrichtung zum Antriebsschlitten
$Z$	$\frac{1}{\Omega}$	Impedanz

### Griechische Buchstaben:

$\alpha$	$\frac{\text{N}}{\text{V}}$	Übersetzungsfaktor im Ersatzschaltbild
$\Delta$	%	Kontaktzeitanteil
$\varphi$	°	Phasenverschiebung zweier harmonischer Signale
$\eta$	%	Wirkungsgrad
$\mu_H$	1	Coulombscher Haftreibwert
$\mu_G$	1	Coulombscher Gleitreibwert
$\bar{\mu}_{N_K}$	1	normierter Ultraschallreibwert im Fall des ständigen Kontakts zwischen Antriebsschößel und -schiene
$\bar{\mu}_{N_S}$	1	normierter Ultraschallreibwert im Fall des periodischen Wechsels zwischen Kontakt- und Abhebephase zwischen Antriebsschößel und -schiene
$\bar{\mu}$	1	Mikrostößeibwert
$\sigma$	$\frac{\text{N}}{\text{m}^2}$	mechanische Spannung
$\tau_0$	rad	Zeitpunkt des Kontakteintritts zwischen Antriebsschößel und -schlitten

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$\tau_1$	rad	Zeitpunkt des Kontaktaustritts zwischen Antriebsstößel und -schlitten
$\omega$	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	Kreisfrequenz
$\psi$	1	auf die Schwingamplitude normierte Auslenkung des Antriebstößels
$\zeta$	1	normierte Geschwindigkeit

# Abbildungsverzeichnis

2.1	Funktionsskizzen erster piezoelektrischer Schwingungsantriebe . . . . .	4
2.2	Unterschiedliche Antriebsgenerationen der Firma Canon . . . . .	6
2.3	Einsatzgebiete von Schwingungsantrieben . . . . .	8
2.4	Kristallaufbau PZT Keramiken . . . . .	10
2.5	Definition der Koordinatenachsen . . . . .	11
2.6	Elektromechanische Ersatzmodelle eines Piezoelektrischen Wandler . . . .	14
2.7	Energiefluss eines Piezoantriebs mit Rückführung . . . . .	16
2.8	Auswirkung von Frequenzgangverschiebungen auf den Betriebspunkt . . . .	17
2.9	Colpitts Oszillatorschaltung . . . . .	18
2.10	Hersteller und Anwendungsgebiete von Ultraschallantrieben [Mae05] . . . .	19
2.11	Einteilung piezoelektrischer Antriebe . . . . .	20
2.12	Funktionsprinzip und Produktfamilie Nanomotionantriebe [Nan08b] . . . .	21
2.13	Aufbau und Funktionsprinzip des Physikinstrumente Antriebs [WKRV04] . .	22
2.14	Aufbau und Funktionsprinzip des Elliptec Antriebs . . . . .	23
2.15	Aufbau und Funktionsprinzip des Konica-Minolta Antriebs . . . . .	24
2.16	Aufbau und Anwendungsbeispiel Cedrat Antrieb [Ced05] . . . . .	24
2.17	Aufbau und Funktionsprinzip des Physikinstrumente Antriebs [Inc00] . . .	25
2.18	Aufbau und Funktionsprinzip der PiezoMotor Antriebe . . . . .	26
2.19	Aufbau und Anwendungsbeispiel des Squiggle Antriebs . . . . .	26
2.20	Inchworm Antrieb der Firma Burleigh Instruments Inc. / Exfo [BII97] . . .	27
2.21	Aufbau und Funktionsprinzip des Siemens PAD Antriebs . . . . .	28
2.22	Aufbau und Funktionsprinzip des untersuchten Antriebs . . . . .	29
2.23	Leistungsgrenzen eines reibkraftschlüssigen Ultraschallantriebs . . . . .	30
3.1	Skizzen zu Leonardos Reibexperimenten . . . . .	33
3.2	Versuchsaufbau Amontons Reibexperimente . . . . .	33
3.3	Rauhigkeitsspitzen und wahre Kontaktfläche . . . . .	35
3.4	Basismodelle und kombinierte Modelle zur Beschreibung von Reibung . . .	39
3.5	Höherwertige Modelle zur Umgehung numerischer Probleme . . . . .	41
3.6	Reibmodell von Dahl . . . . .	42
3.7	Punktkontakt zwischen einem starren Stator und starren Schlitten . . . .	44
3.8	Geschwindigkeitsverteilung auf der Bewegungsellipse . . . . .	44

3.9	Kennlinien <i>vs.</i> Vortriebskraft mit Coulombscher Reibung . . . . .	46
3.10	Motorkennlinien bei variierten Anpresskräften bei Punktkontakt . . . . .	47
3.11	Motorkenngrößen <i>vs.</i> Vortriebskraft für viskose Reibung . . . . .	48
3.12	Motorkenngrößen <i>vs.</i> Vortriebskraft für Coulomb-viskoser Reibung . . . . .	50
3.13	Motorkennlinien bei variierten Anpresskräften für Coulomb-viskose Reibung . . . . .	51
3.14	Ersatzmodell eines Mikrostoßantriebs mit elastischer Kontaktschicht . . . . .	52
3.15	Idealisiertes Antriebskonzept . . . . .	56
3.16	Kurvenverläufe für $v_{xR} < v_{xS}$ . . . . .	56
3.17	Kurvenverläufe im Fall $v_{xS} > v_{xR}$ während des gesamten Kontaktzeitraums . . . . .	57
3.18	Kurvenverläufe im Fall $v_{xS} < v_{xR}$ während des gesamten Kontaktzeitraums . . . . .	58
3.19	Kurvenverläufe bei Richtungswechsel der Relativgeschwindigkeit . . . . .	59
3.20	Tribosystem zur Untersuchung des Einflusses der Stößelbewegung Reibwert . . . . .	60
3.21	Geschwindigkeits- und Reibkraftverlauf bei Schwingungsüberlagerung . . . . .	61
3.22	Normierter Reibkoeffizient $\bar{\mu}_{N_K}$ <i>vs.</i> Geschwindigkeitsverhältnis $\zeta$ . . . . .	63
3.23	Modell zur Ermittlung der Kraftübertragung während der Abhebe-Phase . . . . .	63
3.24	Geschwindigkeits- und Kraftverlauf während der Abhebe-Phase . . . . .	64
3.25	Normierter Reibwert $\bar{\mu}_{N_S}$ <i>vs.</i> Kontaktzeitanteil $\Delta$ . . . . .	66
3.26	Mikrostoßreibwert $\bar{\mu}$ <i>vs.</i> Kontaktzeitanteil $\Delta$ <i>vs.</i> normierter Geschwindigkeit $\zeta$ . . . . .	67
3.27	Leistungsgrenzen eines Mikrostoßantriebs mit Mikrostoßreibwert $\bar{\mu}$ . . . . .	70
4.1	Begriffsdefinitionen zu dem untersuchten System . . . . .	72
4.2	Kontaktpunktkinematik . . . . .	74
4.3	Freischnitt des starren Koppelements . . . . .	75
4.4	Modelle zur Kontaktkraftberechnung für Mikrostoßantriebe . . . . .	77
4.5	Blockmodell des Piezomotors unter Reibkontakt . . . . .	78
4.6	Ersatzmodell eines piezoelektrischen Ultraschallmotors mit Reibkontakt . . . . .	79
4.7	Punktbewegungen entlang von Lissajous Figuren . . . . .	80
4.8	Stößelbewegungen bei variiertem Phasenverschiebung $\varphi$ . . . . .	80
4.9	Stößelbewegungen bei variierten Amplituden $\hat{y}_1$ und $\hat{y}_2$ . . . . .	81
4.10	Stößelbewegungen bei variierten geometrischen Abmaßen $l_1$ und $l_2$ . . . . .	82
4.11	Simulinkmodelle von Antriebsverbund und Einzelantrieb . . . . .	84
4.12	Trajektorien eines idealen und realen Einzelmotors . . . . .	85
4.13	Schematische Darstellung der unterschiedlichen Ansteuerkonzepte . . . . .	86
4.14	Methoden einer Ansteuerung mittels eines Frequenzsweep . . . . .	87
5.1	Haft- und Gleitreibwerte ohne Ultraschalleinfluss $Al_2O_3$ - $Al_2O_3$ -Reibpaarung . . . . .	92
5.2	Frequenz- und Phasengänge von 4 Einzelantrieben . . . . .	93
5.3	Nachweis des Funktionsprinzips mittels Laservibrometermessung . . . . .	94
5.4	Admittanzkurven der Einzelantriebe mit identifizierten Ersatzsystemen . . . . .	96
5.5	Leerlaufgeschw. und Blockierkraft bei variierten Eingangsparametern . . . . .	98

---

5.6	Verbund von vier Einzelantrieben . . . . .	99
5.7	Schematische Darstellung des Motorprüfstands . . . . .	100
5.8	Stößelbewegungen der Einzelantriebe bei individueller Anregung . . . . .	104
5.9	Stößeltrajektorien der Einzelantriebe im nicht resonanten Bereich . . . . .	105
5.10	Motorcharakteristiken bei einer Festfrequenz im resonanten Bereich . . . . .	107
5.11	Motorcharakteristiken von Antriebspaketen bei resonanter Festfrequenz . . .	109
5.12	Motorcharakteristiken der Einzelantriebe bei Sweep Anregung . . . . .	110
5.13	Tangentialgeschwindigkeiten bei einer Sweep Anregung . . . . .	111
5.14	Motorcharakteristiken von Antriebsverbünden Sweep Anregung . . . . .	112
5.15	Geschwindigkeitsverläufe bei einer Sweep Anregung im Antriebsverbund . .	113
6.1	Aufbau des Grundsystems zum Betrieb komplexer Antriebssysteme . . . . .	117
6.2	Anwendungsszenario im Automobilbereich . . . . .	118



# Tabellenverzeichnis

2.1	Vor- und Nachteile im Gebrauch von piezoelektrischen Keramiken . . . . .	9
2.2	Materialeigenschaften von harten und weichen PZTs . . . . .	13
4.1	Ansteuerebenen . . . . .	85
4.2	Matrix möglicher Ansteuerstrategien . . . . .	88
5.1	Experimentell ermittelte Ersatzparameter für 4 baugleiche Einzelantriebe .	97
5.2	Gemeinsame Eingangsparameter für alle Ansteuerstrategien . . . . .	102
5.3	Untersuchte Ansteuerstrategien für Einzelantriebe . . . . .	102
5.4	Untersuchten Ansteuerstrategien für Antriebsverbünde . . . . .	103
5.5	Eingangsparameter der vier Einzelantriebe zur individuellen Ansteuerung .	103
5.6	Eingangsparameter Festfrequenzanregung im nicht resonanten Bereich . . .	104
5.7	Eingangsparameter der Einzelantriebe Anregung im resonanten Bereich . .	106
5.8	Eingangsparameter zur resonanten Anregung für Antriebsverbünde . . . .	107
5.9	Eingangsparameter der Einzelantriebe bei einer Sweep-Ansteuerung . . . .	108
5.10	Eingangsparameter zur Sweepanregung für Antriebsverbünde . . . . .	111



# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

In der Antriebstechnik zielt die Entwicklung im Bereich von linearen Kleinstantrieben auf wesentlich komfortablere und innovative Lösungen. Um wirtschaftlich erfolgreiche Lösungen zu finden, richtet sich das Bestreben der Hersteller auf Konzepte, die weniger Bauraum benötigen, eine geringere Teilevielfalt aufweisen, die Verstellbewegung geräuschärmer umsetzen und schlussendlich auch noch günstiger in der Herstellung sind. Sind hohe Leistungsdichte und hoher Wirkungsgrad bei Linearbewegungen gefordert, werden heutzutage lineare Synchronmaschinen bevorzugt. Die Vorschubkraft solcher Antriebe ist physikalisch durch die magnetische Flussdichte der Magnete und durch den maximalen Strom des Leiters im Magnetfeld begrenzt. Nur wenige Motoren erzeugen direkt eine lineare Bewegung, wie sie z. B. für eine Schiebedachverstellung im KFZ notwendig ist. Häufig werden dazu relativ aufwändige Kraftübertragungsmechanismen wie Spindeln oder Getriebe eingesetzt, um rotatorische in lineare Bewegungen zu wandeln. Dabei auftretender Schlupf und Reibung beeinträchtigen den Wirkungsgrad und die Positioniergenauigkeit von Linearantrieben erheblich.

Piezelektrische Schwingungsantriebe sind eine Klasse von Antrieben, die ohne aufwändige Kraftübertragungsmechanismen direkt lineare Bewegungen bereitstellen können. Dabei wird durch periodische Ausdehnung und Kontraktion von Piezoelementen eine elliptische Bewegung an einer Kraftübertragungsstelle erzeugt, die reibkraftschlüssig in eine lineare Vorschubbewegung umgesetzt wird. Die typischen Betriebsfrequenzen dieser Antriebe liegen im Bereich von 20 kHz bis 150 kHz.

Heutzutage kommerziell verfügbare Piezoantriebe decken nur einen sehr kleinen Leistungsbereich ab und sind somit nur in einem stark eingegrenzten Anwendungsbereich einsetzbar. Um die notwendigen Anforderungen zu erfüllen, ist es denkbar, mehrere Antriebe zu einem leistungsstarken Antrieb zu koppeln. Weiterhin wäre es von großem Vorteil, den entwickelten Einzelantrieb für beliebige Applikationen anwendbar zu gestalten. Die Antriebe könnten dann je nach Bedarf so konfiguriert werden, dass sie den Anforderungen der entsprechenden Anwendung gerecht werden.

## 1.2 Zielsetzung

In dieser Arbeit wird der Ansatz verfolgt, durch Bündelung und Koordinierung von piezoelektrischen Einzelantrieben einen starken piezoelektrischen Linearantrieb zu entwickeln. Um dieses Ziel zu erreichen wurden zunächst Simulationsmodelle erstellt und erprobt. Weiterhin wurden zur Ansteuerung notwendige Strategien entwickelt und bewertet. Erste experimentelle Voruntersuchungen zeigten, dass der Betrieb bei einer festen Frequenz am besten ist.

Die Gesamt-Vorschubkraft eines Gesamtsystems bestehend aus mehreren kombinierten Einzelantrieben ist maximal gleich der Summe der Vorschubkraft der einzelnen Motoren und die Gesamt-Geschwindigkeit ist bei einer Parallelanordnung der Motoren gleich. Ein Beispielszenario soll zeigen, welche Faktoren bei der Auslegung eines gekoppelten Antriebs eine signifikante Rolle spielen.

Aus einer geforderten Wunschcharakteristik des Gesamtsystems soll die benötigte Motorenanzahl und Ansteuerstrategie für einen vorgegeben Motorentyp bestimmt werden. Hierzu müssen Motorkennlinie bei einer bestimmten Ansteuerstrategie und der Wirkungsgrad des Antriebs rechnerisch bestimmt werden. Anschließend muss ein Simulationsmodell des Antriebsverbunds die Auslegung verifizieren.

In diesem Kontext ist es wichtig, die einzelnen Elemente der Energieübertragungskette zu untersuchen. Die elektromechanische Energiewandlung in einem freien Schwinger ist bereits gut verstanden. Als wichtigstes Element verbleibt der Mikrostoßkontakt. Hierbei ist das Verständnis zur Kraftübertragung in der Kontaktzone bei Mikrostoßantrieben von Bedeutung. Dies wird sowohl experimentell als auch durch Modellierung und Simulation genauer untersucht.

## 1.3 Vorgehensweise

Bei dem in dieser Arbeit untersuchten Motorentyp handelt es sich um einen linearen piezoelektrischen Ultraschallantrieb. Die chronologische Entwicklung des Forschungsgebiets, die Funktionsweise, Besonderheiten und der Aufbau dieser Antriebe werden ausführlich in Kapitel 2 dargestellt. Zudem wird die technologische Grundlage dieses Antriebkonzeptes, die Piezoelektrizität, erläutert. Ohne die piezoelektrischen Eigenschaften bestimmter Keramiken wäre eine Realisierung dieser Schwingungsantriebe nicht möglich.

Spezielle mathematische Ersatzmodelle zur Beschreibung der Kontaktvorgänge werden in Kapitel 3 vorgestellt und nach Komplexität geordnet. Daran schließt sich die Entwicklung eines allgemeinen Kontaktmodells für Mikrostoßantriebe an.

Mit diesem Modell wird in Kapitel 4 sowohl ein Einzelantrieb als auch das Systemverhalten mehrerer gekoppelter Antriebe beschrieben. Weiterhin werden in diesem Kapitel mögliche Ansteuerstrategien entwickelt und mit Hilfe des Modells untersucht.

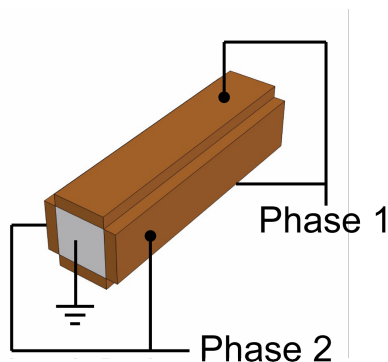
Zur experimentellen Untersuchung wurde ein Prüfstand aufgebaut, der genaue Messungen im Leistungsbereich der verwendeten Motoren ermöglicht. In Kapitel 5 werden die Versuchsdurchführung und -auswertung der einzelnen Experimente beschrieben. Eine Gegenüberstellung der experimentellen Ergebnisse zu den Simulationsergebnissen rundet dieses Kapitel ab.

Kapitel 6 fasst die gewonnenen Erkenntnisse zusammen und schließt mit einem Ausblick.

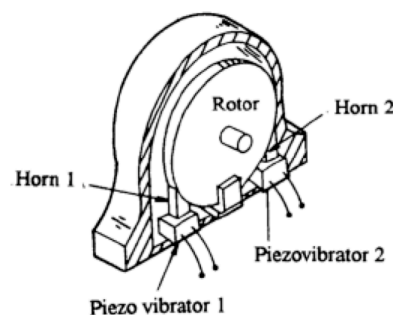
## 2 Piezoelektrische Ultraschallantriebe

### 2.1 Historischer Überblick zu piezoelektrischen Linearantrieben

Bereits 1942 wurde das erste Patent für einen piezoelektrischen Antrieb an die Erfinder Williams und Brown erteilt [WB42]. Ihre Erfindung bestand aus einem Balken, an dem auf jeder Seite eine Piezokeramik aufgeklebt wurde, siehe Abbildung 2.1(a).



(a) Erster piezoelektrischer Antrieb nach Williams und Brown [WB42]



(b) Rotatorischer Stößelantrieb nach Barth [Bar73]

**Abbildung 2.1:** Funktionsskizzen erster piezoelektrischer Schwingungsantriebe

Durch eine  $90^\circ$  phasenversetzte elektrische Anregung bei einer Betriebsfrequenz von 60 Hz wurden im Balken Biegeschwingungen angeregt, die an der Antriebsspitze eine rotatorische Bewegung erzeugten. Da jedoch zu dieser Zeit zur Schwingungsanregung kein geeignetes Piezomaterial sondern nur Quarzkristalle zur Verfügung standen, fand dieses Vorhaben nie den Weg bis zur Vermarktung.

Um 1963 wurden in Kiew erste Untersuchungen auf diesem Gebiet durch die Wissenschaftler Archangelskij und Lavrinenko in der ehemaligen Sowjetunion durchgeführt. Diese Versuche scheiterten jedoch auch daran, dass keine geeigneten Piezomaterialien zur Verfügung standen [Arc63; Lav64]. Ungefähr 10 Jahre später gelang es [VKK<sup>+</sup>77] ein erstes Funktionsmuster eines rotatorischen Stößelantriebs zu entwickeln. In den daraus entstandenen Patenten wird die Drehzahl- Drehmomenteinstellung über die Leistungszufuhr in den Stator beschrieben. Zur gleichen Zeit wurde in einer IBM Firmenzeitschrift [Bar73]

ein Schwingungsantrieb vorgestellt, bei dem ein Rotor durch zwei tangential angeordnete Längsschwinger in Drehung versetzt wird (siehe Abbildung 2.1(b)).

1982 stellte der Japaner Sashida einen ersten marktreifen Prototypen eines rotatorischen Wanderwellenmotors mit umlaufender Biegewelle vor. Dieser Antrieb löste weltweit großes Interesse an dieser Technologie aus und gab den Forschungstätigkeiten in Europa, den USA und besonders in Japan wieder neue Fahrt [Sas82; Sas83b; Sas83a; Sas85b; Sas85a; OM87; ITK<sup>+</sup>87a; TKO<sup>+</sup>87; Hos89; TOT89; Ueh89; KSHK92; SK93; UT93]. Das 1986 von Sashida gegründete Unternehmen Shinsei produzierte verschiedene Wanderwellenmotoren, die erste kommerzielle Anwendungen fanden.

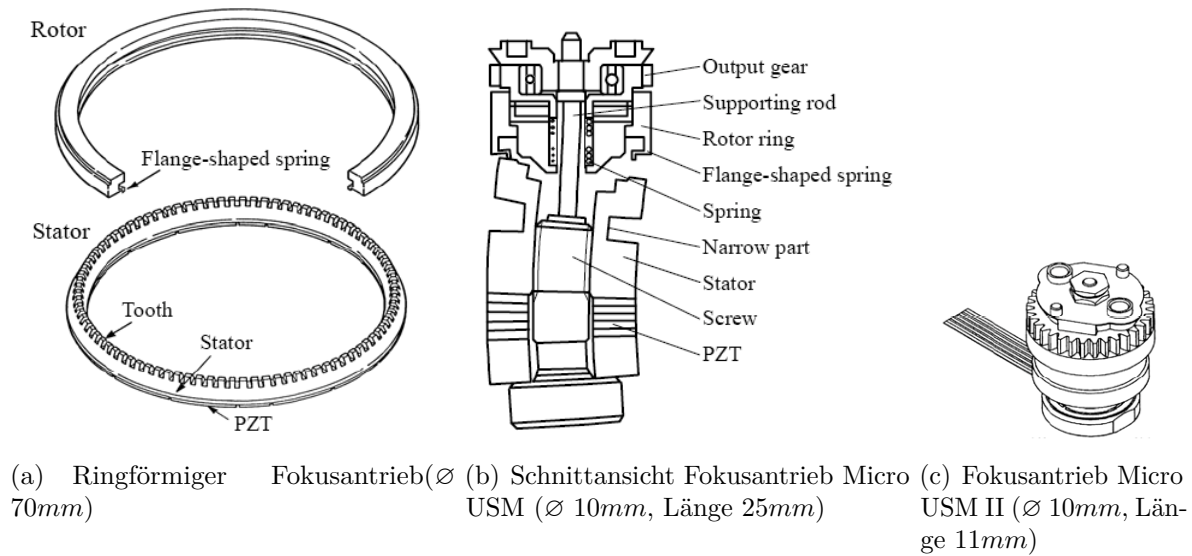
Um 1988 befassten sich auch mehrere Wissenschaftler [RBBK88] am Polytechnischen Institut von Kaunas, Litauen, mit der Entwicklung piezoelektrischer Antriebe, die 1992 nach einer Firmengründung in Israel als Nanomotion Antriebe vermarktet wurden. Zur gleichen Zeit beschäftigte sich die Daimler-Benz Forschung [SS90] mit dem rotatorischen Wanderwellenmotor, wobei die Untersuchungen sehr stark auf eine Anwendung im Automobil fokussiert waren. Auch Siemens beschäftigte sich in den folgenden Jahren mit Ultraschallantrieben. Im Mittelpunkt standen unterschiedliche Varianten von Stößelmotoren. Auf die aktuellste Variante wird auch im nächsten Kapitel näher eingegangen.

Seit 1970 arbeitet das japanische Unternehmen Canon an der Entwicklung piezoelektrischer Motoren. Ende der 80er fand ein ringförmiger Wanderwellenmotor (Abbildung 2.2(a)) und Anfang der 90er ein piezoelektrischer Biegewellenmotor *Micro USM* (Abbildung 2.2(b)) als Antrieb für Autofokusobjektive Anwendung in der Kameraindustrie. Dieser wurde 2003 von einer Weiterentwicklung *Micro USM II* abgelöst, siehe Abbildung 2.2(c). Canon ist eines der wenigen Unternehmen mit Großserienerfahrung für piezoelektrische Ultraschallmotoren.

In dem Fotohandy *SGH-D900* integriert der Konzern Samsung erstmalig eine piezoelektrisch angetriebene optische Zoom- und Autofokuseinheit in einem Mobiltelefon. Der verwendete Antrieb *Tula* wurde 2004 von dem koreanischen Unternehmen Piezoelectric Technology Co. Ltd. patentiert [Pie04] und findet seit dem Jahr 2006 im Massenmarkt von Mobiltelefonen und PDAs Anwendung [Pie07; Sam09].

## 2.2 Piezoelektrische Linearantriebe

Schwingungsantriebe sind elektrische Kleinmotoren, die sich in ihrer Funktionsweise und Leistungscharakteristik deutlich von konventionellen elektromagnetischen Motoren unterscheiden. Nicht durch Ankerströme erzeugte elektromagnetische Kräfte, wie in herkömmlichen Elektro-Motoren, sondern Reibungskräfte zwischen Rotor und Stator bewirken den Antrieb. Ihr Funktionsprinzip besteht darin, dass die elektrische Energie zunächst von Piezokeramiken in mechanische Schwingungsenergie gewandelt und dann auf die anzutreibende Komponente übertragen wird. Sowohl rotatorische als auch translatorische



(d) Größenvergleich

**Abbildung 2.2:** Vergleich der unterschiedlichen Antriebsgenerationen zur Fokusverstellung in Objektiven der Firma Canon

Antriebe sind bereits kommerziell erhältlich, haben sich jedoch noch nicht in breiter Front durchgesetzt.

Piezoelektrische Ultraschall-Motoren vereinigen dabei unkonventionelle Eigenschaften: Das hohe Drehmoment bei niedrigster Drehzahl erlaubt, ein sonst erforderliches mechanisches Getriebe einzusparen, und das hohe Haltemoment (Selbstarretierung) im Stillstand auch nach Abschaltung macht Feststellbremsen entbehrlich. Ultraschall-Motoren erzeugen keine elektromagnetische Interferenz (Elektrosmog) und sind durch geringen Bauraum sowie niedrige Betriebsgeräusche gekennzeichnet. Sie finden ihren Einsatz unter erschwerten Bedingungen, z. B. im Weltraum und Laborvakuum, in magnetisch basierten bildgebenden Verfahren wie Tomographen, wo keine Motor- Magnetfelder stören dürfen, und, wegen ihres kompakten Aufbaus ohne Getriebe, Ankereisen und Kupferwicklungen, miniaturisiert in Kleinbildkameras.

In künftigen Anwendungsfeldern sollten Ultraschall-Motoren sich zunehmend eignen als Servo-Antriebe z. B. in Roboterarmen (Robotik), zur Kraftunterstützung bei Gelenk-



Prothesen (Bionik) und in der Tragflächenmotorisierung von Flugzeugen (Avionik). Für den ebenfalls vielversprechenden Einsatz im KFZ bei Fensterhebern, Sitzverstellung und Scheibenwischern müssen noch kostengünstigere Fertigungsmethoden für die mechanischen Komponenten erreicht werden.

Nur wenige Motoren erzeugen direkt eine lineare Bewegung, wie sie z.B. für eine Schiebedachverstellung notwendig ist. Häufig werden dazu relativ aufwendige Kraftübertragungsmechanismen wie Spindeln oder Getriebe eingesetzt, um rotatorische in lineare Bewegungen zu wandeln. Der Gesamtwirkungsgrad eines solch klassischen Linearantriebs wird im Wesentlichen durch Verlusteffekte wie z.B. Reibung wesentlich herabgesetzt. Weitere Nachteile entstehen durch großen Bauraum, Spiel und damit verbunden schlechter Dynamik und Positionsgenauigkeit. Um wirtschaftlich erfolgreiche Lösungen zu finden, richtet sich das Bestreben der Hersteller auf Konzepte, die wenig Bauraum benötigen, eine geringe Teilevielfalt aufweisen, die Verstellbewegung geräuscharm umsetzen und schlussendlich auch noch günstig in der Herstellung sind.

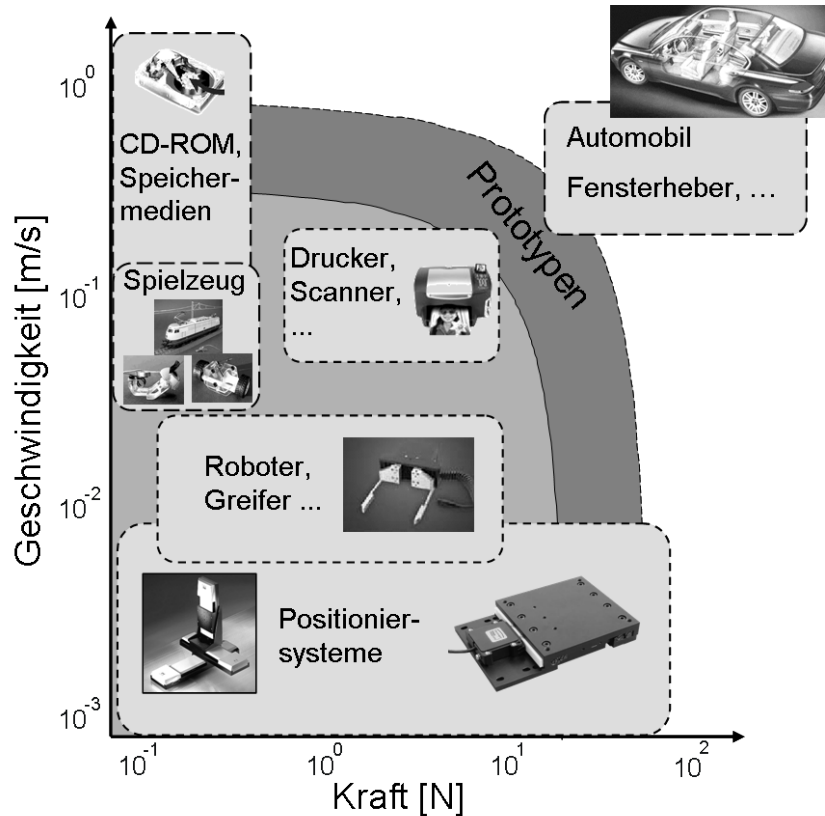
Piezoelektrische Aktoren können ohne aufwendige Kraftübertragungsmechanismen direkt lineare Bewegungen bereitstellen. Dabei wird durch periodische Ausdehnung und Kontraktion von Piezoelementen eine elliptische Bewegung erzeugt, die reibkraftschlüssig in eine lineare Bewegung umgesetzt wird. Direkt angetriebene Piezomotoren zeichnen sich durch folgende Eigenschaften aus, siehe [Wal00]:

- hohe Kraftdichte, Haltekraft im energielosen Zustand
- hoher Wirkungsgrad
- unbegrenzter Hub, sehr hohe Auflösung
- geringer Wartungsaufwand und Verschleiß
- Betrieb unabhängig von Magnetfeldern
- gutes Start-Stop-Verhalten und gute Regelbarkeit
- Möglichkeiten zur Miniaturisierung
- niedrige Herstellungskosten durch einfachen Aufbau der Mechanik und Elektronik

Das Betriebsverhalten von piezoelektrischen Ultraschallsystemen wird sehr stark von äußeren Einflüssen im jeweiligen Prozess (wie z. B. Temperatur, Lasteinwirkung, etc.), aber auch von den Parameterstreuungen der Systemkomponenten (Fertigungsungenauigkeiten, Alterung, etc.) bestimmt.

Eingesetzt werden Schwingungsantriebe derzeit als Stellantrieb in Autofokus-Kamera-Objektiven sowohl von Spiegelreflexkameras als auch in der miniaturisierten Autofokuseinheit von Foto-Handys und als Antrieb zur Verstellung des Lenkrades in einem Pkw, siehe

Abbildung 2.3. Zukünftige Einsatzgebiete könnten Positioniereinheiten der Schreib- und Leseköpfe in DVD Laufwerken, Scannern, der Einzug der Scheckkarten am Bankautomaten, etc. sein. Weitere denkbare Anwendungen mit linearen Positionieraufgaben finden sich im Bereich der Kfz-Technik (Fensterheber, Schiebedach, Sitzverstellungen, ...) und der Bürotechnologie (Papiereinzug von Aktenvernichter, Drucker, Fax, ...).



**Abbildung 2.3:** Einsatzgebiete von Schwingungsantrieben

Die Mehrzahl linearer Ultraschallmotoren, die in der Literatur beschrieben werden, nutzen zum Antrieb die Überlagerung zweier Schwingungsformen, meistens eine Kombination aus Biege- und Longitudinalschwingung, und sind relativ kompliziert in ihrem Aufbau und ihrer elektrischen Anregung, siehe [Nik99], [SS93], [Kyo99], [Hem01], [BR78], [TTU92], [UT93] und [CLLB<sup>+</sup>99]. Um eine möglichst große Amplitude der elliptischen Trajektorien bei relativ niedrigen Eingangsspannungen zu erzielen, sollte der Ultraschallschwinger in seiner Eigenfrequenz angetrieben werden. Dabei führen niedrige mechanische und elektrische Verluste zu einer starken Amplitudenvergrößerung in Resonanz. Dieses Funktionsprinzip verlangt einen geometrischen Aufbau des Ultraschallschwingers, der die Eigenfrequenzen von zwei unterschiedlichen Schwingungsfrequenzen passend überlagert. Eine Frequenz-Abweichung um nur einige Prozent würde schon zu starken Störung der elliptischen Bewegung führen.

## 2.2.1 Modellierung piezoelektrischer Funktionselemente

### Der piezoelektrische Effekt

Im Rahmen dieser Arbeit werden Aktoren verwendet, die mittels piezoelektrischer Keramiken zu Schwingungen angeregt werden. Piezoelektrische Materialien zeichnen sich durch ihre Eigenschaft aus, mechanische Verformung in elektrische Signale zu wandeln. Umgekehrt sind sie auch in der Lage, elektrische Signale in mechanische Verformung umzusetzen. In Tabelle 2.1 werden Vor- und Nachteile im Gebrauch von piezoelektrischen Werkstoffen in der Aktoranwendung aufgezeigt.

**Tabelle 2.1:** Vor- und Nachteile im Gebrauch von piezoelektrischen Keramiken

Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Auflösung bis in den Subnanometerbereich</li> <li>• große Kräfte realisierbar, große Steifigkeit</li> <li>• schnelle Ansprechzeit (<math>\mu s</math>)</li> <li>• praktisch keine Leistungsaufnahme im statischen Betrieb</li> <li>• kleinste Spannungsänderungen werden in Bewegung umgewandelt</li> <li>• Betrieb bei kryogenen Temperaturen möglich</li> </ul>
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Materialverhalten temperatur- und alterungsabhängig</li> <li>• Piezoelektrischer Effekt kann durch hohe Temperaturen, elektrische oder mechanische Überlastung verloren gehen</li> </ul>

In den nächsten Unterkapiteln wird auf die physikalischen Grundlagen, Erscheinungsformen und auf Anwendungen des piezoelektrischen Effekts eingegangen.

Im Jahre 1880 entdeckten die Gebrüder Curie ein physikalisches Phänomen bei Kristallen, die bezüglich ihrer positiven und negativen Ionen im Kristallgitter kein Symmetriezentrum aufweisen. Durch eine Einwirkung einer mechanischen Spannung  $\sigma$  entsteht eine asymmetrische Verschiebung im Kristallgitter, die in einem Dipolmoment resultiert, welches an der Oberfläche des Kristalls als elektrische Spannung  $\Delta U$  messbar ist, Werkstoffe, die ein solches Verhalten zeigen, werden als piezoelektrische Werkstoffe bezeichnet [CC80].

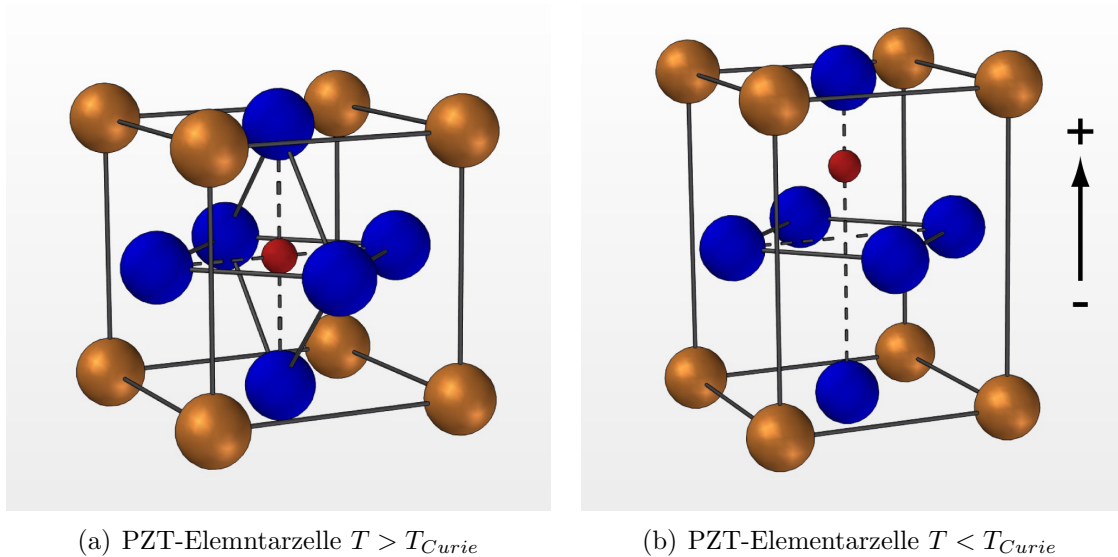
Mit dem indirekten piezoelektrischen Effekt bezeichnet man die Umkehrung des direkten piezoelektrischen Effekts. Hierbei wird eine elektrische Spannung an die polykristalline Keramik angelegt, die zu einer elastischen Verformung führt. Je nach Vorzeichen der angelegten Spannung dehnt sich der piezoelektrische Werkstoff aus bzw. zieht sich zusammen.

### PZT-Keramiken

Natürliche Materialien wie Quarz ( $SiO_2$ ) und Turmalin zeigen piezoelektrisches Verhalten, sind jedoch aufgrund des gering ausgeprägten Effekts für die technische Anwendung als Leistungsaktoren uninteressant. In der Aktorik werden stattdessen gesinterte Piezowerkstoffe auf Bariumtitanat und Bleizirkonat-Titanat-Basis (PZT) eingesetzt. Die Elementarzellen

dieser Keramiken weisen die so genannte Perowskitstruktur auf, die allgemein wie in Abbildung 2.4 mit der Strukturformel  $A^{2+}B^{4+}O_3^{2-}$  beschrieben wird.

Oberhalb einer materialspezifischen Temperatur, die Curie-Temperatur genannt wird, liegen die Elementarzellen einer PZT-Keramik als kubisch raumzentrierte, also zentrosymmetrische Elementarzellen vor, die kein piezoelektrisches Verhalten aufweisen, siehe Abbildung 2.4(a). Nach Abkühlen unterhalb der Curie-Temperatur verschieben sich die Zentralatome zu einem nichtzentrosymmetrischen Kristallaufbau und es entsteht ein permanentes Dipolmoment, wie in Abbildung 2.4(b) dargestellt ist. Die Zentralatome können in 6 verschiedene Raumrichtungen ausweichen, womit sich eine zufällige Polarisierung der Elementarzellen ergibt.



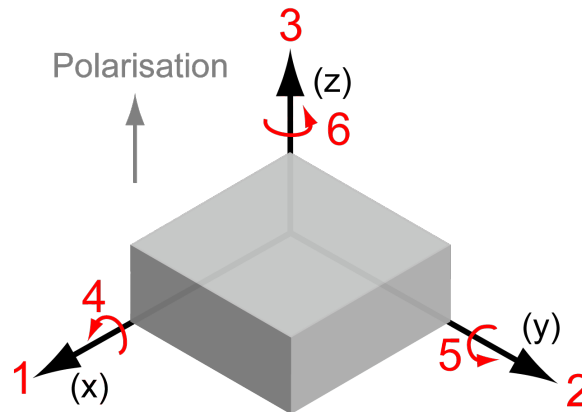
**Abbildung 2.4:** Der Kristallaufbau von PZT-Keramiken ober- und unterhalb der Curie-Temperatur [Cer06]

Benachbarte Dipole sind derart ausgerichtet, dass im Kristall Bereiche mit einheitlicher Dipolausrichtung vorliegen. Diese Bereiche, sogenannte Domänen oder Weißsche Bezirke, sind im gesamten Kristall statistisch verteilt. Der gesamte Kristall zeigt keinen piezoelektrischen Effekt.

Durch Anlegen eines elektrischen Feldes mit hoher elektrischer Feldstärke (ein typischer Wert beträgt  $E_{pol} > 2,5 \frac{kV}{mm}$ ) erreicht man eine Ausrichtung der Dipolmomente in den Domänen entlang der angelegten Feldrichtung. Diese Ausrichtung der Domänen wird Polarisieren genannt. Sie bleibt nach Abschalten des Gleichstromfeldes zum großen Teil als remanente Polarisierung erhalten und ist mit einer makroskopischen Formänderung verbunden. Eine derart polarisierte Keramik zeigt piezoelektrisches Verhalten.

### Eigenschaften von PZT Keramiken

Für die Beschreibung der Größen des Piezoeffektes werden folgende Konventionen benutzt: Die Koordinatenachsen werden mit 1, 2 und 3 bezeichnet, die Drehungen um die einzelnen Achsen mit 4, 5 und 6. Die Polarisationsrichtung ist immer in Richtung der 3-Achse, siehe Abbildung 2.5.



**Abbildung 2.5:** Definition der Koordinatenachsen

Wird nach dem so genannten Polarisieren wieder ein Feld in Polarisationsrichtung angelegt, werden sämtliche Zentralatome in eine Richtung ausgelenkt. Der Kristall dehnt sich in der Feldrichtung und verkürzt sich senkrecht dazu. Das ist der technisch häufig genutzt  $d_{33}$ - und der  $d_{31}$ - Effekt.

Ein weiterer Effekt kann beobachtet werden, wenn die Polarisationsrichtung und die Richtung des Betriebsfeldes senkrecht zueinander stehen. Der Kristall wird dann um einen gewissen Winkel deformiert. Der Effekt wird Schereffekt genannt. Das Verhalten von angelegtem Feld und mechanischer Deformation ist nichtlinear.

Eine Piezokeramik besitzt sehr viele unterschiedliche Kristallorientierungen, aus diesem Grund findet selbst im Betrieb immer noch eine Polarisierung statt, die den Effekt noch vergrößert. Sind aber alle Zentralatome orientiert tritt eine Sättigung auf. Durch den Polarisierungseffekt entsteht auch eine weitere wichtige Eigenschaft der Piezokeramiken: Das Hystereseverhalten. Ähnlich wie bei magnetischen Phänomenen (z.B. Magnetostriktion) geht bei Piezokeramik die Dehnung (oder Polarisation) nachdem eine Feldstärke kleiner der Maximalfeldstärke eingestellt wurde nicht wieder vollständig zu ihrem Ausgangspunkt zurück. Längsschwingungen spielen eine zentrale Rolle für die verwendeten Ultraschallantriebe in dieser Arbeit. Die zentralen Gleichungen, die das Verhalten eines in Längsrichtung polarisierten Stabes im Kleinsignalbetrieb ( $\Delta E \ll \frac{1}{2} \cdot E_{max}$ ) darstellen, lauten wie folgt: Der Ausdruck

$$\frac{\Delta l}{l} = s \cdot \Delta \sigma + d \cdot \Delta E \quad (2.1)$$

beschreibt die Verformung eines piezoelektrischen Stabes. Der erste Summand der Gleichung beschreibt das Verhalten bei konstantem elektrischen Feld. Eine Änderung der

mechanischen Spannung  $\Delta\sigma$  bei konstantem Feld  $\Delta E = 0$  führt zu einer dem Faktor  $s = \frac{1}{E}$  ( $E$  hier für E-Modul) proportionalen Verformung des Aktors. Welches Potentialniveau an der Keramik anliegt spielt dabei keine Rolle. Der zweite Teil der Gleichung beschreibt den elektrischen Anteil der Dehnung. Auch hier ergibt sich wieder, unabhängig von der konstanten mechanischen Belastung d.h.  $\Delta\sigma = 0$ , eine proportionale Dehnung. Der Faktor  $d$  muss zusätzlich indiziert werden:  $d_{ij}$ . Hier steht  $i$  für die angelegte Feldrichtung. Der Index  $j$  beschreibt die Richtung in der die Verformung proportional zum Feld ist. Diese Darstellung eignet sich besonders für Abschätzungen des elektromechanischen Verhaltens von piezoelektrischen Aktoren. Die Gleichung

$$D = d \cdot \Delta\sigma + \varepsilon \cdot \Delta E \quad (2.2)$$

beschreibt die dielektrische Verschiebung. Auch gibt es wieder zwei Anteile aus der sich die dielektrische Verschiebung zusammensetzt. Der erste Summand ist zur rechnerischen Auslegung von Sensoren geeignet.

### PZT Materialien für Ultraschallantriebe

Der indirekte piezoelektrische Effekt ermöglicht es, Piezokeramiken als Schwingungserzeuger einzusetzen, indem man sie mit einer elektrischen Wechselspannung beaufschlagt. Von Bedeutung sind derartige piezoelektrische Schwingungserzeuger insbesondere bei höheren Frequenzen, bei denen andere Methoden zur Schwingungserzeugung versagen. Bei den so genannten resonanten Aktoren legt man an den Aktor eine Wechselspannung an, die in ihrer Frequenz einer Eigenfrequenz des Aktors entspricht und erzielt so bei nur geringer Anregung eine große Schwingamplitude. Es gibt eine Vielzahl von Hersteller die Piezokeramiken mit unterschiedlichen Materialeigenschaften anbieten. Die Eigenschaften eines PZT Werkstoffs lassen sich durch den Einbau von Fremdatomen (Dotieren) modifizieren [PI009].

Allgemein werden die PZT Keramiken in harte und weiche PZTs eingeteilt. Die Metaphern „Weiche“ und „Harte“ PZT Keramiken resultieren aus der Beweglichkeit der Domänen und damit dem Polarisations- bzw. Depolarisationsverhalten piezoelektrischer Keramiken. Weiche PZT-Werkstoffe weisen eine vergleichsweise höhere Domänenbeweglichkeit auf. Das Material ist also leichter formbar (weicher) bzw. relativ leicht polarisierbar. Die wichtigsten Unterschiede im Bezug zur Anwendung in der Aktorik sind in Tabelle 2.2 zusammengefasst.

Anhand dieser Tabelle ist zu erkennen, dass weiche Piezokeramiken einen größeren Dehnungskoeffizienten aufweisen, aber im dynamischen Betrieb stark verlustbehaftet sind. Wichtigste Einsatzgebiete der weichen piezoelektrischen Keramiken sind Aktoren für die Mikro- und Nanopositionierung und Sensoren.

Harte PZTs besitzen die günstigeren Eigenschaften für den Gebrauch in piezoelektrischen Ultraschallantrieben. Die Keramiken werden in der Resonanzfrequenz des Systems

**Tabelle 2.2:** Materialeigenschaften von harten und weichen PZTs am Beispiel der Werkstoffe PIC181 und PIC151 der Firma Physik Instrumente [PI009]

	Piezoelektrische Ladungskonstante $d_{33}$ [ $10^{-12} \frac{\text{C}}{\text{N}}$ ]	Dielektrischer Verlustfaktor $\tan\delta$ [ $10^{-3}$ ]	Mechanischer Gütefaktor $Q_m$ [1]	Elastische Nach- giebigkeitskonstante $s_{33}^E$ [ $10^{-12} \frac{\text{m}^2}{\text{N}}$ ]
Harte PZT (PIC181)	256	3	2000	14.2
Weiche PZT (PIC151)	500	20	100	19.7
Effekt auf ...	Aktorkapazität	elektrische Verluste	Resonanz- überhöhung	Aktorsteifigkeit

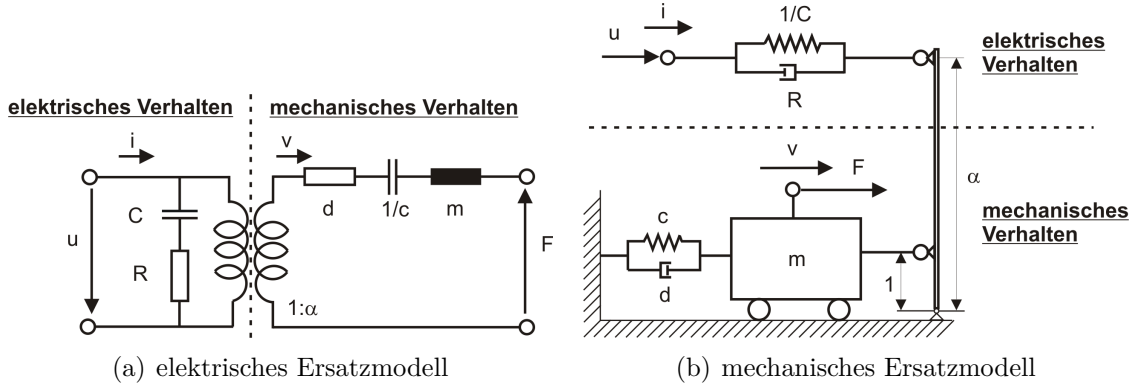
betrieben, die bei weit über 20 kHz liegen kann. Die Aktorauslenkung wird durch den Resonanzeffekt vergrößert, der mit sinkender mechanischen Dämpfung bzw. größerer mechanischer Güte  $Q_m$  ansteigt. Obwohl harte Keramiken einen kleineren Dehnungskoeffizienten besitzen ( $\hat{=}$  geringerer Auslenkung bezogen auf quasistatische elektrische Spannung), weisen sie geringere Dämpfungsverluste, eine größere Resonanzüberhöhung und geringere Wärmeentwicklung im Betrieb auf und können deshalb bei höheren Schwingamplituden arbeiten.

### Elektromechanische Ersatzmodelle

Regt man einen piezoelektrischen Aktor mit einer elektrischen Wechselspannung an, schwingt das System in verschiedenen stark angeregten Eigenschwingungsformen. Die resultierende erzwungene Schwingungsform ist eine Überlagerung vieler einzelner Schwingungsmoden. Zur Ausnutzung von Resonanzeffekten werden Ultraschallantriebe zumeist in der Nähe der Eigenfrequenz einer gewünschten Eigenschwingungsform betrieben.

Da im Frequenzbereich um eine Eigenfrequenz die zugehörige Eigenschwingungsform die nicht resonant angeregten stark dominiert, kann diese Eigenschwingungsform durch ein Modell mit einem einzigen mechanischen Freiheitsgrad abgebildet werden. Ihr dynamisches Übertragungsverhalten kann mittels elektromechanischer Analogien durch rein elektrische bzw. rein mechanische Ersatzmodelle im Frequenzbereich der elektrischen Anregung mit ausreichender Modellierungstiefe beschrieben werden. Die Bilder 2.6(a) und 2.6(b) zeigen zwei äquivalente Modelle, die das Übertragungsverhalten eines piezokeramischen Schwingers in der Nähe einer isolierten Resonanzfrequenz beschreiben [BCJ64].

Die beiden dargestellten Ersatzmodelle sind vollkommen analog zueinander. Im elektrischen Ersatzschaltbild ist ein mechanischer Reihenschwingkreis über eine ideale Transformationsstufe mit einer Kapazität und einem Widerstand gekoppelt, die das elektrische Verhalten beschreiben. Das mechanische Verhalten eines piezoelektrischen Aktors entspricht dem eines verlustbehafteten Einmassenschwinger. Die effektive Masse im mechanischen



**Abbildung 2.6:** Elektromechanische Ersatzmodelle eines Piezoelektrischen Wandlers

Ersatzmodell hat die gleiche Bedeutung wie die Induktivität im elektrischen Ersatzmodell. Bei der dabei verwendeten Analogie elektrischer und mechanischer Größen entspricht die äußere mechanische Kraft  $F$  der treibenden elektrischen Spannung  $u$ , die Geschwindigkeit  $v$  einem Strom  $i$ , die Nachgiebigkeit der Feder  $1/c$  der Kapazität des Piezo-Aktors  $C$ , die mechanische Dämpfung  $d$  dem ohmschen Widerstand  $R$ . Die Konvertierung der elektrischen Größen Spannung und Strom in die mechanischen Größen Kraft und Geschwindigkeit und umgekehrt übernimmt ein masseloser, reibungsfrei gelagerter, starrer Hebel mit Länge  $\alpha$ , der der Übertragungszahl  $1:\alpha$  des Transformators entspricht.

Wenn diese Modelle zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens des Systems genutzt werden haben die Parameter im Ersatzmodell folgende Bedeutung:  $R$  beschreibt die dielektrischen Verluste in der Piezokeramik und  $C$  deren kapazitives Verhalten. Die Masse  $m$  entspricht der modalen Masse,  $d$  der modalen mechanischen Dämpfung und  $c$  der modalen Steifigkeit bei der entsprechenden Schwingungsform.

Beiden Modellen liegen die gleichen Zustandsgleichungen zugrunde, mit denen das dynamische Übertragungsverhalten berechnet werden kann [LPW01], [Wal00] und [Hem01]. Das dynamische Verhalten kann mathematisch durch Bildung der Differentialgleichungen

$$U = \frac{1}{C}(q - \alpha y) + R(\dot{q} - \alpha \dot{y}) \quad (2.3)$$

$$m\ddot{y} + d\dot{y} + cy = F + \alpha U \quad (2.4)$$

beschrieben werden.

Bei harmonischer Eingangsspannung  $\underline{U}(t) = \hat{U} \cdot e^{j\Omega t}$  können die Gleichungen

$$\hat{y} = \frac{1}{j\Omega \cdot m + d + \frac{c}{j\Omega}} \cdot \hat{F} + \frac{\alpha}{j\Omega \cdot m + d + \frac{c}{j\Omega}} \cdot \hat{U} \quad (2.5)$$

$$\hat{F} = \frac{\alpha}{j\Omega \cdot m + d + \frac{c}{j\Omega}} \cdot \hat{F} + \left[ \frac{\alpha^2}{j\Omega \cdot m + d + \frac{c}{j\Omega}} + \frac{1}{R + \frac{1}{j\Omega \cdot C}} \right] \cdot \hat{U} \quad (2.6)$$



in die Admittanzmatrix

$$\begin{bmatrix} \hat{y} \\ \hat{f} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{j\Omega \cdot m + d + \frac{c}{j\Omega}} & \frac{\alpha}{j\Omega \cdot m + d + \frac{c}{j\Omega}} \\ \frac{\alpha}{j\Omega \cdot m + d + \frac{c}{j\Omega}} & \left[ \frac{\alpha^2}{j\Omega \cdot m + d + \frac{c}{j\Omega}} + \frac{1}{R + \frac{1}{j\Omega \cdot C}} \right] \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \hat{F} \\ \hat{U} \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

überführt werden.

Um das Systemverhalten genau zu beschreiben, müssen alle im Modell vorhandenen Parameter möglichst genau bestimmt werden. Es ist nicht möglich die Ersatzparameter direkt aus Materialparametern zu bestimmen. Zum einen können die Ersatzmodellparameter direkt aus Finite Elemente Simulationen [MKR05] ermittelt werden, zum anderen lassen sie sich durch Auswertung von Stützstellen nahe der Resonanzfrequenz aus gemessenen Frequenzgängen identifizieren. Da die Ersatzparameter aus Messungen gewonnen werden können, müssen keine Material- oder Geometriedaten bekannt sein.

Je nach Anwendungsfall können zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens weiterhin geschlossene analytische Lösungen und FEM-Berechnungen herangezogen werden. In [HLW98] werden die einzelnen Modelltypen bezüglich Vorgehensweisen, Berechnungsmöglichkeiten und Einsatzgebieten charakterisiert und anhand von Messungen validiert. Es zeigt sich, dass dynamische Übertragungsverhalten piezokeramischer Ultraschallantriebe durch einfache kontinuumsmechanische bzw. durch elektro-mechanische Ersatzmodelle in vielen Fällen ausreichend genau beschrieben werden kann.

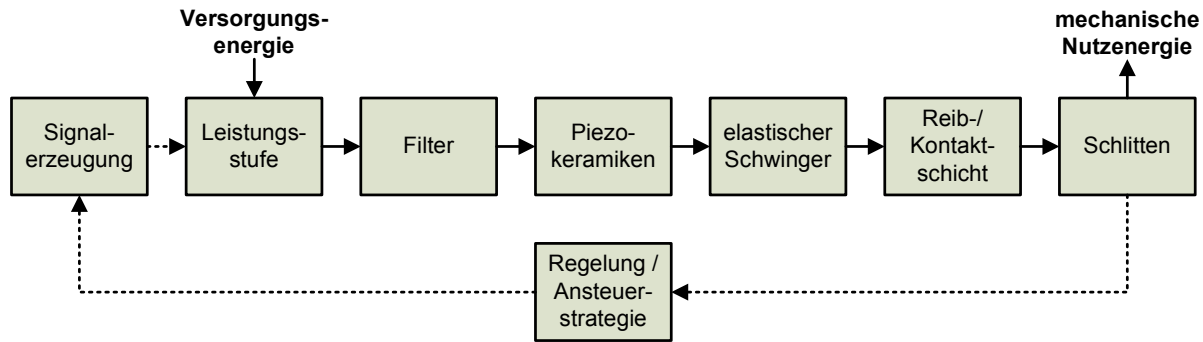
### 2.2.2 Elektrische Ansteuerung von piezoelektrischen Linearantrieben

Das Funktionsprinzip piezoelektrischer Antriebe basiert auf die Umwandlung elektrischer Energie in mechanische Schwingungsenergie, die reibkraftschlüssig in eine Vorschubbewegung transformiert wird. Die Anforderung an eine Steuerelektronik zur elektrischen Speisung von piezoelektrischen Antrieben kann in 3 Teilaufgaben gegliedert werden:

1. Erzeugung einer sinusförmigen Wechselspannung hoher Frequenz und Spannungsamplitude.
2. Versorgung der Antriebe mit der notwendigen elektrischen Leistung
3. Nachführen des optimalen bzw. resonanten Betriebspunkts

Die zur Erfüllung dieser Teilaufgaben benötigten Elemente sind schematisch in Abbildung 2.7 dargestellt.

Ausgehend von der Signalerzeugung, in der ein sinusförmiges Referenzsignal in einem Signalgenerator mit gewünschter Frequenz aber kleiner Spannungsamplitude erzeugt wird, wird das Referenzsignal in die durch elektrische Versorgungsenergie versorgte Leistungsstufe geleitet. Die Leistungsstufe für Ultraschallantriebe muss neben der Verstärkung von Spannungen in einem hohen Frequenzbereich zur Speisung kapazitiver, induktiver und



**Abbildung 2.7:** Schematischer Energie- und Informationsfluss eines piezoelektrischen Schwingungsantriebs

resistiver Lasten und z.T. starker Lastschwankungen ausgesetzt werden. Optional kann ein Filter hinter die Leistungsstufe geschaltet werden, der durch Unterdrückung unerwünschter Oberschwingungen z.B. bei Ansteuerung mit einer Rechteckspannung für einen sinusförmigen Verlauf der Speisespannung zum Piezowandler sorgt.

Versuche zur Ansteuerung mit Rechtecksignalen ergaben, dass beim Umschalten Einschwingvorgänge im Aktorstrom und daraus resultierend sehr hohe Verzerrungsblindleistungen entstehen, die negativ auf die Ausgangsleistung, den Einzelantrieb (Erwärmung) und die Elektromagnetische-Verträglichkeit wirken. Dieser Effekt nimmt mit zunehmender Dämpfung im System stark zu. Das hat zur Folge, dass ein Einzelantrieb im frei schwingenden Zustand mit einer Wechselrichterspannung betrieben werden könnte, jedoch bei Aufbringen einer Last der Betrieb einbrechen würde. Unterschiedliche Verstärker- und Filterkonzepte für Ultraschallanwendungen wurden in [Kau07] und [Sch04] eingehend untersucht.

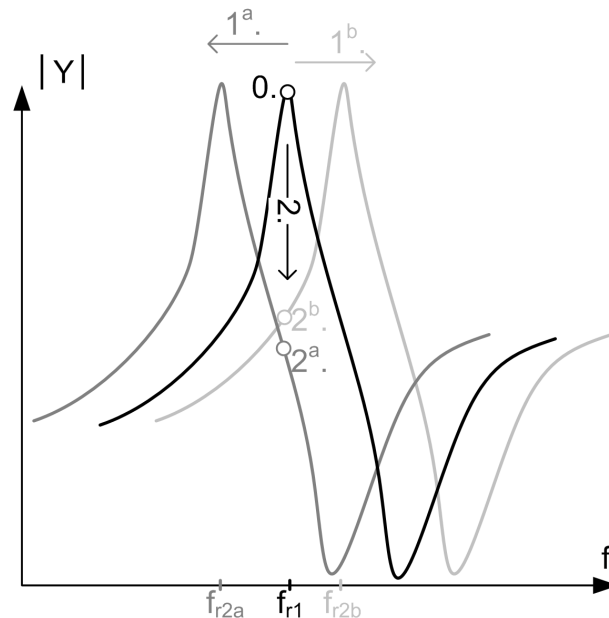
Vom Piezowandler erfolgt eine Rückführung über eine Regelungskomponente zur Signal-erzeugung, bei der der Betriebspunkt (Anregfrequenz und -amplitude) geregelt wird.

Grundsätzlich wird der optimale Arbeitspunkt eines piezoelektrischen Ultraschallantriebs von sehr vielen Systemparametern beeinflusst [Lit03]. Kennzeichnend für eine optimale Ansteuerung ist jedoch immer, dass die erforderliche Kraft bzw. Geschwindigkeit mit höchstmöglichem Wirkungsgrad erzeugt wird. Unmittelbar bis mittelfristig wirkende Einflüsse auf das Aktorverhalten können sowohl äußere Laständerungen als auch thermische oder mechanische Belastungen sein. Zudem können längerfristig Alterungseinflüsse zu Veränderungen in der Aktorcharakteristik und damit im Betriebsverhalten führen.

Der Einzelaktor arbeitet im Betrieb bei bestimmten Frequenzen nahe der Resonanz, bei denen die gewünschte Schwingungsform angeregt wird. Diese können sich während des Betriebs leicht verschieben, was auf eine Änderung der Betriebsbedingungen wie z. B. einer Erwärmung des Aktors zurückgeführt wird. Eine mögliche Ursache für die Wärmeentwicklung in Piezoaktoren sind dielektrische Verluste, insbesondere bei hohen

elektrischen Feldstärken oder Frequenzen. Dielektrische Verluste entstehen infolge der durch Wechselfelder bedingten Umpolarisation der Elementarteilchen des Dielektrikums. Ähnlich zu kleinen Kompassnadeln werden sie in Schwingungen versetzt und erzeugen dabei Reibungswärme. Dabei geht ein Teil der elektrischen Energie als Wärme verloren. Bei hohen Temperaturen beginnen sich piezoelektrische Kristallstrukturen zu verändern. Übersteigt die Temperatur der Keramik die Curietemperatur  $T_{Curie}$  kann dies zum Verschwinden des piezoelektrischen Effekts führen.

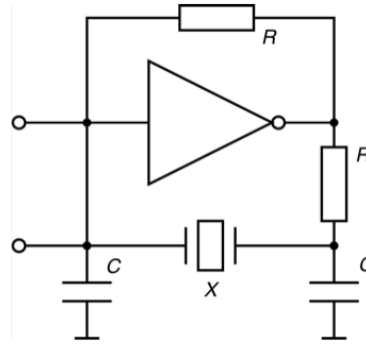
Eine Verschiebung der Resonanzfrequenz hat eine negative Auswirkung auf den Betriebspunkt, wie in Abbildung 2.8 zu sehen ist. Eine leichte Verschiebung der Resonanzkurve ( $f_{r1} \xrightarrow{1^a, \text{bzw. } 1^b} f_{r2a} \text{ bzw. } f_{r2b}$ ) erzielt durch den charakteristischen Kurvenverlauf in Resonanznähe eine erhebliche Änderung in der Admittanz des Betriebspunktes ( $0. \xrightarrow{2^a, \text{bzw. } 2^b} 2^a, \text{ bzw. } 2^b$ ).



**Abbildung 2.8:** Veränderung des Betriebspunktes bei Verschiebung des Frequenzgangs

Eine detaillierte Ausarbeitung möglicher Regelungskonzepte für piezoelektrische Ultraschallantriebe ist in [Sch04] zu finden. Regelungskonzepte lassen sich grob in Frequenz- und Amplitudenregelung unterteilen.

**Self-Oscillating** Bei den sogenannten Oszillatorschaltungen ist der Aktor Bestandteil des Regelkreises. In Abbildung 2.9 ist das Schaltbild einer Oszillatorschaltung nach [Sch90] abgebildet. Der Einschaltimpuls der Versorgungsspannung bringt das System in seiner Eigenfrequenz zum Schwingen und dient als Anstoß des Oszillators. Das Ausgangssignal des Verstärkers wird über ein Rückkopplungsnetzwerk in den Eingang zurückgeführt und wird so in eine selbst erhaltende Oszillation überführt. Das System findet selbständig seine Resonanzfrequenz.



**Abbildung 2.9:** Schaltung eines Colpitts Oszillators, der durch Rückkopplung eine selbst-erhaltende Schwingung erzeugt

Eine Colpitts Oszillatorschaltung wird beispielsweise in integrierten Schaltungen zur Erzeugung des Taktsignals in Mikroprozessoren eingesetzt. Nachteilig an diesem Aufbau ist seine starke Empfindlichkeit gegenüber Schwankungen von Betriebsparametern wie Temperatur oder Last.

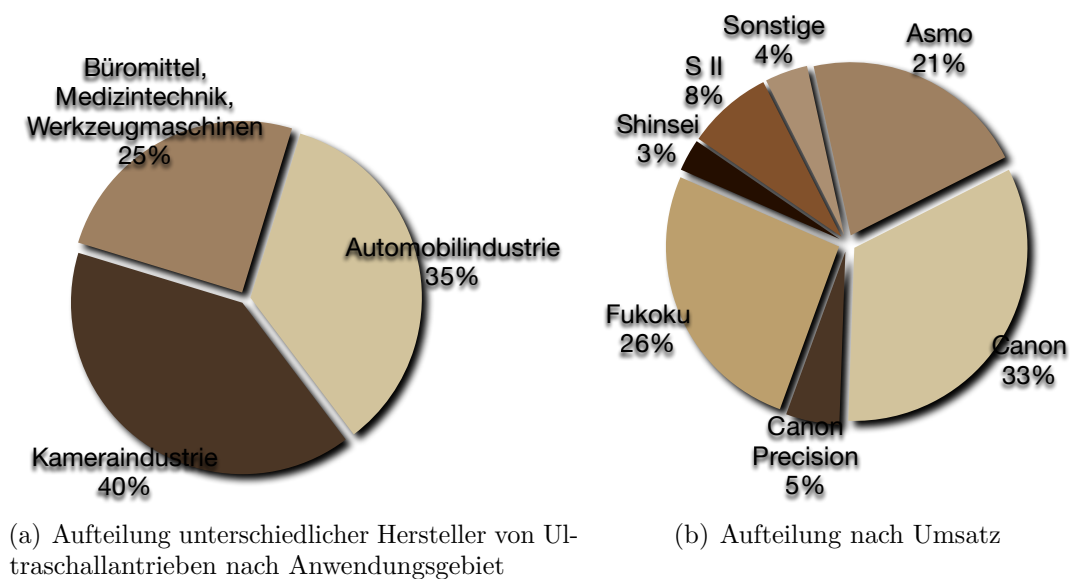
**Phase Locked Loop / Adaptive Phase-Locked Loop** Da sich die Lage der Resonanzfrequenz im Betrieb verschieben kann, ist es für einen resonanten Betrieb wichtig, die Anregefrequenz nachzuführen. Bei den sogenannten PLL-Phasenregelkreisen wird die Phasencharakteristik von piezoelektrischen Antrieben genutzt und die Anregefrequenz phasenabhängig geregelt. Im Gegensatz zu den Oszillatorschaltungen wird dafür die Speisespannung durch einen externen Frequenzgenerator erzeugt. Ein Phasendetektor wertet die Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung am Aktor aus und regelt über einen Filter die Anregefrequenz des Referenzsignals. Diese Variante ist sehr stabil gegenüber schwankungen in den Betriebsparametern. Eine weiter entwickelte Variante, die so genannte APLL, gewährleistet eine lastadaptive Regelung, siehe [Lit03].

Im Rahmen dieser Arbeit wird der Versuchsstand für die experimentellen Untersuchungen u.a. mit einer computergesteuerten Ansteuerung betrieben, welche automatisch die jeweils optimale Ansteuerungsfrequenz findet. Ein PC regt den Aktor zu jeder Zeit in seiner Resonanzfrequenz an, indem die Phase der Admittanz ausgeregelt wird. Dabei lässt sich die Anregeleistung stufenlos einstellen.

**Extremum Control** Bei dem Konzept der Amplitudenregelung wird durch eine Anpassung der Speisespannung die Schwingamplitude eines Einzelmotors geregelt. Dies kann im Betrieb notwendig sein, da die Antriebsgeschwindigkeit und -kraft maßgebend durch die Schwingamplitude der Stößelspitze beeinflusst werden. In guter Näherung ist im Resonanzfall der Aktorstrom proportional zur Schwinggeschwindigkeit. Durch Messung und Regelung der Aktorstroms kann so eine definierte Weg- bzw. Geschwindigkeitsamplitude eingestellt werden.

## 2.3 Marktübersicht Linearmotoren

In den 25 Jahren seit der Entwicklung des ersten kommerziell eingesetzten Ultraschallmotors von Sashida [Sas83b; Sas83a] ist die Zahl der Hersteller stetig gewachsen. Nach einer Erfassung des Yano Forschungszentrums [Mae05] betrug der jährliche Umsatz im Zeitraum von 2001 bis 2005 alleine in Japan ungefähr 40 Millionen €. Diese Summe teilten sich Unternehmen wie Canon, Fukoku, Asmo, SII, Canon Precision, Shinsei, Kyocera, Olympus und Mitsuba wie in Kreisdiagramm 2.10(b) dargestellt auf:



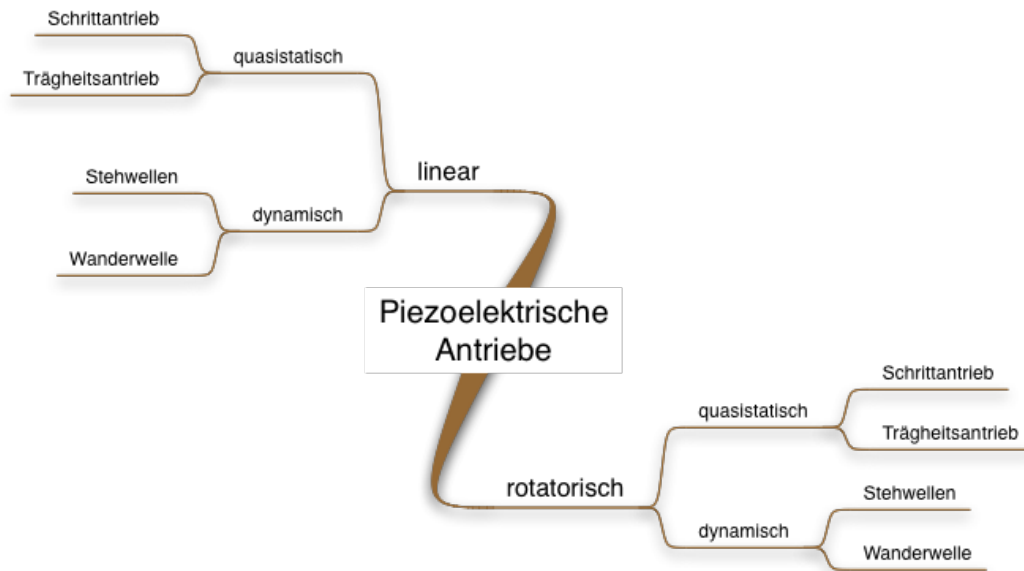
**Abbildung 2.10:** Hersteller und Anwendungsgebiete von Ultraschallantrieben [Mae05]

Dabei wurden 40% des Markteinteils in der Kameraindustrie und 35% in der Automobilindustrie umgesetzt. Weitere in Massenproduktion hergestellte Produkte mit piezoelektrischer Antriebstechnik sind Drucker, Kopiergeräte, Medizintechnik (MRIs), Werkzeugmaschinen, usw. . Die Wachstumsrate der Verkäufe ist nach [MOTM04; Mae05] nicht extrem groß, aber der Markt zeigt Tendenzen zu weiterem Wachstum. Es lässt sich feststellen, dass Ultraschallmotoren in einem steigenden Maße den Weg in die Massenproduktion finden und mit konventionellen Antrieben konkurrieren, wobei sie das Potential besitzen diese in weiten Bereichen abzulösen.

Da in dieser Arbeit die Kopplung mehrerer Linearmotoren untersucht wird, soll der Fokus auf piezoelektrische Linearantriebe gelegt werden, die bereits kommerziell erhältlich sind. In diesem Kapitel werden die bekanntesten piezoelektrischen Schwingungsantriebe vorgestellt, kategorisiert und deren Funktionsprinzip erläutert. So wird eine Übersicht der am Markt existenten Lösungen erreicht.

Ultraschallmotoren werden grob in zwei Klassen nach ihrer Bewegungsrichtung eingeteilt, den linearen und den rotatorischen Motorvarianten. Aufgrund des großen Spektrums, bzgl. Funktionsprinzipien, Bauformen und erreichbaren Leistungscharakteristiken ist es notwen-

dig, eine im Hinblick auf die Aufgabenstellung sinnvolle Unterteilung vorzunehmen. Schon eine Übersicht mit Anspruch auf Vollständigkeit zu linearen Schwingungsantrieben würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Abbildung 2.11 zeigt eine Einteilung piezoelektrischer Antriebe nach ihrer Stellbewegung.



**Abbildung 2.11:** Einteilung piezoelektrischer Antriebe

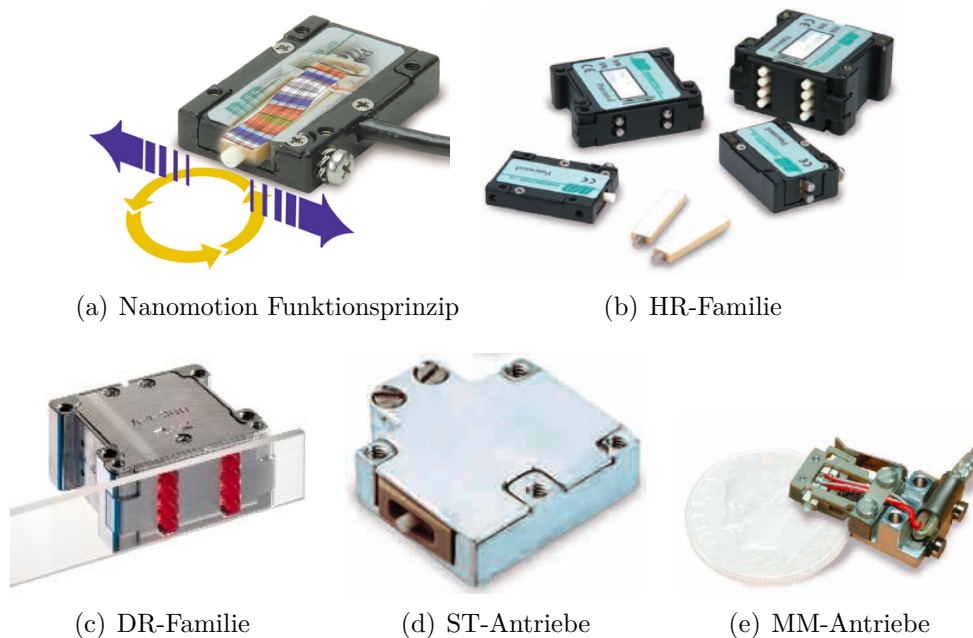
Bei Schrittmotoren erfolgt die Bewegung, in sequentiell aufeinander abfolgenden Schritten. Schwingungsmotoren hingegen weisen eine kontinuierliche Vortriebsbewegung auf. Weitere Unterscheidungsmerkmale sind die Auflösung (Genauigkeit), die Geschwindigkeit und die Vortriebskraft. Dabei fällt auf, dass eine große Stellkraft zu Lasten der maximal erreichbaren Geschwindigkeit geht.

**Nanomotion** Seit den frühen 1990ern vertreibt die Nanomotion Ltd. [Nan08a] Piezoantriebe, die hauptsächlich zur Feinpositionierung eingesetzt werden [Nan08b]. Der Antrieb enthält piezokeramische Platten, die bei Anregung von zwei überlagerten Schwingungsformen (der ersten Längs- und zweiten Biegeschwingung) elliptische Schwingungen an einer Stößelspitze erzeugen. Da diese mit einer mechanischen Vorspannung reibkraftschlüssig auf der Läuferleiste aufliegt, wird eine Antriebskraft erzeugt. Bei diesen Ultraschallantrieben werden die erste Längs- ( $L_1$ ) und die zweite Biegeeigenschwingungsform ( $B_2$ ) rechteckiger Piezokeramiken angeregt, siehe Abbildung 2.12(a).

Auf der Oberfläche der Keramikplatte ist die Elektrodenfläche in vier gleich große Rechtecke geteilt, wobei die Unterseite der Keramik aus einer Elektrodenfläche besteht. Die oberen Elektroden sind diagonal elektrisch leitend verbunden und bilden zwei Anregesysteme. Die Geometrie des Schwingensystems ist derart ausgelegt, dass die Anregfrequenz der ersten Längsschwingungsmode mit der zweiten Biegeschwingungsmode zusammenfällt.

Die longitudinale Schwingungskomponente wird durch die gleichphasige Anregung beider Systeme realisiert. Bei gegenphasiger Anregung wird eine Biegeschwingung erzeugt. Durch die phasenrichtige Überlagerung beider Eigenschwingungsformen, führt das an die federnd gelagerte Piezokeramik angeklebte Reibelement Bewegungsellipsen aus.

Die Steuerspannung der Antriebselektronik bestimmt die Größe der Schwingamplitude und damit die Kraft bzw. die Geschwindigkeit der Motoren. Die Antriebsfrequenz von ca. 40 kHz liegt im nicht resonanten Bereich und wird als Systemgröße im Betrieb konstant gehalten. Prinzipbedingt muss der Aktor sorgfältig ausgelegt werden. Der Betrieb im nicht resonanten Bereich und die Nutzung des  $d_{31}$ -Effektes führen zu einem geringen Wirkungsgrad von ca. 12%. Ein bidirektionaler Betrieb ist durch einfache Umschaltung des antreibenden Elektrodenpaares möglich.

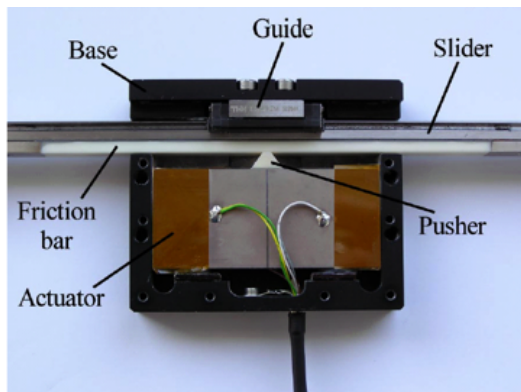


**Abbildung 2.12:** Funktionsprinzip und Produktfamilie Nanomotionantriebe [Nan08b]

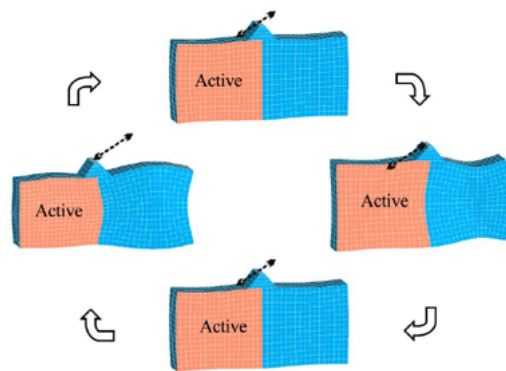
Wie bei vielen anderen der bis heute bekannt gewordenen Motoren mit intermittierendem Stoßkontakt wird auch bei dieser Motorvariante der piezoelektrische Transversaleffekt genutzt, da hier bei geringen elektrischen Anregespannungen bei geeigneter Wahl der geometrischen Abmessungen auch ohne Vielschichtbauweise relativ große Hübe realisiert werden und die Herstellung dieser Aktoren einfach und kostengünstig ist.

Zur Kraftsteigerung können mehrere Motoren auf einer Achse angeordnet werden. Sie werden dabei synchron von einer Antriebselektronik angesteuert. Als Laufbahn dienen geläppte Keramikleisten. Diese tribologische Paarung ermöglicht einen langen Betrieb ohne nennenswerten Verschleiß. Ein wartungsfreier Betrieb von 20.000 Stunden wird für normale Einsatzbedingungen angegeben [Nan08b]. Die maximal erreichbare mechanische Leistung von  $\approx 2.5 \text{ W}$  und der relativ hohe Preis von mehreren hundert Euro führen zu einem sehr eingeschränkten Anwendungsgebiet dieser Antriebe.

**Physikinstrumente** Das Unternehmen Physikinstrumente [PI009] entwickelte einen neuartigen Piezoantrieb, siehe Abbildung 2.13(a). Kernstück dieses Antriebs ist eine Piezokeramikplatte, in der resonant eine hochfrequente Eigenschwingung angeregt wird. Bei dieser Bauform teilen Elektroden die Piezokeramik in zwei Hälften. Bei Einhaltung spezieller geometrischer Randbedingungen ist es möglich durch Anregung einer Seite, elliptische Schwingung am Antriebsstößel zu erzeugen, die reibkraftschlüssig in eine Vorschubbewegung eines angepressten Schlittens umgewandelt wird. Bei dieser Kontaktierung wird jeweils der d31-Effekt von der Hälfte der Piezokeramik genutzt, während die andere Hälfte passiv mitschwingt, siehe Abbildung 2.13(b).



(a) Aufbau Physikinstrumente Antrieb



(b) Funktionsprinzip Physikinstrumente Antrieb

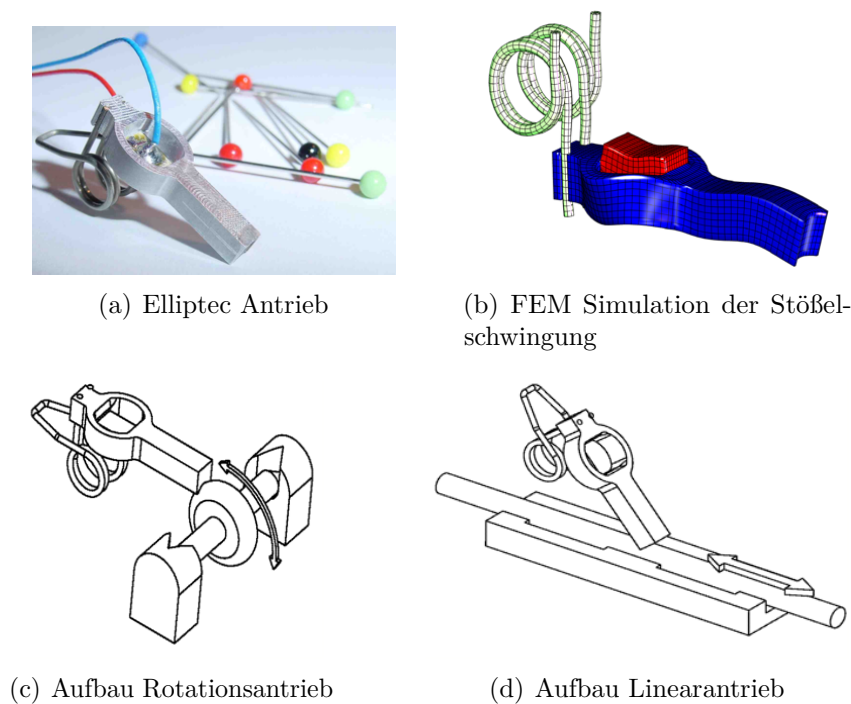
**Abbildung 2.13:** Aufbau und Funktionsprinzip des Physikinstrumente Antriebs [WKRV04]

Die Umkehr der Antriebsrichtung ist durch Wechseln der aktiven Hälfte der Piezokeramik möglich. Dieser Antrieb erzielt eine maximale Vorschubgeschwindigkeit von 800 mm/s und eine maximale Vorschubkraft von 1 N. Die mechanische Leistung liegt unter 0,5 Watt. Da der Betrieb des Motors in Resonanz erfolgt, erzielt dieser Motor einen höheren Wirkungsgrad als der Nanomotion Antrieb. In [WKRV04] wird ein baugleicher Antrieb vorgestellt, der bei einem Wirkungsgrad von 18 % bis zu 16 W mechanischer Leistung umsetzen kann.

**Elliptec** Der Antrieb der Firma Elliptec – einem Spin-Off der Siemens AG – ist ein einfach aufgebauter Motor, der mittels kleiner Piezomultilayer Biege- und Längsschwingungen in einem schlüsselförmigen Aluminiumrahmen anregt und durch deren Überlagerung an der Antriebsspitze elliptische Bewegungen erzeugt, siehe Abbildung 2.14.

Eine am Motor befestigte Stahlfeder drückt die oszillierende Spitze gegen das antreibende Element und sorgt so für eine gleich bleibende Andruckkraft auch unter verschleißbedingtem Abrieb der Kontaktschicht. Mit jeder Schwingperiode, die die Spitze ausführt, wird dieses Element nach vorne geschoben bzw. zurückgezogen.



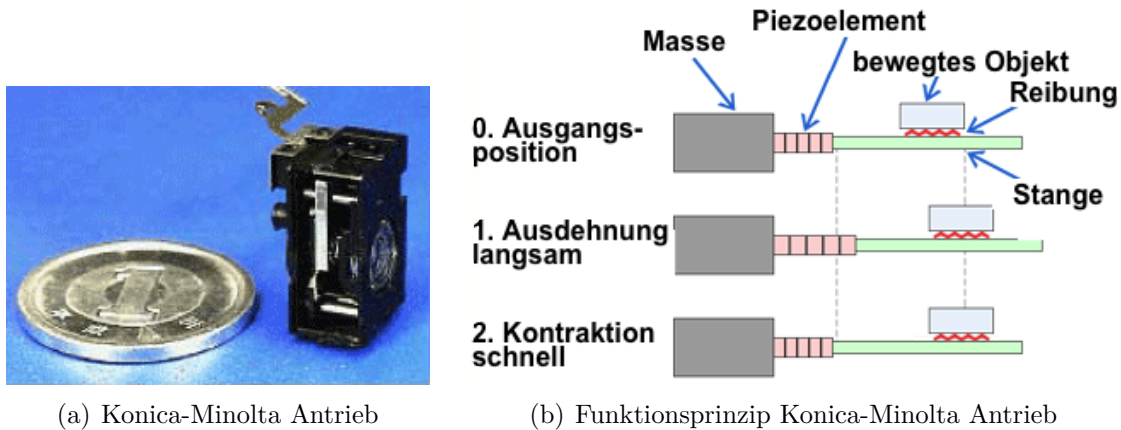


**Abbildung 2.14:** Aufbau, Funktionsprinzip und mögliche Konfigurationen des Elliptec Antriebs [Ell08]

Der Umkehrbetrieb wird durch Anregung einer zweiten Schwingungsmode in einem anderen Frequenzbereich realisiert bei der die Bewegung des Stößels in die entgegengesetzte Richtung verläuft. Durch die einseitig auf niedrige Kosten optimierte Bauweise unterscheiden sich die Resonanzfrequenzen der einzelnen Motoren jedoch deutlich. Aus Kostengründen wird kein Betrieb in Resonanz gewählt, was zu einem Abfall des Wirkungsgrades und einer starken Erwärmung der Motoren im Betrieb führt. Zum Einsatz soll diese Motorvariante eher für Anwendungen im Lowcost-Bereich mit hohen Stückzahlen kommen.

**Konica-Minolta** Aufbauend auf das so genannte stick-slip Prinzip wurde ein Motor entwickelt, der eine Masse linear entlang eines Balkens bewegt [ZB97]. Der Aufbau des Antriebs wird in Abbildung 2.15(a) dargestellt.

Bei langsamer Ausdehnung der Piezokeramiken wird das zu bewegende Element nach vorne geschoben, verharrt dann aufgrund seiner Massenträgheit bei der schnellen Kontraktion der Piezoaktoren an seiner Stelle. Dieses Funktionsprinzip unterscheidet sich von den klassischen Schwingungsantrieben, da hier nicht Schwingungsmoden zur Erzeugung von elliptischen Trajektorien in der Kontaktzone genutzt werden. Stattdessen erfolgt hier die Linearbewegung des Rotors hauptsächlich durch die Ausnutzung der unterschiedlichen Reibkoeffizienten von Haft- bzw. Gleitreibung und dem Effekt der Massenträgheit der zu bewegenden Masse.

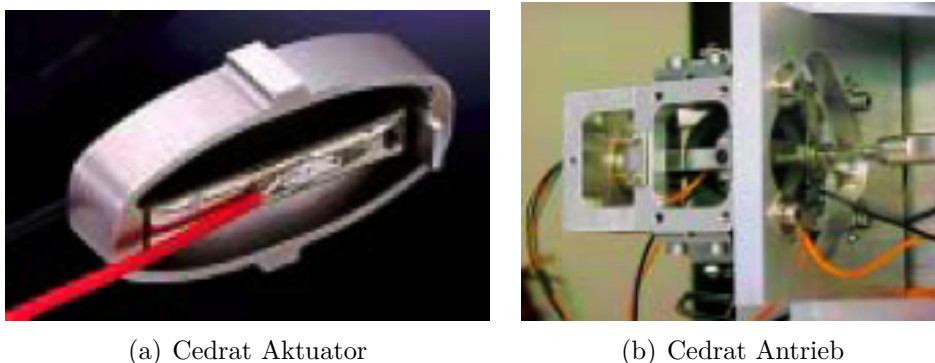


**Abbildung 2.15:** Aufbau und Funktionsprinzip des Konica-Minolta Antriebs

In Abbildung 2.15(b) ist die Aktorbewegung bei den verschiedenen Bewegungsstadien dargestellt. Vergleichbar ist die Abstimmung des Betriebspunktes auf eine bestimmte Anregefrequenz. Diese Betriebsfrequenz lässt sich am Besten als „Resonanzfrequenz des Gesamtsystems“ beschreiben, da dort der stick-slip Effekt besonders gut zum Tragen kommt [Bee97].

Die Anwendungsgebiete für diese Motoren liegen im Bereich der Mikroantriebe, die nur geringe Kräfte und Verstellwege benötigen. für leistungsfähigere Anwendungen ist dieses Prinzip nicht geeignet, da Energieverluste und Verschleiß durch diese Art der Reibung einen zu großen Einfluss auf die Leistungscharakteristik nehmen würden.

**Cedrat Recherche** Das französische Unternehmen Cedrat Recherche vertreibt ein breites Spektrum an piezoelektrischen Aktuatoren und Motoren. Der mechanische Aufbau des Antriebs ist in Abbildung 2.16(a) dargestellt.

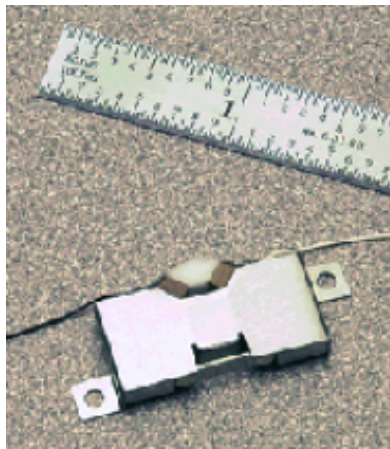


**Abbildung 2.16:** Aufbau und Anwendungsbeispiel Cedrat Antrieb [Ced05]

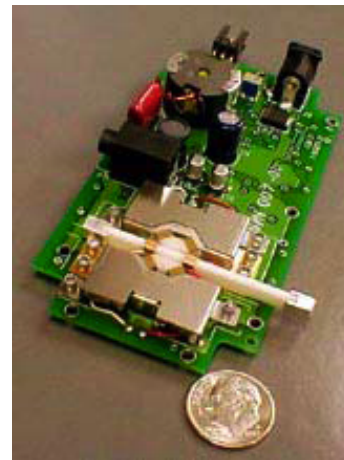
Zwei  $d_{33}$ -Multilayeraktoren in einem elastischen Ring verformen und verschieben diesen bei zeitlich phasenverschobener Anregung derart, dass an der ausgewählten Kontaktstelle eine elliptische Bewegung entsteht. Diese Bewegung wird reibkraftschlüssig zum Antrieb

genutzt. Abbildung 2.16(b) zeigt einen Cedrat Antrieb, der für Positionieraufgaben im Weltall entwickelt wurde. Zur Führung wurden für diesen Anwendungsfall die Rollenkugellager durch eine elastische Führung ersetzt, um auf Schmierung verzichten zu können. Des weiteren wurden zwei zunächst von außen an den elastischen Ring angesetzte Stapelaktoren, siehe [CLC<sup>+</sup>96], durch Vielschichtaktoren ersetzt, die innerhalb des Rings angeordnet sind.

**EDO Ceramics / Micro Pulse Systems Inc.** Die Firma EDO Ceramics vertreibt piezoelektrische Linearantriebe deren Antriebskonzept auf der Überlagerung von Längsschwingungen basiert, siehe auch [WKRV04; MO86a]. Zwei rechteckig zueinander angeordnete Multilayer Aktoren werden phasenversetzt in Resonanz angesteuert, sodass in ihrem Verbindungspunkt - dem Kontaktpunkt - eine Bewegungsellipse entsteht. Der konstruktive Aufbau ist in den Bildern 2.17(a) und 2.17(b) dargestellt. Die richtige Kopplung der Piezoaktoren erfordert eine genaue Abstimmung der jeweiligen Longitudinalschwingungsmoden. Bei Betrieb in Resonanz und einer Phasenverschiebung von  $90^\circ$  zwischen den beiden Schwingern ist dieses Funktionsprinzip stark abhängig von Änderungen wie Vorspannung, Fertigungungenauigkeiten, Lastfall und Betriebsspannung.



(a) EDO Ceramics/Micro Pulse Systems Antrieb

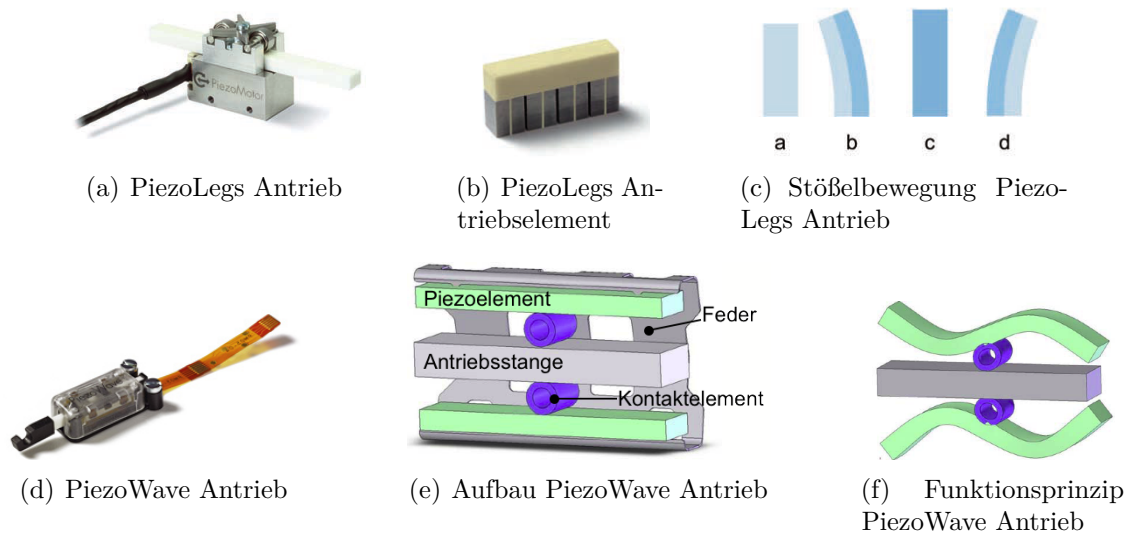


(b) Aufbau mit Ansteuerelektronik

**Abbildung 2.17:** Aufbau und Funktionsprinzip des Physikinstrumente Antriebs [Inc00]

Antriebe mit einem sehr ähnlichen Funktionsprinzip basieren auf einem Patent von [SH86a] und werden von Micro Pulse Systems Inc. angeboten, siehe [Inc00]. Der Einsatzbereich beschränkt sich derzeit auf die Positionierung optischer Systeme. Baugleiche Antriebe werden seit 2000 auch von EDO Electro-Ceramic Products vertrieben.

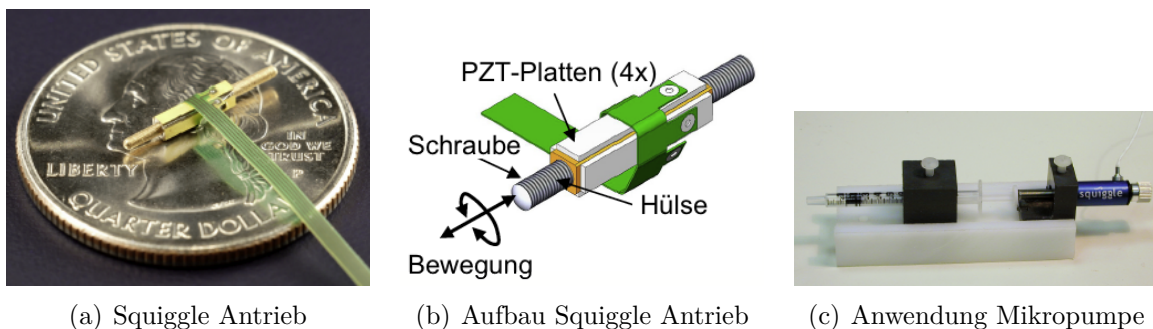
**PiezoMotor** Das schwedische Unternehmen bietet seit einigen Jahren Piezomotoren speziell für Stellaufgaben an. Der Motorblock des PiezoLeg-Antriebs besteht aus vier Bimorphaktoren.



**Abbildung 2.18:** Aufbau und Funktionsprinzip der PiezoMotor Antriebe PiezoLegs und PiezoWave

Ein derartiger Bimorph kann durch geeignete Ansteuerung eine elliptische Trajektorie erzeugen, siehe Bild 2.18(c). Die von der Firma Piezomotor entwickelten Motoren betreiben jeweils zwei Antriebsstößel synchron als Antriebspaare. Beim PiezoWave Antrieb (Abbildung 2.18(d)) wird über Kontaktelemente die Schwingung von zwei Piezobalken auf einen Antriebsstößel übertragen. Eine Vor- und Rückwärtsbewegung wird wie bei den Antrieben der Firma Elliptec durch zwei unterschiedliche Schwingungsmoden erzielt.

**New Scale Tech** Die Firma New Scale Technologies präsentiert ihren Squiggle Antrieb (Abbildung 2.19) als idealen Austauschmotor für miniaturisierte Elektroniksysteme, wie Mobiltelefon-Kameras, medizinische Geräte wie etwa implantierte Medikamentenpumpen, die ihren Wirkstoff regelmäßig per motorgetriebenem Mikroventil abgeben. Der Antrieb soll nach Firmenangaben mit 1,5 x 1,5 x 6 mm der weltweit kleinste Linearmotor sein und eine zehnfach größere Kraft und Präzision als andere auf dem Markt befindliche Mikromotoren bieten.



**Abbildung 2.19:** Aufbau und Anwendungsbeispiel des Squiggle Antriebs von New Scale Tech [Sca04]

Der Aufbau ähnelt einer auf eine Gewindestange aufgeschraubten Mutter. Um eine lineare Bewegung auf kleinem Raum zu realisieren erzeugen elektrisch angeregte Piezokeramiken Ultraschallvibrationen in der Mutter, wodurch die Schraube rotiert und eine lineare Bewegung liefert. Je nach angelegter Anregfrequenz (zwischen 40 bis 200 kHz) und entsprechender Phasenverschiebung treibt die Hülse die Stange in die eine oder andere Richtung.

**Burleigh Instruments Inc. / Exfo** Das Funktionsprinzip des Inchwormantriebs ist 1974 von der Firma Burleigh Instruments Inc. als Patent angemeldet worden. Diese Antriebe bestehen aus zwei Klemmgliedern und einem dazwischen liegenden Vorschubglied. Durch eine sequentielle Ansteuerung dieser Glieder kann eine Vorschubbewegung erzeugt werden. Ein Schaft wird durch einen piezoelektrischen Stellaktor 2 schrittweise nach vorne geschoben. Die abwechselnde Klemmung erfolgt durch zwei weitere Piezoaktoren 1 und 3.

In Abbildung 2.20(b) ist ein Bewegungszyklus eines Inchwormantriebs illustriert.



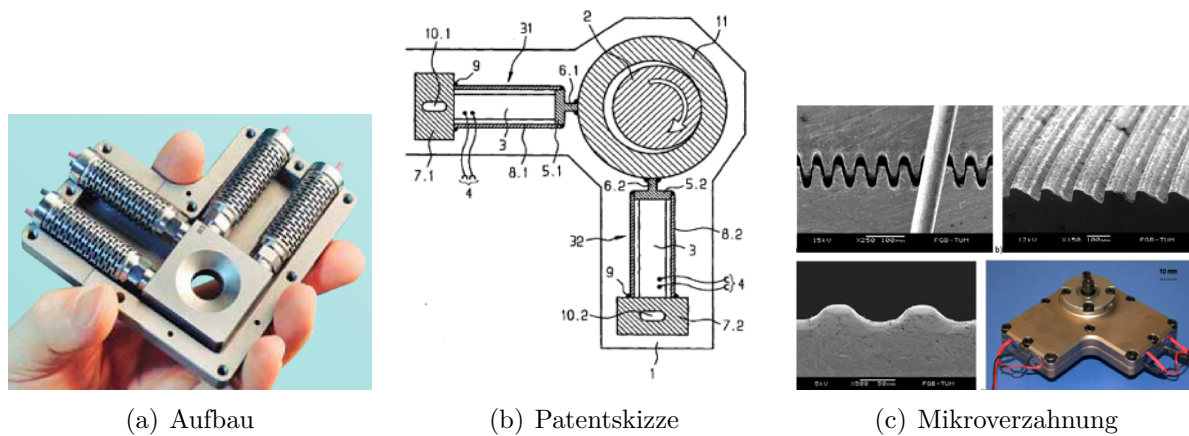
**Abbildung 2.20:** Inchworm Antrieb der Firma Burleigh Instruments Inc. / Exfo [BII97]

Die Schrittweite  $\Delta l$  ist von dem Stellweg des Aktors 2, die Vorschubgeschwindigkeit ist von der Betriebsfrequenz abhängig. Eine gleichmäßige Vorschubbewegung wird durch eine sequentielle Abfolge der einzelnen Systemzustände erzeugt. Im stromlosen Zustand sind die Elemente 1 und 3 geklemmt und erzeugen so die Haltekraft des Gesamtsystems [BII97]. Die maximal übertragbare Kraft hängt von dem Reibkoeffizienten zwischen der Führungsstange und der Piezoelemente und der von den Aktoren 1 und 3 erzeugten Klemmkraft ab. Auf eine geeignete Materialpaarung muss geachtet werden.

**Siemens** Die Firma Siemens entwickelte den sogenannten PAD (Piezoelectric Actuator Drive) [Wal06]. Zur Erzeugung der Vortriebskräfte wurden zwei Multilayer um 90 Grad versetzt an einen Stahlring montiert, siehe Abbildung 2.21.

Bei zeitlich versetzter Anregung wird der Ring auf einer Kreisbahn umher geschoben, wobei eine Motorwelle innerhalb des Rings mit dem Ring an einem Punkt in Kontakt





**Abbildung 2.21:** Aufbau und Funktionsprinzip des Siemens PAD Antriebs

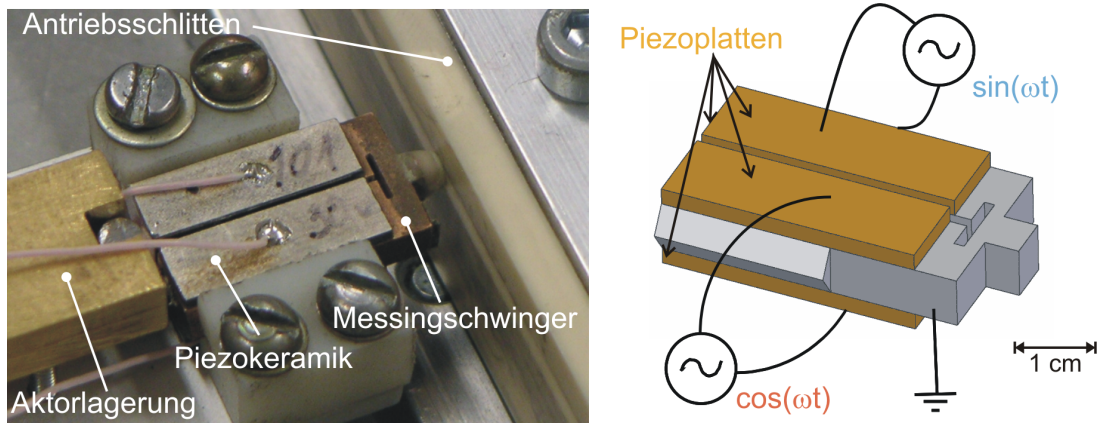
steht. Der umlaufende Kontaktpunkt zwischen Ring und Welle bringt diese zum Rotieren. Die elektrische Anregung wird nicht resonant bei einigen hundert Hz betrieben. Mit einer zusätzlich eingebrachten Mikroverzahnung können nach Herstellerangaben Drehmomente bis  $7 \text{ Nm}$  und Umdrehungsgeschwindigkeiten bis  $40 \text{ rpm}$  erreicht werden.

Vorgesehene Anwendungsgebiete sind die Positionierung von Schweißlasern und Antriebe für elektromechanische Feststellbremsen, Fensterheber mit Klemmschutz, Sitzversteller und Klappensteller für Luftströmungen.

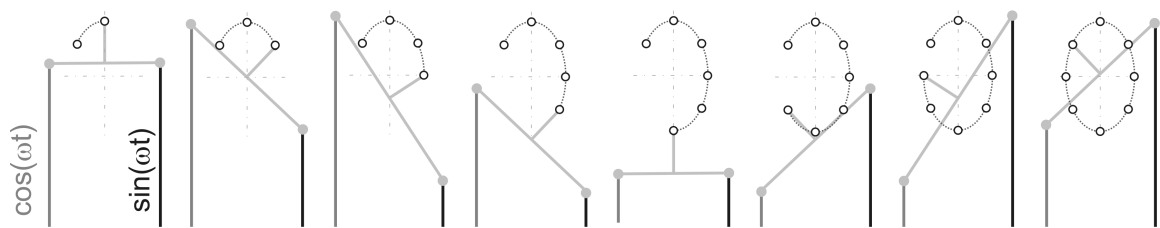
## 2.4 Shaking Beam Antrieb

Auch bei diesem Antrieb wird ein Funktionsprinzip zur kraftschlüssigen Umsetzung von periodischen Ausdehnungsbewegung eines piezoelektrischen Aktors in eine mechanische Translationsbewegung angewandt. Die experimentellen Untersuchungen des Betriebsverhaltens von piezoelektrischen Linearantrieben wurden im Rahmen dieser Arbeit an mehreren Bauformen von Ultraschallaktoren durchgeführt. Im Rahmen der Modellierung und experimentellen Untersuchung wird auf eine Bauform eingegangen, die zwei gleiche longitudinale Schwingungsmoden zur Erzeugung von elliptischen Trajektorien an der Antriebsspitze nutzt, siehe auch [MHVW04].

Der Schwinger besteht aus vier gleichen piezokeramischen Platten, die auf einem Messingträger geklebt werden, siehe Abbildung 2.22(a). In der Mitte zwischen den beiden Schwingensystemen wird auf einem Koppелеlement eine Stößelspitze aus  $\text{Al}_2\text{O}_3$  angebracht. Je zwei der piezokeramischen Platten stellen ein Antriebssystem dar. Die Systeme werden mit einer Wechselspannung bei gleicher Frequenz und Amplitude, aber unterschiedlicher Phase angeregt. Das Antriebsprinzip ist in Abbildung 2.22(b) dargestellt. Die phasenverschobenen Longitudinalbewegungen an den zwei Motorhälften führen zur gewünschten elliptischen Bewegung der treibenden Spitze. Die resultierende Bewegungsellipse wird je Schwingungsperiode einmal durchlaufen.



(a) Aufbau des Ultraschwingers



(b) Zwei phasenverschobene Longitudinalschwingungen erzeugen die elliptische Bewegungstrajektorie des Antriebsstößels

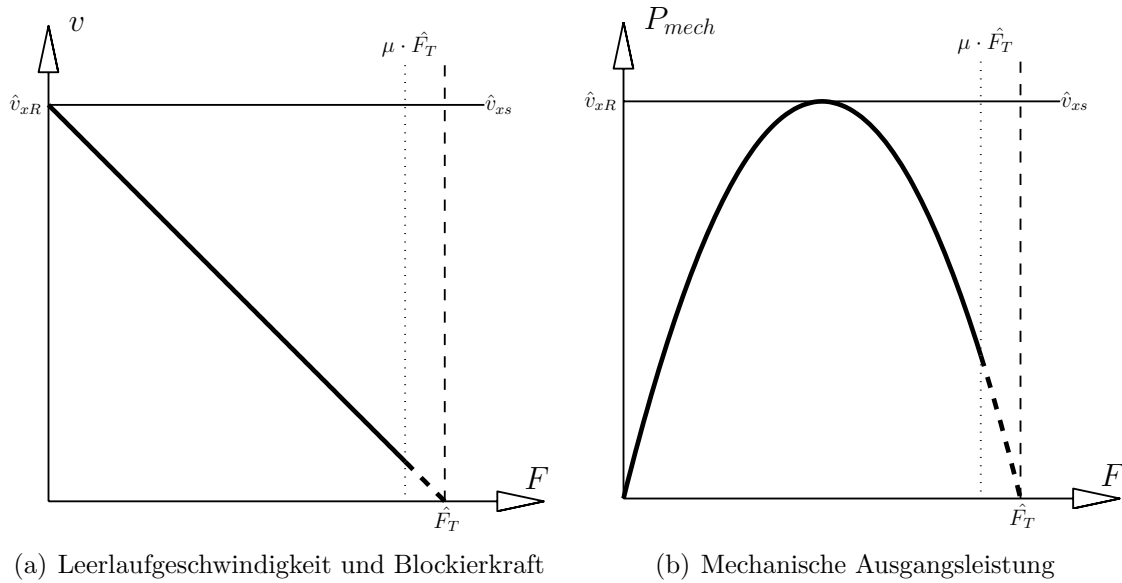
**Abbildung 2.22:** Aufbau und Funktionsprinzip des untersuchten Antriebs

Das Funktionsprinzip dieses neuen piezoelektrischen Linearmotors wird nicht, wie bei bimodalen Antrieben, durch eine Fehlanpassung der unterschiedlichen Schwingungsmoden beeinflusst, siehe [Hem01]. Die Einstellung der Betriebsparameter beschränkt sich auf die Anregfrequenz, Anpresskraft und zugeführter Energie. Unter der Annahme, dass der Motor in Resonanz betrieben wird, gilt es nur noch die Parameter Anpresskraft und zugeführte Energie passend für den jeweiligen Betriebszustand zu wählen.

## 2.5 Leistungsgrenzen

Das Funktionsprinzip der Schwingungsantriebe besteht darin, dass elektrische Energie zunächst von Piezokeramiken in mechanische Schwingungsenergie gewandelt wird. Dazu wird der Aktor gezielt durch eine Ansteuerelektronik zu Schwingungen angeregt, die an der Kontaktstelle zwischen Schwinger und angetriebenem Schlitten eine elliptische Mikrobewegung erzeugen. Diese Mikrobewegung wird reibschlüssig auf einen linear geführten Schlitten übertragen und treibt diesen an.

Trägt man schematisch die erzielbaren Vorschubkräfte über die jeweiligen Vorschubgeschwindigkeiten auf, ergibt sich für einen piezoelektrischen Linearantrieb das in Abbildung 2.23(a) dargestellte  $F - v$ -Diagramm.



**Abbildung 2.23:** Aus dem Funktionsprinzip eines reibkraftschlüssigen Ultraschallantriebs resultierende Leistungsgrenzen

Der Stößel als antreibendes Element bestimmt durch seine Betriebseigenschaften maßgeblich die Motorcharakteristik. Die maximale Vorschubgeschwindigkeit  $\hat{v}_{xR}$  wird nicht die maximale Tangentialgeschwindigkeit  $\hat{v}_{xS}$  des Antriebstoßels übersteigen, da der langsamere Antriebsstoßel den Schlitten in dieser Situation wieder abbremst. Weiterhin wird die Antriebskraft  $F_T$  durch die maximal übertragbare Kraft  $\hat{F}_T$  des Stößels begrenzt. Zwischen Stößel und Schlitten besteht eine reibschlüssige Kraftübertragung, wodurch Grenze der maximal übertragbaren Kraft um den Faktor des Reibkoeffizienten  $\mu$  gemindert wird. Es besteht ein linearer Zusammenhang im Verlauf der Kraft-Geschwindigkeitsbeziehung. Die mechanische Leistung des Antriebs ist denselben Randbedingungen 2.23(b) unterworfen und wird mit

$$P_{el} = v \cdot F \quad (2.8)$$

berechnet. Der Wirkungsgrad  $\eta$  wird bei konstanter elektrischer Eingangsleistung und der daraus resultierenden mechanischen Ausgangsleistung durch

$$\eta = \frac{\text{Eingangsleistung}}{\text{Ausgangsleistung}} = \frac{P_{el}}{P_{mech}} \quad (2.9)$$

bestimmt.



### 3 Kontaktmodellierung von Mikrostoßantrieben

Die Kraftübertragung zwischen Stator und Schlitten erfolgt bei den untersuchten piezoelektrischen Ultraschallantrieben prinzipbedingt über Reibung. Das Verständnis zur Energieübertragung und den mechanischen Vorgängen in der Kontaktzone ist ein zentraler Aspekt dieser Arbeit und eine genaue Untersuchung unabkömmlich zur Modellierung eines piezoelektrischen Ultraschallmotors. Diese Betrachtungen sind eine Voraussetzung zur modelltechnischen Vorhersage der Motoreigenschaften wie Leerlaufgeschwindigkeit, Vorschubkraft und Wirkungsgrad.

Allgemein kann festgestellt werden, dass die Modellierung dynamischer Kontaktvorgänge ein sehr komplexes Problem darstellt, da das Betriebsverhalten innerhalb der Kontaktzone sich nichtlinear und stark abhängig von äußeren Einflüssen verhält. Zudem ist eine experimentelle Analyse nicht oder nur zum Teil und sehr aufwendig möglich.

An dieser Stelle kann und soll keine umfassende Literaturübersicht zur Kontaktmechanik stehen. Es werden jedoch einige Veröffentlichungen zusammengestellt, die für die vorliegende Arbeit von besonderer Bedeutung sind, weil sie grundlegende Erkenntnisse und Methoden liefern oder eine sehr ähnliche Problemstellung behandeln.

Die Entstehung von Wanderwellen und daraus resultierende Bewegungsgleichungen von Oberflächenpunkten in Balken und Ringen wurden in vielen Arbeiten wie [TKO<sup>+</sup>87; WHM95; Sas83a; ITK<sup>+</sup>87a; Zem90; HW92; HKW92] hergeleitet. In [Sat02] wurden analytische Modelle vorgestellt, die Kontaktkinematik und -dynamik eines plattenförmigen Stators eines Ultraschallmotors beinhalten. Eine allgemeingültige modelltechnische Beschreibung der dynamischen Kontaktvorgänge in Ultraschallantrieben wurde aber nicht veröffentlicht.

In [Wal98] werden die Kontaktverhältnisse unterschiedlicher Wanderwellenantriebe verglichen, klassifiziert und den Antrieben mit Stoßkontakt gegenübergestellt.

Die Unterschiede in den Hauptmerkmalen zwischen Wanderwellen- und Mikrostoßantrieben liegen zum einen in der Lage und Anzahl der Kontaktzonen, der Kontaktdauer und im Geschwindigkeitsverlauf der Kontaktpunkte während des Kontakts:

- (a) Bei Wanderwellenmotoren bewegt sich der Kontaktbereich des Stators mit der Wanderwelle, während die Kraftübertragung bei intermittierendem Stoßkontakt immer an der gleichen Stelle des Stators stattfindet.
- (b) Bei Wanderwellenantrieben stehen die Berührungspunkte des Stators mit dem Rotor ständig in Kontakt, dagegen gibt es bei Mikrostoßmotoren Phasen innerhalb einer Periode, in denen Stößel und Rotor nicht in Kontakt sind.
- (c) Da die Geschwindigkeiten der in Kontakt stehenden Oberflächenpunkte bei einem Wanderwellenmotor von ihrer jeweiligen, aktuellen Auslenkung abhängt, weisen die Oberflächenpunkte innerhalb der Kontaktzone durch die antreibende Wanderwelle ständig wechselnde Relativgeschwindigkeiten auf. Ein ähnliches Phänomen ist auch bei einem Mikrostoßantrieb zu beobachten, jedoch ergibt sich der Geschwindigkeitsgradient nicht örtlich sondern zeitlich. Der zeitliche Verlauf der Relativgeschwindigkeit zwischen Stator und Rotor ändert sich in diesem Fall während einer Periode. In diesem Fall beschleunigt der Stößel bis zum Scheitelpunkt seiner elliptischen Trajektorie und bremst im weiteren Trajektorienverlauf bis zum Kontaktaustritt wieder ab.

Dieses Kapitel behandelt die Grundmechanismen zur Beschreibung von Reibung zwischen zwei sich berührenden Oberflächen. Nach einem kurzen chronologischen Überblick der Fortschritte auf diesem Forschungsgebiet, wird auf die mikroskopischen Zusammenhänge der Reibung eingegangen. Im nächsten Schritt werden die für diese Arbeit relevanten makroskopischen Reibmodelle vorgestellt so weit sie dem Stand der Technik nach bekannt sind. Darauf folgen in Anlehnung an [Wal98] analytische Betrachtungen der theoretischen Motorcharakteristiken bei Anwendung unterschiedlicher Reibmodelle.

Anschließend folgen als erster Kernbestandteil dieser Arbeit eigene Ergebnisse zur Kontaktmodellierung. Es wird das Kontaktmodell für Mikrostoßantriebe hergeleitet, welches im darauf folgenden Kapitel 4 genutzt wird, um die Motorcharakteristik sowohl eines Einzelantriebs als auch eines Motorbündels modelltechnisch zu beschreiben.

## 3.1 Einleitung und Historie

Seit tausenden Jahren beschäftigt sich die Menschheit mit Reibung und versucht dieses physikalische Phänomen zu verstehen. Archäologische Funde weisen darauf hin, dass schon in der Steinzeit Reibungsenergie aktiv genutzt wurde, um Feuer zu entfachen [Dow98]. Eine Zeichnung aus dem alten Ägypten datiert auf 1880 v. C. zeigt einen Tross von Sklaven, die eine riesige Statue auf einem Schlitten ziehen. Auf dem Schlitten ist eine Person zu erkennen, die eine Art Schmiermittel auf den Boden bringt um die Zugkraft zu verringern. Obwohl die Menschen bis dahin wohl die Reibungsphysik nicht verstanden haben, wussten sie dennoch nachteilige Effekte zu mindern bzw. ihre Vorteile nutzbar zu machen.

Phänomenologische Gesetze für makroskopische Reibung wurden erstmals von Leonardo da Vinci, Guillaume Amontons, Leonard Euler und Charles Coulomb formuliert. Sie sind auch heute noch gültig.

**Leonardo da Vinci (1452-1519)** Leonardo da Vinci war ein Pionier in der Erforschung der Reibung. Er machte als erster quantitative Studien zum Reibungsphänomen. Seine Messapparatur war ziemlich einfach: Er maß den Winkel einer schiefen Ebene, bei dem ein auf die Ebene gesetzter Körper zu rutschen begann, Abbildung 3.1(a). Weiter bestimmte er die Kraft, mit der man einen Körper auf horizontaler Unterlage zum Rutschen bringen konnte (Abbildung 3.1(b) und 3.1(c)). Dabei fand er heraus, dass die Reibung proportional zur Normalkraft ist und nicht von der scheinbaren geometrischen Kontaktfläche abhängt. Er führte auch die Idee eines Reibkoeffizienten ein, der den Zusammenhang zwischen gemessener Reibkraft und dem Gewicht des gleitenden Körpers beschrieb.

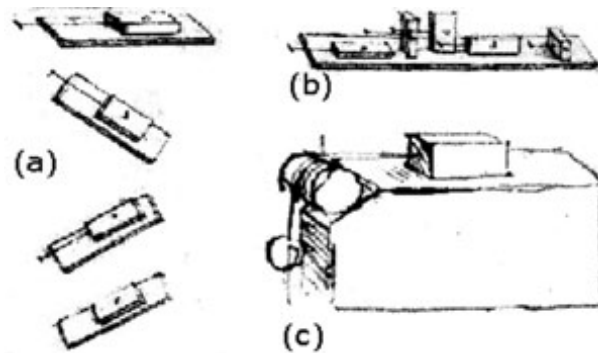


Abbildung 3.1: Originalskizzen von Leonardos Reibungsexperimenten

**Guillaume Amontons (1663-1705)** Während Leonardo die statische Reibung untersuchte, beschäftigte sich zwei Jahrhunderte später der französische Wissenschaftler Guillaume Amontons mit der kinetischen Reibung. In seinen Experimenten verwendete er Federn um Reibkräfte zu messen. Aufgrund seiner Apparatur musste er in der Lage gewesen sein, zwischen kinetischer und statischer Reibung zu unterscheiden. Seine dabei aufgestellten Gesetze veröffentlichte er im Jahre 1699 und sind heute noch als „Amontons Reibgesetze“ bekannt. Aus seiner schriftlichen Veröffentlichung lässt sich aber folgern, dass er sich des

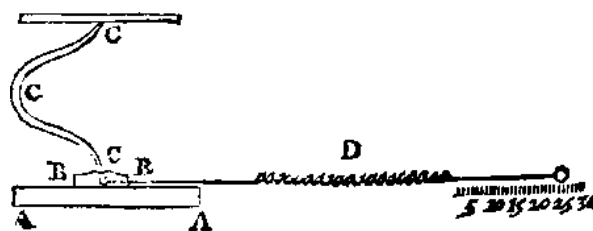


Abbildung 3.2: Amontons Skizzen zum Versuchsaufbau. Feder C drückt den reibenden Körper B auf die Unterlage A. Gemessen wird mit der Feder D

Unterschieds zwischen Haft- und Gleitreibung nicht bewusst war. Amontons postulierte folgende Reibungsgesetze:

- (a) Reibung verändert sich mit der Last (Normalkraft) nicht aber mit der Berührungsfläche der reibenden Körper.
- (b) Die Reibung ist mehr oder weniger dieselbe für Eisen, Blei, Kupfer und Holz in beliebiger Kombination, wenn die Flächen mit Schweinefett eingerieben sind.
- (c) Die Reibkraft entspricht ungefähr einem Drittel der Last bzw. der Normalkraft.

**Leonhard Euler (1707-1783)** Dass zwischen Haft- und Gleitreibung unterschieden werden musste, fand erst viel später der Basler Physiker und Mathematiker Leonard Euler. Er war erstaunt darüber, dass es experimentell unmöglich war, an der schiefen Ebene durch langsame Erhöhung der Steigung eine langsame Bewegung zu erzeugen. Wenn der Klotz zu gleiten begann, dann tat er das immer mit einer endlichen Geschwindigkeit. Daraus folgerte er, dass zwischen Gleit- und Haftreibung unterschieden werden muss. Er stellte sich dabei vor, dass sich die Körper aufgrund der nicht völlig glatten Oberfläche ineinander verzahnen. Euler nahm an, dass die Reibung eine Folge der Gravitationskräfte sei, die auf den Körper wirken. Er fand den Zusammenhang  $\mu = \tan(\alpha)$  zwischen dem Neigungswinkel  $\alpha$  und dem Reibkoeffizienten  $\mu$ .

Seine Erkenntnisse veröffentlichte Euler 1748 in zwei Veröffentlichungen in der Academy of Science. Euler schloss, dass man zwischen Haft- und Gleitreibung unterscheiden muss. Er war damit der erste, der diese Unterscheidung vornahm. Weiterhin wird ihm die Einführung des als Reibkoeffizient gebräuchlichen Symbols  $\mu$  zugeschrieben.

**Charles Augustin Coulomb (1736-1806)** Im Jahre 1785 veröffentlichte Charles Augustin Coulomb das bis dahin umfassendste Werk zur Festkörperreibung. Der größte Unterschied zu vorherigen Untersuchungen war, daß Coulomb sich mit der Ursache von Reibung auseinander setzte und diese mit der Interaktion von mikroskopischen Rauigkeiten der Oberflächen in Verbindung brachte.

Die makroskopischen Beobachtungen „Unabhängigkeit von der Kontaktfläche“ und „lineare Abhängigkeit von der Normalkraft“, kann man darauf zurückführen, dass die mikroskopische Kontaktfläche linear mit der Kraft ansteigt. Bei kleineren Berührflächen wird die Kraft pro Flächeneinheit, d.h. die Flächenpressung und damit auch die Verzahnung der Rauigkeitsspitzen, größer. Nur bei zu hohen Flächenpressungen ist diese Unabhängigkeit von der Größe der Kontaktfläche nicht mehr gegeben, da dort die Oberflächenbeschaffenheiten plastisch verändert werden. Er baute eine Versuchsanordnung, die es ihm erlaubte, kinetische Reibung für verschiedene Geschwindigkeiten zu messen. Dabei fand er heraus, dass die Reibkraft unabhängig von der Geschwindigkeit immer gleich groß war. Damit waren die makroskopischen Reibgesetze begründet.

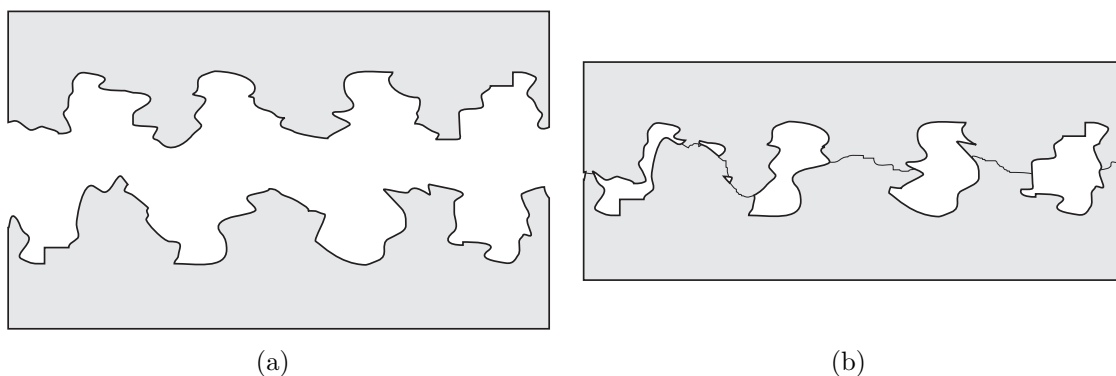
Seine Ergebnisse und das daraus resultierende Coulombsche Reibmodell hat sich in der Praxis bewährt, obwohl die experimentell ermittelten Haft-  $\mu_H$  und Reibkoeffizienten  $\mu_G$  Resultat sehr komplexer Vorgänge auf mikroskopischer Ebene sind. Im Rahmen dieser Arbeit werden Coulombs Ergebnisse noch genauer betrachtet und in Anwendung mit piezoelektrischen Mikrostoßantrieben gebracht.

## 3.2 Grundmechanismen zur Reibung

### 3.2.1 Mikroskopische Beobachtungen

Seit jeher erschien das Gesetz von Leonardo da Vinci, nach dem die Reibkraft nicht von der Kontaktfläche abhängt, paradox. Intuitiv würde man erwarten, dass die Reibkraft proportional zur Auflagefläche sein müsste. Dieses Paradoxon lösten F. P. Bowden und D. Tabor mit der Unterscheidung zwischen wahrer und scheinbarer (geometrischer) Kontaktfläche auf [BT50; BT64]. Die wahre Berührungsfläche zweier aufeinanderliegender Körper ist nur ein kleiner Bruchteil der scheinbaren Kontaktfläche. Alle Experimente deuten darauf hin, dass die Reibkraft der wahren Kontaktfläche proportional ist, wie man es intuitiv erwartet.

Als Hauptursache für trockene Reibung werden die mikroskopischen Unebenheiten von Oberflächen gesehen. Wenn zwei Oberflächen in Kontakt kommen, so verhaken sich die Rauigkeitsspitzen und wirken einer relativen Bewegung der beiden Oberflächen entgegen.



**Abbildung 3.3:** Durch eine Normalkraft werden kleine Rauigkeitsspitzen verformt. Dadurch entsteht die reale Kontaktfläche. (Maßstab stark überhöht)

Bei dem in dieser Arbeit studierten Kontaktfall eines Mikrostoßmotors der auf einen Rotor stößt, bei dem die Kontaktpartner einen gewissen Teil der Periodendauer in Kontakt stehen, lässt sich die Relativverschiebung der beiden Kontaktpartner während dieser Phase mittels der Kontaktdauer und dem zeitlichen Verlauf der Relativgeschwindigkeit während des Kontakts abschätzen.

Die Tribologen Bowden und Tabor verglichen in [BT50; BT64] die Topologie der Oberflächenunebenheiten mit der Topologie der Erde

*„... bringt man zwei Oberflächen in Kontakt, so ist das so, als würde man die Schweiz kopfüber auf Österreich stellen, die gesamte reale Kontaktfläche wäre relativ klein.“*

Die wirkende Kontaktfläche beschränkt sich nur auf die Summe der real in Kontakt stehenden Oberflächenspitzen, siehe auch Abbildung 3.3. Bowden und Tabor entwickelten ein Modell, dass die Reibung auf Adhäsion zurückführt. Der Energieverlust im Reibprozess wird dabei auf die plastische Verformung der Rauigkeitsspitzen zurückgeführt. In ihrem Modell ist Reibungskraft das Produkt aus Scherspannung und realer Kontaktfläche. Bei der Adhäsion kommt es zur Ausbildung von Grenzflächen-Haftverbindungen (Adhäsionsbindungen), die bei einer Relativbewegung der Festkörperoberflächen abgeschert werden. Die Trennung der Mikrokontakte erfolgt entweder in der Grenzfläche oder in den angrenzenden Oberflächenbereichen eines oder beider Körper. Auf diese Art und Weise kann es zu Materialübertrag und zur Ausbildung von Löchern kommen.

Überwiegend tritt der Verschleiß durch Adhäsion bei metallischen Paarungen auf. Keramische Werkstoffe hingegen neigen aufgrund des kovalenten Bindungstyps weniger zum adhäsiven Verschleiß.

Bei steigender Normalkraft werden die Oberflächenspitzen zunächst elastisch zusammengedrückt und die reale Kontaktfläche wird somit vergrößert, was zu einer größer werdenden Haltekraft führt. Werden die beiden Körper über einen längeren Zeitraum aneinander gepresst kommt es zu Setzvorgängen. Hiermit lässt sich ein Anstieg der maximalen Haftkraft über die Zeit erklären, da sich die beiden Körper aneinander anschmiegen (Abbildung 3.3(b)).

Wird eine tangential Kraft ausgeübt, so verschieben sich die ineinander verhakten Oberflächenspitzen zunächst und es können elastische und plastische Verformungen entstehen, ohne dass eine makroskopisch beobachtbare Verschiebung entsteht. Diese Verformungen werden micro-slip genannt und in [J.96] als *„Relativ-Verschiebungen der Berührflächen in einer Kontaktzone in Tangentialrichtung, wobei die Grundkörper zu einander keine Relativverschiebungen in Tangentialrichtung aufweisen“* beschrieben.

Steigt die tangential Kraft über den Wert der maximalen Haltekraft, lösen die Oberflächenspitzen den festen Kontakt und ein makroskopisches Gleiten entsteht. Bei gleitenden Oberflächen erhält man verschiedene von den Einflussgrößen des Systems abhängige Wechselwirkungen zwischen den Oberflächenspitzen, wie z. B. elastische und plastische Verdrängungen der Rauigkeitsspitzen, Abscheren von Spitzen oder durch örtliche Temperaturerhöhung ein kurzzeitiges Verschweißen mit späterem Losreißen der Spitzen. Oxidschichten und andere Kontaminationen bilden die Grenzschicht eines Festkörpers, die im Allgemeinen eine geringere Scherfestigkeit als der Grundkörper aufweist. Nach dem so

genannten „break-away“ tritt ein Schmiereffekt auf, da die Grenzschicht absichert und die Oberflächenrauigkeiten einebnet. Aus diesem Grund ist der Gleitreibungskoeffizient  $\mu_G$  geringer als der Haftreibungskoeffizient  $\mu_H$ .

### 3.2.2 Makroskopische Reibkraftmodelle

Zur rechnerischen Beschreibung der auftretenden Reibkräfte in einem tribologischen System können drei Basismodelle genutzt werden, die im Folgenden vorgestellt werden.

#### Basismodelle zur mathematischen Reibkraftbeschreibung

Beim **Haft-Reibungsmodell** wird eine Reibkraft nur im Zustand des Haftens erzeugt, siehe 3.4(a) auf Seite 39. Es gilt

$$F_{rH} = \begin{cases} F_H & , \text{ falls } v_{rel} = 0 \text{ und } |F_r| \leq \mu_H \cdot F_N \\ 0 & , \text{ sonst} \end{cases} \quad (3.1)$$

Das am häufigsten genutzte Modell zur Darstellung von trockener Gleitreibung ist das **Coulombsche Reibmodell**, siehe Abbildung 3.4(b) auf Seite 39. Das Standard Coulomb Modell repräsentiert die wirkende Reibkraft durch

$$F_{rC} = F_r \cdot \operatorname{sgn}(v_{rel}) \quad (3.2)$$

wobei  $F_r$  der Wert der Coulomb Reibkraft und  $v_{rel}$  die Relativgeschwindigkeit zwischen den Reibpartnern ist. Die Reibkraft im Bereich der Gleitreibung wird nach

$$F_G = \mu_G \cdot F_N \quad (3.3)$$

berechnet. Nach der Definition

$$\operatorname{sgn}(x) = \begin{cases} 1 & \text{für } x > 0 \\ 0 & \text{für } x = 0 \\ -1 & \text{für } x < 0 \end{cases} \quad (3.4)$$

beträgt bei einer Relativgeschwindigkeit  $v_{rel} = 0$  die Reibkraft  $F_r = 0$ .

Das stark vereinfachte **Reibkraftgesetz der viskosen Reibung** berücksichtigt die steigende Schubspannung bei zunehmender Scherrate bzw. steigender Relativgeschwindigkeit (Abbildung 3.4(c) auf Seite 39) zwischen den Reibpartnern. Zur Modellierung dieser

Abhängigkeit wird die Reibkraft  $F_r$  als proportional zur Relativgeschwindigkeit der beiden Kontaktpartner angenommen.

$$F_{r_v} = b \cdot (v_{xS} - v_{xR}) \cdot F_N \quad (3.5)$$

Der Proportionalitätsfaktor  $b$  hängt u. a. von Art und Menge des Schmierstoffs ab.

In einem relativ weiten Bereich ist der Gleitreibwert  $\mu_G$  geschwindigkeitsunabhängig. Richard Stribeck beschrieb in [Str02] das Verhalten dieses Reibwerts bei unterschiedlichen Geschwindigkeitsverhältnissen. Bei sehr kleinen Geschwindigkeiten ( $v_{rel} \lesssim 0.1 \frac{m}{s}$ ) kann experimentell nachgewiesen werden, daß sich der Gleitreibungskoeffizient dem Haftreibungskoeffizienten nähert. Für sehr große Geschwindigkeiten ( $v_{rel} \gtrsim 10 \frac{m}{s}$ ) hingegen nimmt der Gleitreibwert  $\mu_G$  mit wachsender Relativgeschwindigkeit  $v_{rel}$  ab. Zusammengefasst nennt man diese Phänomene Stribeck-Effekt. Er wird in der Literatur durch

$$F_{r_S} = \left[ 1 + \frac{\mu_H - \mu_G}{\mu_G} \cdot e^{-\frac{v_{rel}^2}{v_s^2}} \right] \cdot F_{R_C} \quad (3.6)$$

beschrieben. Die Konstante  $v_s$  bezeichnet man dabei als Stribeckgeschwindigkeit. In dieser Arbeit wird Reibung ohne gesonderte Schmierung behandelt. Detaillierte Ergebnisse zum Themenbereich Schmierung werden u.a. in [AH91] beschrieben.

## Kombinationen der Basismodelle

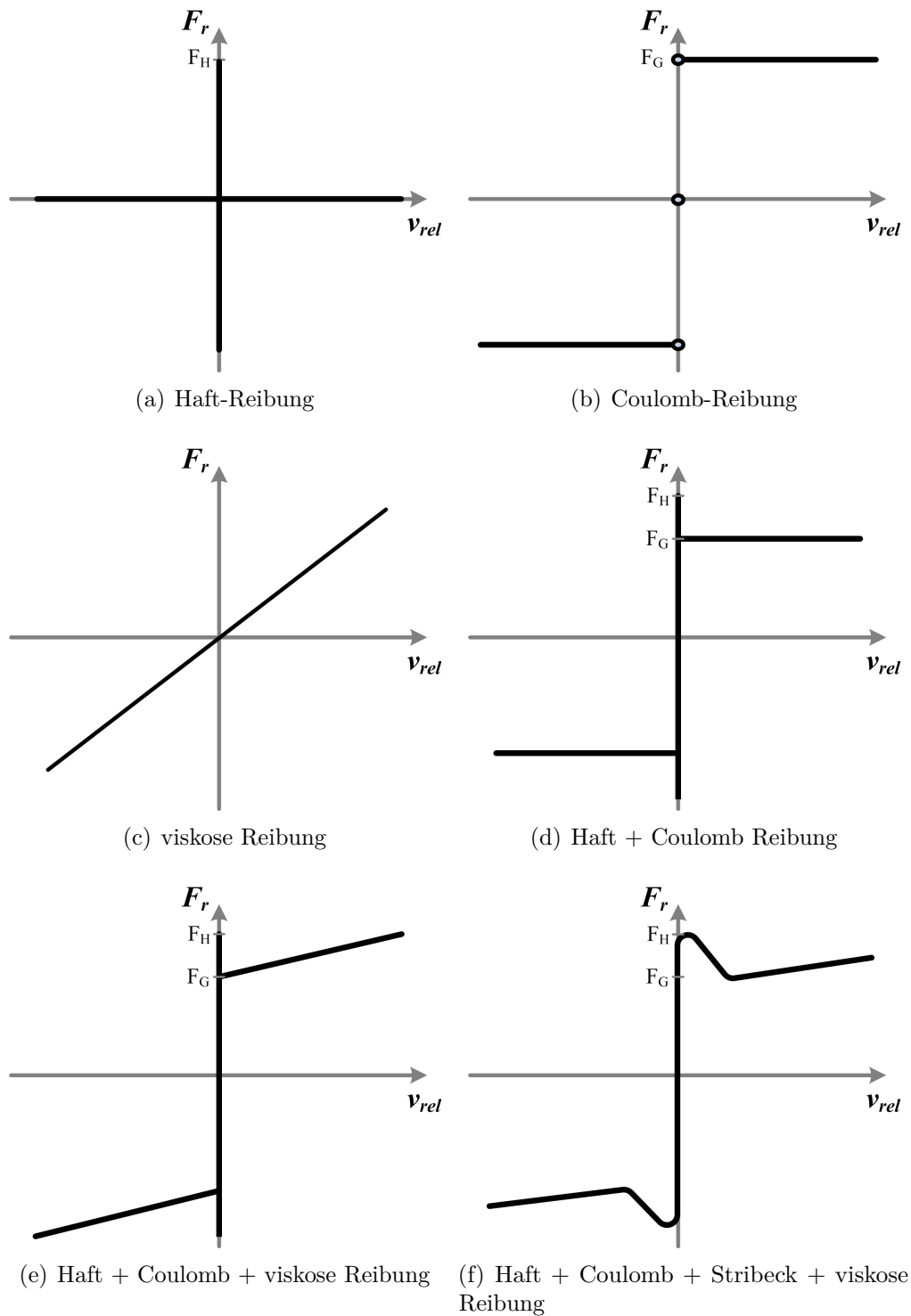
Durch geeignete Kombination dieser einzelnen Grundmodelle entstehen detaillierte Modelle. In den Bildern 3.4(d), 3.4(e) und 3.4(f) wurden durch Superposition der Basismodelle neue Modellansätze erstellt, die für eine höherwertige Modellierung eingesetzt werden können.

Durch Kombination des Haft-Reibmodells und Coulombschen Reibmodells erhält man das Coulombsche Modell zur Beschreibung von allgemeiner trockener Reibung, siehe 3.4(d) auf der nächsten Seite. Die Ergebnisse aus Coulombs Arbeiten zeigen die Proportionalitäten zwischen Reib- und Anpresskräften  $F_H \sim F_N$  bzw.  $F_G \sim F_N$ . Aus diesen Abhängigkeiten lassen sich der Haftreibungskoeffizient  $\mu_H$  und der Gleitreibungskoeffizient  $\mu_G$  als Proportionalitätsfaktoren bestimmen. Nach Coulomb wird die maximale Reibkraft ohne Schlupf bei

$$F_H = \mu_H \cdot F_N \quad (3.7)$$

erreicht. Dieser Wert ist die maximal übertragbare Antriebskraft im stationären Betrieb. Erhöht man die Last  $F$  stetig, beginnt der reibschlüssig in Kontakt stehende Antriebs-





**Abbildung 3.4:** Basismodelle und kombinierte Modelle zur Beschreibung von Reibung

stößel ab einem bestimmten Kraftniveau durchzurutschen. Dabei senkt sich die maximal übertragbare Reibkraft durch die einsetzende Gleitreibung auf

$$F_G = \mu_G \cdot F_N \quad (3.8)$$

Es ist bekannt, dass  $\mu_G$  und  $\mu_H$  stark von der Materialpaarung und den Beschaffenheiten beider Kontaktflächen abhängen. Zur Modellierung von Haftung bei  $v_{rel} = 0$ , ein Zustand bei dem die Haftreibungskraft  $F_H$  grösser als die Gleitreibungskraft  $F_G$  ist, wird oftmals ein stückweise definiertes Coulomb Modell verwendet.

$$F_r = \begin{cases} F_H & v_{rel} = 0, |F_H| > F_G \\ F_G \cdot \text{sgn}(v_{rel}) & v_{rel} = 0, |F_H| \leq F_G \end{cases} \quad (3.9)$$

Jedoch weist dieses Modell zwei Nachteile auf. Zum einen ist es keine physikalisch realistische Darstellung des Reibphänomens bei Relativgeschwindigkeiten um  $v_{rel} \approx 0$ . Zum anderen gestaltet ihre nichtlineare Eigenschaft in diesem Geschwindigkeitsbereich Computersimulationen als nicht handhabbar. Bei numerischen Simulationen verschwindet, aufgrund von unvermeidbaren Rechenfehlern, die Relativgeschwindigkeit  $v_{rel}$  nie. Das bedeutet wiederum, daß bei Nutzung des klassischen Coulombschen Reibmodells kein Haften auftreten kann. Zur Lösung dieses Problems wurden die diverse Ansätze entwickelt, die nachfolgend beschrieben werden.

### Höherwertige Modelle

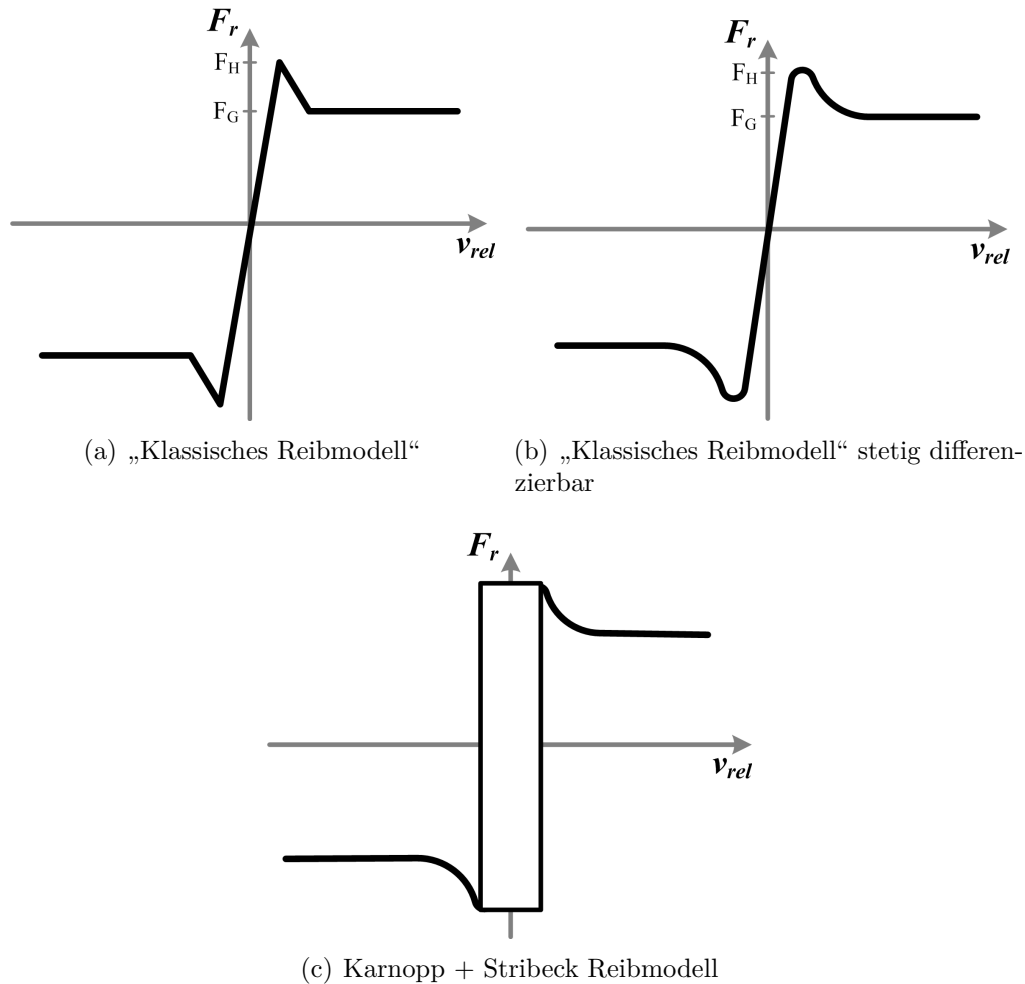
Ein Ansatz diese Problematik zu entschärfen wird in [HF91] vorgestellt. Die Geschwindigkeits-Reibkurve in Abbildung 3.5(a) wird als „Klassische Reibmodell“ bezeichnet. In diesem Modell werden die oben erwähnten Nichtlinearitäten durch steile Funktionen in den numerischen Problembereichen ersetzt. Diese Approximation kann durch eine skalierte arctan-Funktion, einer hyperbolischen Tangensfunktion sowie mit linearer bzw. quadratischer Interpolation erfolgen. Kombiniert man dieses Vorgehen mit dem Stribeck Effekt gilt beispielsweise bei Approximation mit einer hyperbolischen Tangensfunktion

$$F_{r_{KS}} = [\tanh(\chi \cdot v_{rel}) - 1] \cdot F_{r_S} \quad (3.10)$$

Der Hauptvorteil dieses Modells liegt darin, dass ein Körper im Geschwindigkeitsbereich  $v_{rel} \approx 0$  auch bei Kräften unterhalb der Haftreibungskraft eine Kraft erfährt. Es sind auch keine Fallunterscheidungen zu treffen, damit treten auch keine Unstetigkeiten in der Reibcharakteristik über  $v_{rel}$  auf. Es ist aber keine modelltechnische Abbildung von wirklichem Haften möglich und im Haftbereich ist Schlupf möglich.

Bei zu steilen Funktionsgleichungen fällt man wieder auf die Nachteile des Coulombmodells zurück. Der Parameter  $\chi$  geht nicht direkt aus den Eigenschaften des zu simulierenden Systems hervor. Es handelt es sich um eine Größe zur Verstetigung der Kraftgesetze, um numerische Probleme zu umgehen. Es ist vorteilhaft, dass sie physikalisch interpretierbar ist und mit experimentell erworbenen Erfahrungswerten besetzt werden kann.

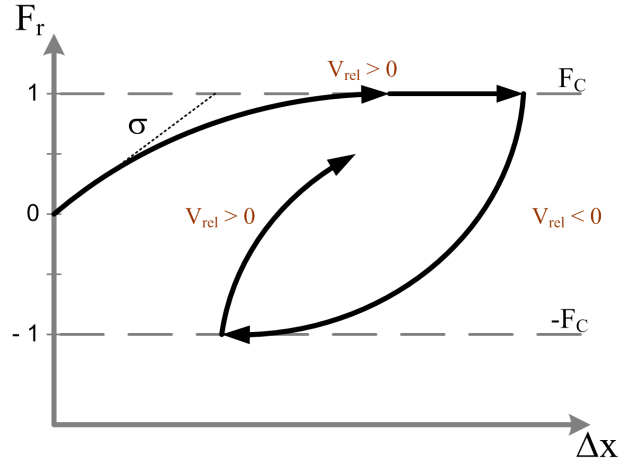
Eine Weiterentwicklung dieses Modells ist ein stetig differenzierbares Modell wie in Abbildung 3.5(b) dargestellt.



**Abbildung 3.5:** Höherwertige Modelle zur Umgehung numerischer Probleme

Auch D. Karnopp entwickelte im Rahmen seiner Untersuchungen zum stick-slip-Effekt eine Vorgehensweise zur Reibkraftbestimmung, um die Nichtlinearitäten im klassischen Coulomb Modell zu umgehen [Kar85]. Für Geschwindigkeiten  $v_{rel} \approx 0$  wurde das Coulombsche Reibmodell um eine Black-Box erweitert, siehe Abbildung 3.5(c). Die Idee dahinter ist, die Haftbedingung auf einen Bereich nicht verschwindender Geschwindigkeiten zu erweitern. Fällt die Gleitgeschwindigkeit unter eine gegebene kleine Grenze, wird Haftreibung angenommen. Da bei jedem Berechnungsschritt eine Fallunterscheidung getroffen werden muss, ist dieses Vorgehen relativ schwer in komplexe Simulationsmodelle zu integrieren.

Das Dahl Modell [Dah76] wurde in den 1970ern entwickelt, um Effekte wie Microslip zusätzlich im Coulomb Modell mit abzubilden. Dabei ging Dahl vom klassischen Spannungs-Dehnungsdiagramm in Abbildung 3.6 zweier Oberflächen in Kontakt aus.



**Abbildung 3.6:** Reibmodell von Dahl

Sein erster Schritt war, die Spannungs-Dehnungs- in eine Kraft-Verschiebungs-Beziehung  $F_{r_D}(x)$  umzuformen. Diese wird in [Dah76] durch die Differentialgleichung

$$\frac{\partial F_{r_D}}{\partial x} = \sigma_0 \cdot \left(1 - \frac{F_r}{\hat{F}_C} \cdot \text{sgn}(v_{xR})\right)^\beta \quad (3.11)$$

beschrieben. Hierbei ist  $x$  die relative Verschiebung,  $v_{xR}$  die relative Geschwindigkeit,  $F_r$  die Reibkraft,  $\hat{F}_C$  die maximale Coulombsche Reibkraft,  $\sigma_0$  die Steifigkeit der Oberflächenspitzen für  $F_r = 0$  und der Parameter  $\beta$  bestimmt die äußere Form der Kraft-Verschiebungs-Beziehung. Mit ansteigendem  $\beta$  wird der Verlauf der Kurven spitzer, in der Literatur wird  $\beta = 1$  verwendet. Für  $|F_{r_D}(0)| < \hat{F}_C$  ist die berechnete Reibkraft  $|F_{r_D}|$ . Es ist wichtig zu bemerken, dass dieses Reibmodell die Reibkraft in Abhängigkeit der Relativverschiebung und der sign-Funktion der Relativgeschwindigkeit ermittelt. Daraus folgt, dass die Reibkraft in der  $F_{r_D}$ - $x$ -Ebene nur von der sign-Funktion und nicht vom Wert der Relativgeschwindigkeit abhängt.

Um ein zeitabhängiges Modell zu erhalten setzt man die Bedingung

$$\frac{\partial F_{r_D}}{\partial t} = \frac{\partial F_{r_D}}{\partial x} \cdot \frac{\partial x}{\partial t} \quad (3.12)$$

in Gleichung 3.11 und erhält für  $\beta = 1$

$$\frac{\partial F_{r_D}}{\partial t} = \sigma_0 \cdot \left(1 - \frac{F_{r_D}}{\hat{F}_C} \cdot \text{sgn}(v_{xR})\right) \cdot v_{xR} = \sigma_0 \left(v_{xR} - \frac{F_{r_D}}{\hat{F}_C} \cdot |v_{xR}|\right). \quad (3.13)$$

In dieser zeitabhängigen Form des Dahl Modells wird die Reibkraft als  $F_{r_D}(v_{xR}, \text{sgn}(v_{xR}))$ -Beziehung berechnet. Ersetzt man  $F_{r_D} = \sigma_0 \cdot \theta$ , ergibt sich

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = v_{xR} - \sigma_0 \cdot \frac{\theta}{\hat{F}_C} \cdot |v_{xR}|. \quad (3.14)$$

Hierbei ist  $\theta$  als eine interne Zustandsgröße zu betrachten, welche die Relativverschiebung der Oberflächenspitzen widerspiegelt. Statische Modelle bilden diese Größe nicht ab und berücksichtigen einzig die makroskopische Verschiebung.

Berechnet man den eingefahrenen Zustand - das System bewegt sich mit konstanter Geschwindigkeit - erkennt man in Gleichung

$$F_{r_D} = \sigma_0 \cdot \theta = \hat{F}_C \cdot \text{sgn}(v_{xR}), \quad (3.15)$$

dass auch hier die Reibkraft durch das Coulombsche Reibmodell berechnet wird. Mit  $\tau(v_{xR}) = \frac{F_C}{\sigma_0 \cdot v_{xR}}$  berechnet man nach [Wal84]

$$\tau(v_{xR}) \cdot \dot{F} + F = \hat{F}_C \cdot \text{sgn}(v_{xR}). \quad (3.16)$$

Das Dahl Modell ist in dieser Form als Coulomb Modell zu erkennen, welches durch einen geschwindigkeitsabhängigen Summanden erweitert wurde. Im eingefahrenen Zustand finden keine zeitlichen Veränderungen im Reibkraftverlauf statt - fällt dieser Summand weg wird die Reibkraft durch das Coulombsche Reibmodell berechnet. Aus makroskopischer Sicht bildet dieses Modell Coulomb-Reibung ab, aber bei sinkender Amplitude werden auch Effekte auf mikroskopischer Ebene erfasst.

### 3.3 Analytische Kontaktmodelle für einen Stößelantrieb

Ziel dieser Betrachtung ist es, analytisch das Motorverhalten durch konsequente Anwendung der Coulombschen Reibmodells zu ermitteln und die Leistungsgrenzen eines piezoelektrischen Mikrostoßantriebs zu berechnen.

#### 3.3.1 Coulomb Reibung mit Punktkontakt

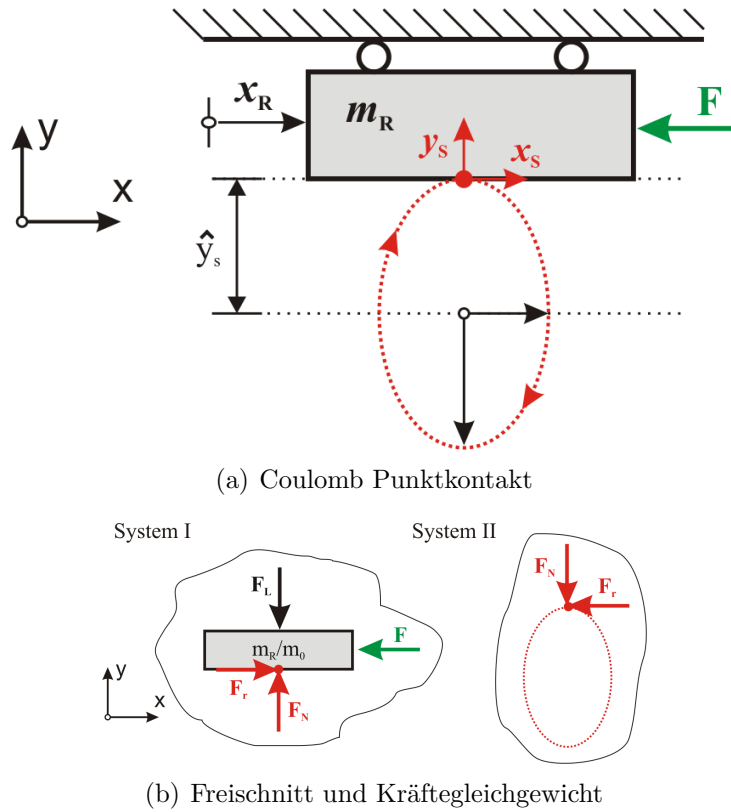
Bei der einfachsten Modellbildung geht man von einem Punktkontakt zwischen einem steifen Stator und steifen Schlitten aus, siehe 3.7(a). In diesem Modell treibt der Stator den Schlitten nur im Maximum seiner Bewegungsellipse an.

An dieser Stelle hat der Kontaktpunkt des Stators seine maximale Vortriebsgeschwindigkeit, mit der sich im stationären Zustand auch der angetriebene Schlitten bewegt.

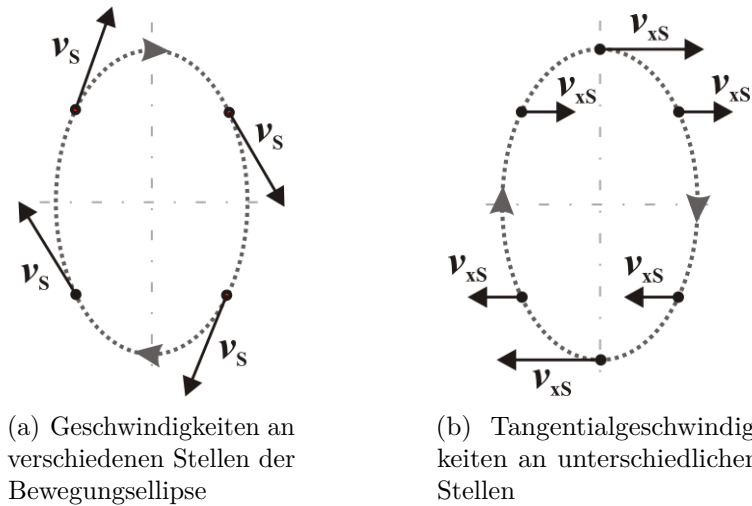
Die Auslenkungen der Bewegungsellipse können mathematisch durch

$$x_S = \hat{x}_S \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (3.17)$$

$$y_S = \hat{y}_S \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (3.18)$$



**Abbildung 3.7:** Modellbildung Punktkontakt zwischen einem starren Stator und starren Schlitten



**Abbildung 3.8:** Geschwindigkeitsverteilung der Stoßelspitze an verschiedenen Stellen einer Bewegungsellipse

mit  $\frac{x_s^2}{\hat{x}_s^2} + \frac{y_s^2}{\hat{y}_s^2} = 1$  beschrieben werden. Durch Ableiten von  $x$  und  $y$  nach der Zeit kann man das Geschwindigkeitsprofil für eine Schwingperiode darstellen, siehe exemplarisch Abbildung 3.8.

Die tangentielle Geschwindigkeitskomponente des Antriebsstoßels beträgt

$$v_{xS} = \hat{x}_S \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t). \quad (3.19)$$

Bei Annahme der Kraftübertragung im Scheitelpunkt der Bewegungsellipse ist die maximale Stoßelgeschwindigkeit  $\hat{v}_{xS}$  gleich der maximalen Antriebsgeschwindigkeit  $\hat{v}_{xR}$  im gesamten Lastbereich, siehe Abbildung 3.7(a).

$$\hat{v}_{xR} = \hat{v}_{xS} = \hat{x}_S \cdot \omega. \quad (3.20)$$

Nach dem Reibkraftgesetz von Coulomb mit Haftung, siehe Abbildung 3.4(d) auf Seite 39, wirken bei Haften bzw. Gleiten die Kräfte

$$F < \mu_H \cdot F_N \quad v_{rel} = 0 \quad (3.21)$$

$$F = \mu_G \cdot F_N \quad v_{rel} \neq 0. \quad (3.22)$$

Die maximal erreichbare mechanische Leistung wird mit

$$P_{mech} = F \cdot v_{xR} \quad (3.23)$$

zu

$$\hat{P}_{mech} = \hat{F} \cdot \hat{v}_x = \hat{F}_r \cdot \hat{v}_{xR} = \mu_G \cdot F_N \cdot \hat{v}_{xR} \quad (3.24)$$

berechnet.

Die mechanische Leistung steigt proportional zur Normalkraft, bis zum Punkt des Durchrutschens, siehe Abbildung 3.9(b). Die mechanischen Verluste, entstehen durch Schlupf zwischen Stator und Schlitten und werden in der Kontaktzone in Wärme umgewandelt.

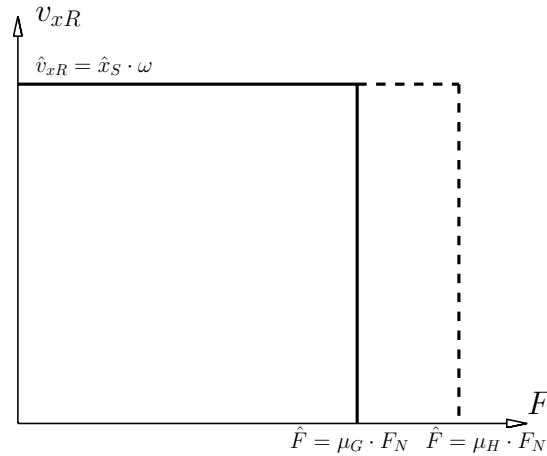
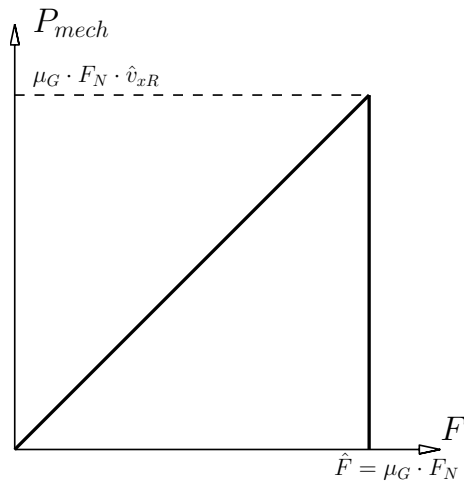
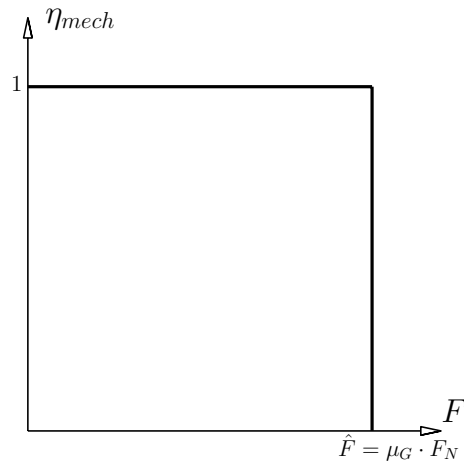
$$P_{Schlupf} = F_r \cdot (v_{xS} - v_{xR}) \quad (3.25)$$

In dieser Betrachtung gerät der Stoßel nur bei seiner maximalen Tangentialgeschwindigkeit mit dem Schlitten in Kontakt, es gilt  $v_{xS} = \hat{v}_{xR}$ . Der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_{mech} = \frac{P_{mech}}{P_{in}}$  ergibt sich zu

$$\eta_{mech} = \frac{P_{mech}}{P_{Schlupf} + P_{mech}} = \frac{v_{xR}}{\hat{v}_{xR}}. \quad (3.26)$$

Da in diesem Modell Haften mit  $v_{xR} = \hat{v}_{xR}$  herrscht, würde man mit dem Modell des Punktkontakts bei Coulombscher Reibung im Bereich bis zum Durchrutschen einen perfekt effizienten Motor erzielen, siehe Abbildung 3.9(c).

Der Verlauf der Leerlaufgeschwindigkeit ist in diesem Modell unabhängig zu der Anpresskraft  $F_N$ , somit bleibt die Leerlaufgeschwindigkeit bei steigenden Anpresskräften konstant,

(a) Schlittengeschwindigkeit *vs.* Vortriebskraft(b) Mechanische Leistung *vs.* Vortriebskraft(c) Wirkungsgrad *vs.* Vortriebskraft

**Abbildung 3.9:** Unterschiedliche Motorkenngrößen *vs.* Vortriebskraft für Punktkontakt zwischen Stoßel und Antriebsschlitten mit Coulombscher Reibung

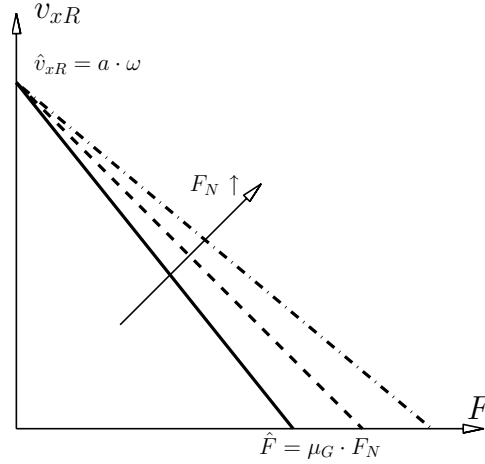
siehe Abbildung 3.9(a). Die Blockierkraft steigt linear mit wachsender Anpresskraft an (Abbildung 3.10).

Hier wird, neben den im gesamten Leistungsbereich geltenden Wirkungsgrad von 1, ein weiterer Schwachpunkt dieses Modells deutlich, da man anscheinend die Blockierkraft mit anwachsender Anpresskraft bis ins unendliche steigern könnte. Dies ist in der Realität nicht der Fall, da bei zu großen Normalkräften sich die Kontaktpartner plastisch verformen würden und man die Annahme des Punktkontakts nicht aufrechterhalten könnte.

### 3.3.2 Viskose Reibung mit Punktkontakt

Beim Modell der viskosen Reibung wird davon ausgegangen, dass die Reibkraft mit steigender Scherrate bzw. steigender Relativgeschwindigkeit zunimmt.





**Abbildung 3.10:** Motorkennlinien bei unterschiedlichen Anpresskräften für Coulomb-Reibung mit Punktkontakt zwischen Stoßel und Antriebsschlitten

Dieses Verhalten wird durch die in Abbildung 3.4(c) auf Seite 39 abgebildete Reibkraftcharakteristik beschrieben

$$F_r = b \cdot (v_{xS} - v_{xR}) \cdot F_N, \quad b \neq 0. \quad (3.27)$$

Im Fall des Punktkontakts, bei der der Stator den Schlitten nur im Scheitel seiner Bewegungsellipse antreibt, ergibt sich auch in diesem betrachteten Fall eine Leerlaufgeschwindigkeit von

$$\hat{v}_R = v_{xS} = \hat{v}_{xR} = \hat{x}_S \cdot \omega. \quad (3.28)$$

Ausgehend von diesen Betriebspunkt im  $F_r$ - $v$ -Diagramm kann der Kennlinienverlauf nach Gleichung 3.5 auf Seite 38 mit

$$v_{xR} = \hat{v}_{xR} - \frac{F}{b \cdot F_N} \quad (3.29)$$

angegeben werden. Die Blockierkraft  $\hat{F}_x$  berechnet sich bei  $v_{xR} = 0$  zu

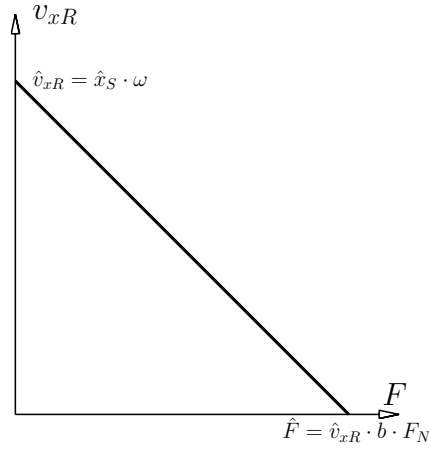
$$\hat{F} = \hat{v}_{xR} \cdot b \cdot F_N, \quad (3.30)$$

siehe x-Achsenschnittpunkt in Abbildung 3.11(a).

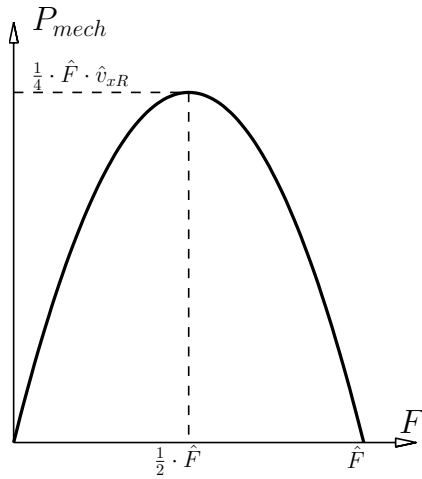
Die Berechnung der mechanischen Leistung mit Gleichung (3.23) ergibt im  $P_{mech}$ - $F$ -Diagramm nach Einsetzen von Gleichung (3.29)

$$P_{mech} = -F_T^2 \cdot \frac{1}{b \cdot F_N} + F_T \cdot \hat{v}_T. \quad (3.31)$$

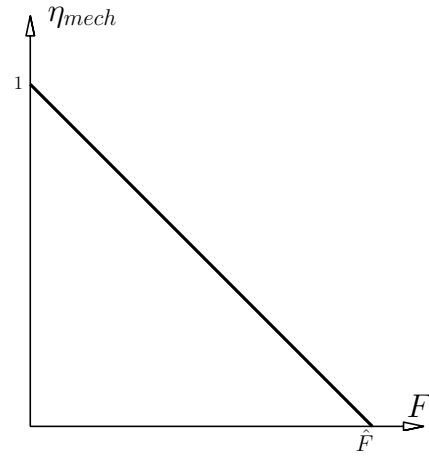
Es handelt sich um eine umgedrehte Parabel mit den Nullstellen  $F_{0,1} = 0$  und  $F_{0,2} = \hat{v}_{xR} \cdot b \cdot F_N = \hat{F}$ .



(a) Schlittengeschwindigkeit *vs.* Vortriebskraft



(b) Mechanische Leistung *vs.* Vortriebskraft



(c) Wirkungsgrad *vs.* Vortriebskraft

**Abbildung 3.11:** Unterschiedliche Motorkenngrößen *vs.* Vortriebskraft für viskose Reibung und Punktkontakt zwischen Stoßel und Antriebsschlitten

Die maximale mechanische Leistung  $\hat{P}_{mech} = \frac{1}{4} \cdot \hat{F} \cdot \hat{v}_{xR}$  wird an der Stelle  $F = \frac{1}{2} \cdot \hat{F}$  erreicht (siehe Abbildung 3.11(c)).

Der Wirkungsgrad wird mittels der Gleichungen (3.23), (3.25), (3.26), (3.29) analog zur Berechnung in Kapitel 3.3.1 auf Seite 43 bestimmt.

$$\eta_{mech} = 1 - \frac{F_T}{\hat{F}_T} \quad (3.32)$$

Der Wirkungsgrad fällt linear von 1 im Punkt  $F = 0$  mit wachsender Vorschubkraft bis  $\eta_{mech} = 0$  bei  $F = \hat{F}$  ab.

Auch bei diesem Modellansatz ist die Blockierkraft  $\hat{F}$  proportional zur Anpresskraft. Die Leerlaufgeschwindigkeit ist unabhängig von der Anpresskraft  $F_N$  und bleibt bei steigenden Anpresskräften konstant, siehe Abbildung 3.10.

### 3.3.3 Coulomb- und viskose Reibung kombiniert mit Punktkontakt

Bei Kombination des Coulombschen Reibkraftmodells mit der viskosen Reibung ergibt sich ein Motormodell bei dem die Vorschubkraft  $F_T$  ausgehend von der Haftkraft proportional zur Relativgeschwindigkeit der beiden Kontaktpartner ist. In diesem Fall gilt die  $F_r$ - $v$ -Beziehung

$$F_r = F_N \cdot \mu_G + b \cdot (v_{xS} - v_{xR}) \quad , \quad b \neq 0 \quad (3.33)$$

Der Sonderfall  $b = 0$  führt zur Betrachtung und den Ergebnissen zur Coulomb Reibung mit Punktkontakt aus Kapitel 3.3.1 auf Seite 43.

Auch in dieser Herleitung wird ein Punktkontakt zwischen Antriebsstößel und Schlitten angenommen. Der Stator treibt den Schlitten nur im Scheitelpunkt seiner Bewegungsellipse an. Daraus ergibt sich eine Leerlaufgeschwindigkeit von

$$\hat{v}_{xS} = \hat{v}_{xR} = \hat{x}_S \cdot \omega. \quad (3.34)$$

Der Kennlinienverlauf im F-v-Diagramm kann nach 3.33 mit

$$v_{xR} = \hat{v}_{xR} - \frac{F}{b} + \frac{F_N \cdot \mu_G}{b} \quad (3.35)$$

angegeben werden. Die Blockierkraft  $\hat{F}$  berechnet sich mit  $v_{xR} = 0$  zu

$$\hat{F}_T = \hat{v}_{xR} \cdot b + F_N \cdot \mu_G \quad (3.36)$$

wie in Abbildung 3.12(a) dargestellt ist.

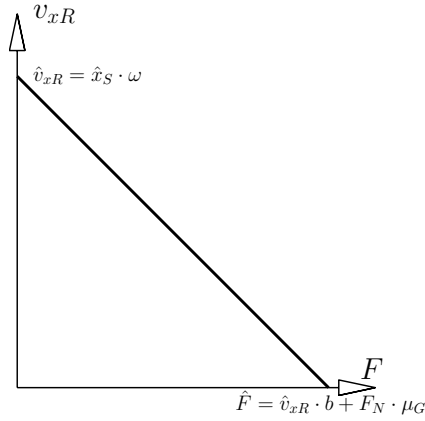
Die Berechnung des Verlaufs der mechanischen Leistung mit Gleichung (3.23) stellt im  $P_{mech}$ - $F$ -Diagramm nach Einsetzen der Beziehung (3.35)

$$P_{mech} = -\frac{F^2}{b} + F \cdot \left( \hat{v}_{xR} + \frac{F_N \cdot \mu_G}{b} \right) \quad (3.37)$$

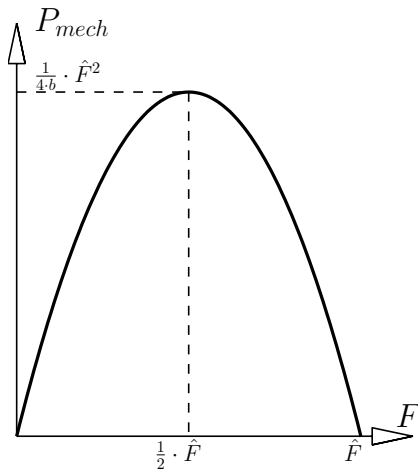
eine umgedrehte Parabel dar. Die Nullstellen sind  $F_{0,1} = 0$  und  $F_{0,2} = \hat{v}_{xR} \cdot b + F_N \cdot \mu_G = \hat{F}$ . Mit  $\frac{\delta P_{mech}}{\delta F}$  berechnet man an der Stelle  $F = \frac{1}{2} \cdot (\hat{v}_{xR} \cdot b + F_N \cdot \mu_G) = \frac{1}{2} \cdot \hat{F}$  das Maximum  $\hat{P}_{mech} = \frac{1}{4b} \cdot \hat{F}^2$ , siehe Abbildung 3.12(b).

Der mechanische Wirkungsgrad  $\eta_{mech}$  wird analog zur Berechnung in Kapitel 3.3.2 bestimmt.

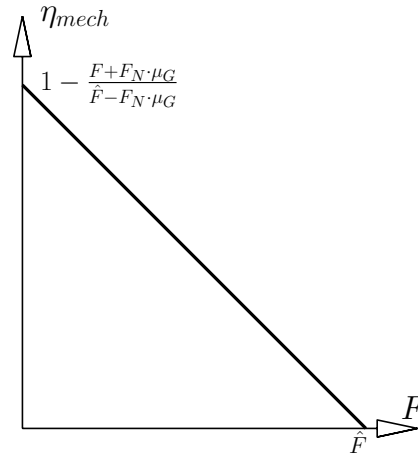
$$\eta_{mech} = 1 - \frac{F + F_N \cdot \mu_G}{\hat{F} - F_N \cdot \mu_G} = 1 - \frac{F + F_N \cdot \mu_G}{\hat{v}_{xR} \cdot b} \quad (3.38)$$



(a) Schlittengeschwindigkeit *vs.* Vortriebskraft



(b) Mechanische Leistung *vs.* Vortriebskraft



(c) Wirkungsgrad *vs.* Vortriebskraft

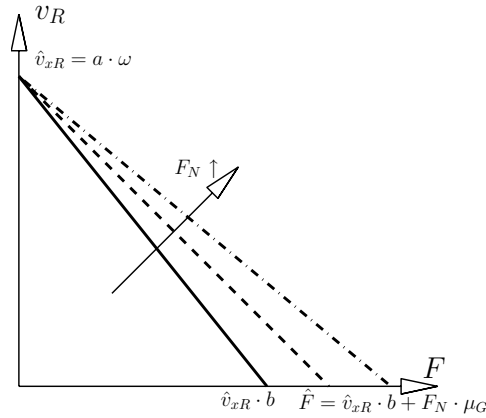
**Abbildung 3.12:** Motorkenngrößen *vs.* Vortriebskraft für ein Kontaktmodell Coulomb-Reibung kombiniert mit viskoser Reibung und Punktkontakt zwischen Stößel und Antriebsschlitten

Auch bei dieser Modellvorstellung fällt der Wirkungsgrad linear von 1 mit wachsender Vorschubkraft  $F$  bis  $F = \hat{F}$  ab. Der Verlauf der Leerlaufgeschwindigkeit ist unabhängig von der Anpresskraft  $F_N$  (Abbildung 3.13) und bleibt bei steigenden Anpresskräften konstant. Die Blockierkraft  $\hat{F}$  steigt ausgehend vom Wert  $\hat{v}_{xR} \cdot b$  proportional zu  $F_N$  an.

$$\hat{F} = \hat{v}_{xR} \cdot b + F_N \cdot \mu_G \quad (3.39)$$

### 3.3.4 Elastische Kontaktschicht

In diesem Abschnitt wird die Kontakttheorie für Stoßelantriebe erweitert, in dem die elastischen Eigenschaften der Kontaktpartner berücksichtigt werden. Im Falle eines Stoßkontakts zwischen zwei Körpern werden diese im Kontaktbereich verformt. Die Eindringtiefe hängt



**Abbildung 3.13:** Motorkennlinien bei unterschiedlichen Anpresskräften für Coulomb Reibung kombiniert mit viskoser Reibung bei Punktkontakt zwischen Stoßel und Antriebsschlitten

von der einwirkenden Normalkraft, der jeweiligen Geometrie und Materialverhalten der beiden Grundkörper ab. Bis zu einem bestimmten Verformungsgrad kann dieses Verhalten als elastisch angenommen werden. Bei weiterer Verformung tritt eine plastische Deformation durch die Eindringung auf. Der Fall der plastischen Verformung ist für diese Arbeit nicht relevant. Die betrachteten keramischen Kontaktpartner weisen kein plastisches Verhalten auf und versagen in diesem Kraftbereich mit einem Spröbruch.

Innerhalb einer Kontaktzone kann zwischen zwei Systemzuständen unterschieden werden:

**Haften** Die Grundkörper haben keine Geschwindigkeitskomponente relativ zueinander; die Kontaktkraft in der Kontaktzone besteht aus der wirkenden Normalkraft und tangentialer Haftkraft, die die Haftgrenze nicht überschreitet

**Gleiten** Neben der Normalkraft wirkt die Reibkraft in tangentialer Richtung; die Haftgrenze ist überschritten und beide Grundkörper bewegen sich relativ zueinander

Zur Bestimmung der tangentialen Komponente der Kontaktkräfte wird das Coulombsche Reibmodell verwendet. Bei Annahme einer elastischen Kontaktschicht erzeugen die Stoßelschwingung mit der Schwingungsamplitude  $\hat{y}_s$  und einer makroskopischen Anpresskraft  $\bar{F}_N$  im Kontaktfall eine Verformung der Kontaktschicht in  $y$ -Richtung. Diese Verformung und die damit rückwirkenden Kräfte werden durch ein Feder-Massesystem abgebildet, siehe Abbildung 3.14.

In Abbildung 3.14(a) ist  $x_R$  der Schlittenweg in  $x$ -Richtung,  $c_R$  die Reibschichtsteifigkeit,  $m_0$  die bewegte Reibschichtmasse,  $m_R$  die zu bewegende Schlittenmasse,  $F$  die Vorschubkraft,  $x_s$  und  $y_s$  die Koordinaten der Stoßelbewegung von der Stoßelnulllage aus,  $y_R$  der Reibschichtweg in  $y$ ,  $h$  der Abstand zwischen Nulllage des Schlittens und des Stoßels und  $\hat{y}_s$  die maximale Amplitude des Stoßels in  $y$ -Richtung.

Für die Herleitung der Bewegungsgleichungen in  $x$ -Richtung wird nur die Masse des Schlittens  $m_R$  betrachtet, da die Reibschichtmasse  $m_0$  im Vergleich zur Schlittenmasse



und für den Antriebsschlitten

$$m_R \cdot \ddot{x}_R = -F + F_r. \quad (3.43)$$

Analog ergeben die Bewegungsgleichungen im Fall (3.41)

$$m_0 \cdot \ddot{y}_R = -c_R \cdot y_R \quad (3.44)$$

$$m_R \cdot \ddot{x}_R = -F \quad (3.45)$$

Bei Annahme einer Kontaktschichtsteifigkeit  $c_R$  ergeben sich die resultierenden Kräfte in Normalenrichtung aus

$$F_N(t) = \begin{cases} 0 & \text{bei } y_R > y_S \\ m_0 \cdot \ddot{y}_S(t) + c_R \cdot (y_S(t) - h) & \text{bei } y_R \leq y_S \end{cases} \quad (3.46)$$

setzt man  $y_S$  und  $\ddot{y}_S$  der Stoßeltrajektorie ein (vgl. Gleichung (3.18))

$$y_S(t) = \hat{y}_S \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (3.47)$$

$$\ddot{y}_S(t) = -\hat{y}_S \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (3.48)$$

erhält man im Kontaktfall

$$F_N(t) = -m_0 \cdot \hat{y}_S \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t) + c_R \cdot (\hat{y}_S \cdot \cos(\omega \cdot t) - h). \quad (3.49)$$

Die über eine Periode gemittelte tangentielle Kontaktkraft wird mit  $T = \frac{2\pi}{\omega}$  aus dem folgenden Integral ermittelt

$$F = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T F_r(t) \cdot dt. \quad (3.50)$$

Nur wenn Stoßel und Schlitten in Kontakt stehen können Kräfte übertragen werden. In der Coulombschen Modellvorstellung ist die tangentielle Reibkraft proportional zur Normalkraft und wirkt entgegengesetzt zur Richtung der momentanen Gleitgeschwindigkeit. Stator und Rotor berühren sich nur bei  $y_R \leq y_S$ . Die tangentielle Geschwindigkeitskomponente des Stator-Referenzpunktes kann mit

$$v_{xS}(t) = \dot{x}_S(t) = \hat{x}_S \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (3.51)$$

berechnet werden (vgl. mit Gleichung (3.17)). Unter Berücksichtigung der Bedingungen

$$v_{xS} > v_{xR} \quad - \text{Antrieb} \quad (3.52)$$

$$v_{xS} < v_{xR} \quad - \text{Bremsen} \quad (3.53)$$

folgt bei Anwendung des Coulombschen Reibmodells

$$F_r(t) = \begin{cases} \mu_G \cdot F_N(t) & \text{bei } y_R \leq y_S \text{ und } v_{xS} > v_{xR} \\ -\mu_G \cdot F_N(t) & \text{bei } y_R \leq y_S \text{ und } v_{xS} < v_{xR} \\ 0 & \text{bei } y_R > y_S \end{cases} \quad (3.54)$$

In den Zeitpunkten  $t_\kappa$  kommen Rotor und Stator in Kontakt bzw. verlieren ihn wieder. Es gilt

$$y_S(t_\kappa) = \hat{y}_S \cdot \cos(\omega \cdot (t_\kappa)) = h + y_R(t_\kappa) \quad (3.55)$$

$y_R$  lässt sich aus der Lösung der Differentialgleichung des Freischnitts von System I berechnen, siehe Gleichung (3.42). Daraus ergeben sich die Zeiten für Kontakteintritt und -austritt für  $\omega \cdot t_\kappa$

$$\omega \cdot t_\kappa = \cos^{-1} \left( \frac{y_R + h}{\hat{y}_S} \right) \quad (3.56)$$

Anhand der Herleitungen in diesem Unterkapitel können die Kontaktkräfte im Kontaktfall  $t_\kappa \leq t \leq \frac{T}{2} - t_\kappa$  mit der folgenden Vorgehensweise ermittelt werden.

1. Berechnung der Kontaktkraftkomponente in Normalenrichtung mit Gleichung (3.46)
2. Ermittlung der Relativgeschwindigkeit mit

$$v_{rel}(t) = \dot{x}_S(t) - v_{xR} = \hat{x}_S \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) - v_{xR}$$

3. Bestimmung der wirkenden Reibkraft im Kontaktfall

$$F_r(t) = \mu \cdot F_N(t) \cdot \text{sgn}(v_{rel}(t))$$

Zu den anderen Zeitpunkten stehen die beiden Reibpartner nicht in Kontakt. In diesem Fall resultiert eine Reibkraft

$$F_r(t) = 0.$$

Hierbei ist anzumerken, dass der Sonderfall  $v_{xS} = v_{xR}$  bzw. der Fall Haften bei Ermittlung der Antriebskraft und -geschwindigkeit einen vernachlässigbaren Einfluss hat, da Rotor



und Stator im Laufe eines Schwingungszyklusses nur an maximal zwei Zeitpunkten die gleiche Geschwindigkeit aufweisen, und daher hier nicht weiter betrachtet wurde.

Die mathematische Umsetzung dieses Vorgehens ist für Computersimulationen sehr rechenintensiv, da man zur Abbildung der Kontaktprozesse im Ultraschallbereich nur bei sehr eng gewählten Iterationsschritten brauchbare Ergebnisse erzielt. Aus diesem Grund wird im folgenden Unterkapitel ein Kontaktmodell hergeleitet, welches dieses Problem umgeht.

### 3.4 Reibverhalten von Mikrostoßantrieben

Schon um 1960 wurde der Einfluss einer überlagerten Schwingung auf den Gleitreibwert zwischen einem Grundkörper und einem hochfrequent oszillierenden Gegenkörper untersucht [PL66; Mit68; HK93; AKS96; LG08]. Jedoch beschränkten sich die Veröffentlichungen zumeist nur auf die Beschreibung des Effekts der Reibkraftminderung durch Ultraschall. Modelltechnische Beschreibungen fehlen oft oder sind nur auf spezielle Systeme anwendbar. Durch strikte Anwendung der Coulombschen Reibgesetze konnte in [Sto03; Lit03; SLWM02] ein Modell zur Reibkraftberechnung unter Ultraschalleinfluss berechnet werden, welches anschließend experimentell validiert wurde. Grundlage der experimentellen Validierung war ein Tribosystem, bei dem sich ein Ultraschallschwinger mit konstanter Geschwindigkeit über eine Führungsschiene bewegt [Mra01b]. Im Rahmen dieser Arbeit wird dieses Phänomen aufgenommen und darauf aufbauend ein relativ einfaches, analytisches Modell des Kontaktprozess für Mikrostoßantriebe entwickelt.

Abbildung 3.15 zeigt das idealisiert angenommene Antriebsprinzip für einen Mikrostoßantrieb. Dieses Modell dient zur Vorhersage der Motorcharakteristiken sowohl von Einzelantrieben als auch von Antriebsverbünden. Eine experimentelle Validierung findet in Kapitel 5 statt.

Ein Antriebsstößel durchläuft mit seinen periodischen Auslenkungen  $x_S$  und  $y_S$  eine elliptische Trajektorie, die zu den Zeitpunkten  $\tau_0$  bzw.  $\tau_1$  in bzw. aus dem Kontakt mit dem starren Antriebsschlitten gerät. Die Kraftübertragung geschieht reibschlüssig mit einem Coulombschen Gleitreibwert  $\mu_G$ . Die Größe  $h$  kennzeichnet den Abstand der Nulllage der Stößelschwingung in Normalenrichtung zum Antriebsschlitten.

Betrachtet man in Abbildung 3.16 die zugehörigen Auslenkungen, Geschwindigkeits- und Kraftverläufe für eine Periode eines Mikrostoßantriebes wird deutlich, dass diese in eine Schwebe- und eine Kontaktphase unterteilt werden können.

Nur während der Kontaktphase ( $\tau_0 \geq t \geq \tau_1$ ) wird die Antriebskraft erzeugt. In der Abhebephase des Stößels kann dieser keine Kraft auf den Schlitten aufbringen. Ziel ist es für die gesamte Periode einen so genannten Mikrostoßreibwert  $\bar{\mu}$  mit

$$\bar{\mu} = f(\mu_{stat}, v_{xR}, \hat{v}_{xS}, \Delta) \quad (3.57)$$

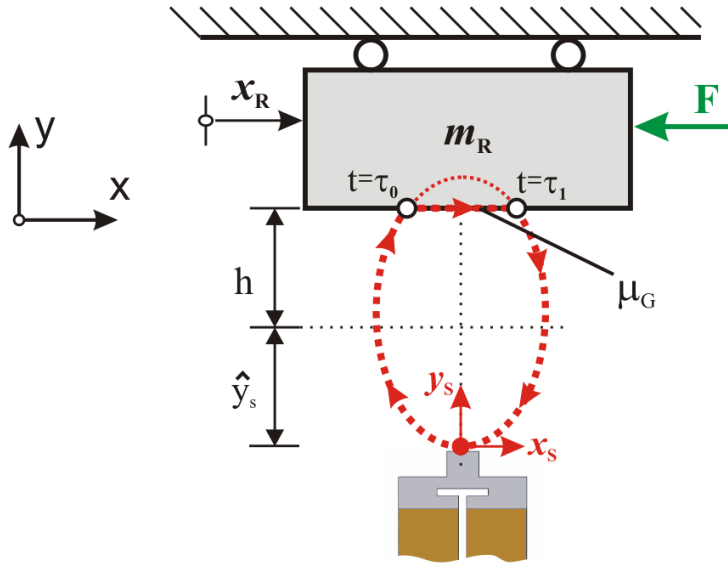
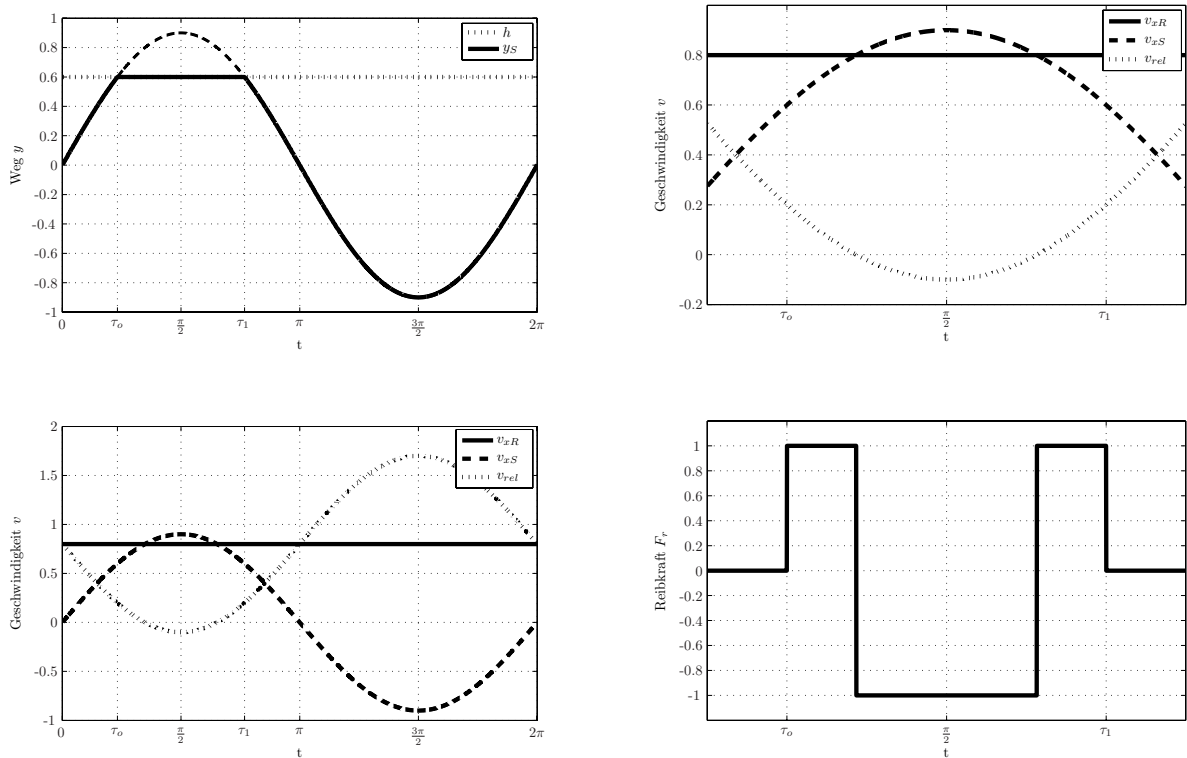


Abbildung 3.15: Idealisiertes Antriebsprinzip eines reibschlüssigen Mikrostoßantriebs.



(a) Auslenkungen und Geschwindigkeitsverlauf

(b) Geschwindigkeitsverlauf und daraus resultierender Kraftverlauf im Kontaktfall (Zeitbereich ausgeschnitten und vergrößert)

Abbildung 3.16: Auslenkungen, Geschwindigkeits- und Kraftverlauf über eine Periode. Der Schlitten bewegt sich mit  $v_{xR}$  ein wenig langsamer als der Stoß.

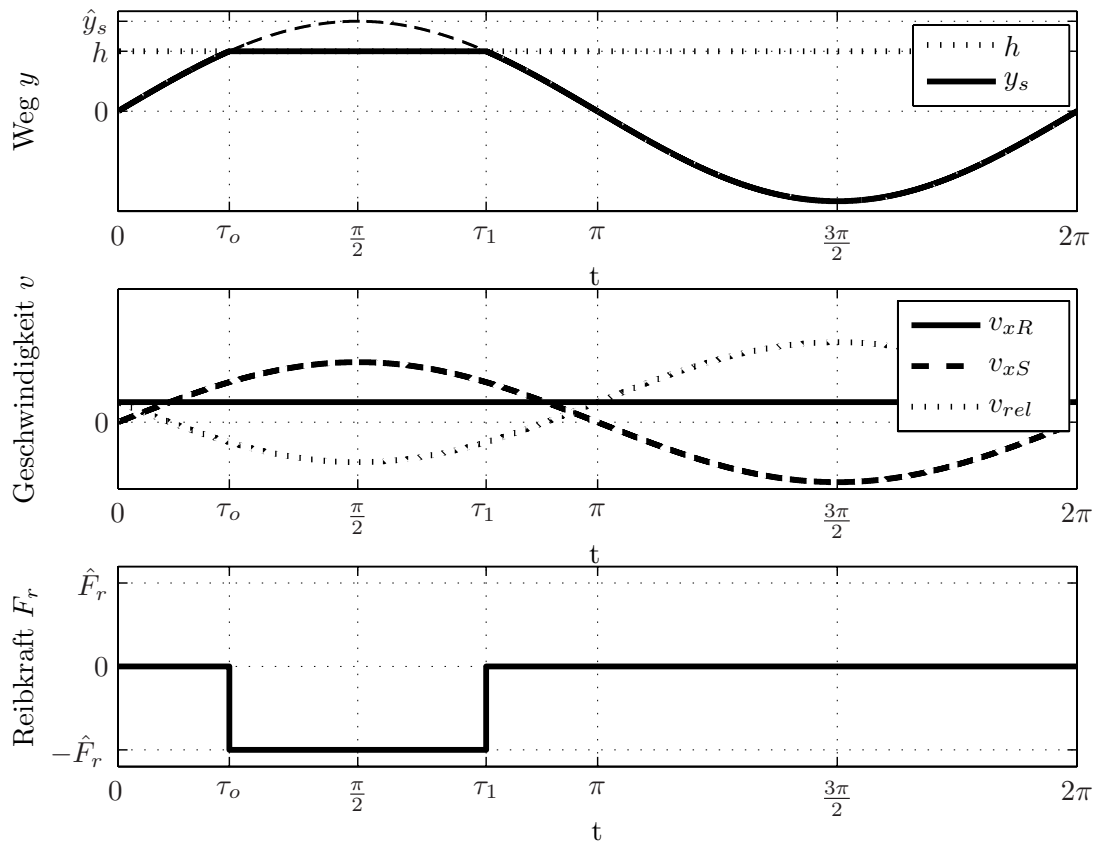
zu ermitteln, der vereinfachte Simulationen ermöglicht. Darin ist  $\mu_{stat}$  der statische Coulombsche Reibwert ohne Ultraschalleinfluss,  $v_{xR}$  die Geschwindigkeit des Antriebsschlittens,

$\hat{v}_{xS}$  die maximale Komponente der Stößelgeschwindigkeit in Antriebsrichtung und  $\Delta$  der Anteil der Kontaktzeit zur gesamten Schwingungsdauer einer Bewegungsellipse.

Zur Herleitung werden zunächst die Abhebe- und Kontaktphase getrennt voneinander betrachtet und anschließend in ein Gesamtmodell zusammengeführt. Im eingeschwungenen Zustand ermöglicht dieser Mikrostoßreibwert es, die bisher aufwendigen Kontaktkraftberechnungen und Fallunterscheidungen für jede Schwingungsperiode zu vermeiden.

Die Relativgeschwindigkeit zwischen Stator und Rotor bestimmt die Richtung der in der Kontaktschicht entstehenden Reibkraft. Ist die Schlittengeschwindigkeit größer als die Stößelgeschwindigkeit in Vorschubrichtung liegt eine bremsende Kraft, im umgekehrten Falle eine antreibende Kraft vor. In Abhängigkeit der Schwingungsamplitude sowie der Stößel- und Schlittengeschwindigkeit können drei Systemzustände unterschieden werden.

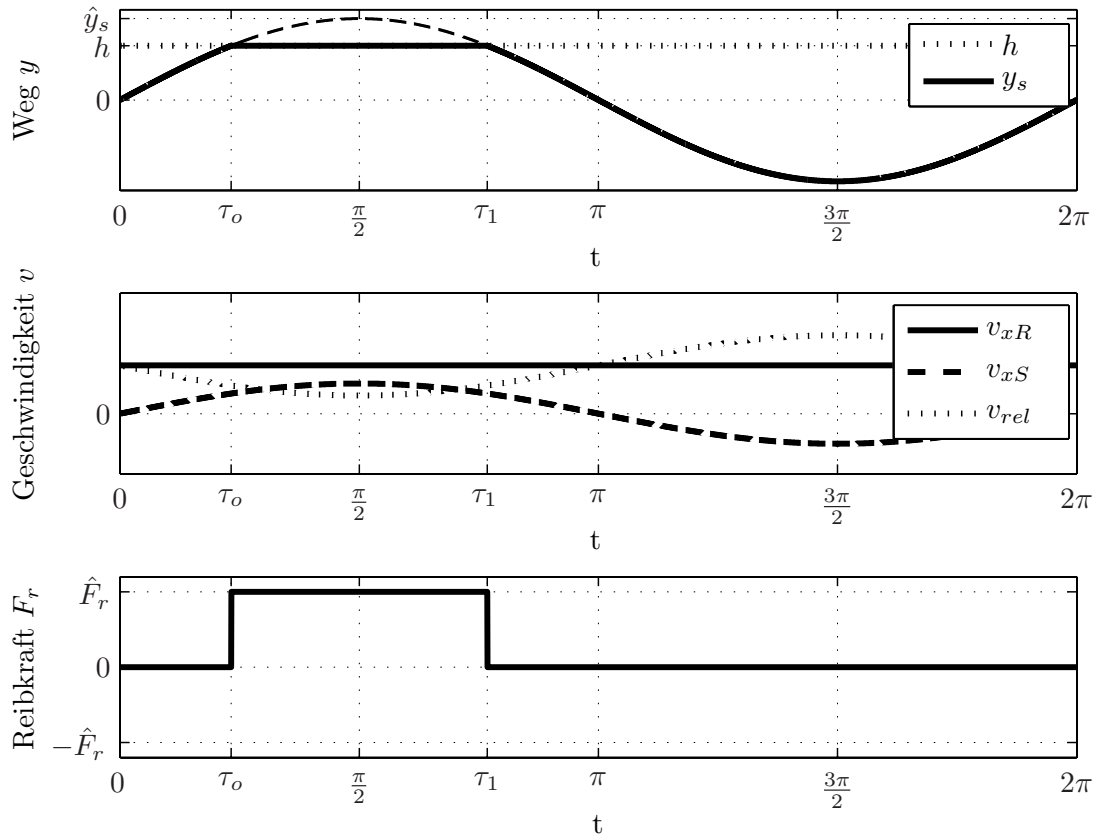
1. Über den gesamten Kontaktzeitraum ist die tangentielle Stößelgeschwindigkeit  $v_{xS}$  größer als die Schlittengeschwindigkeit  $v_{xR}$ . Dabei wird die maximale Vortriebskraft aufgebracht und der Rotor wird beschleunigt (vgl. Abbildung 3.17).



**Abbildung 3.17:** Kurvenverläufe im Fall  $v_{xS} > v_{xR}$  während des gesamten Kontaktzeitraums

2. Die tangentielle Stößelgeschwindigkeit  $v_{xS}$  während der Kontaktzeit ist kleiner als die Schlittengeschwindigkeit  $v_{xR}$ . Der resultierende Kraftverlauf in Abbildung 3.18

zeigt, dass der Antriebsschlitten im gesamten Kontaktintervall mit maximalem Bremsmoment abgebremst wird.

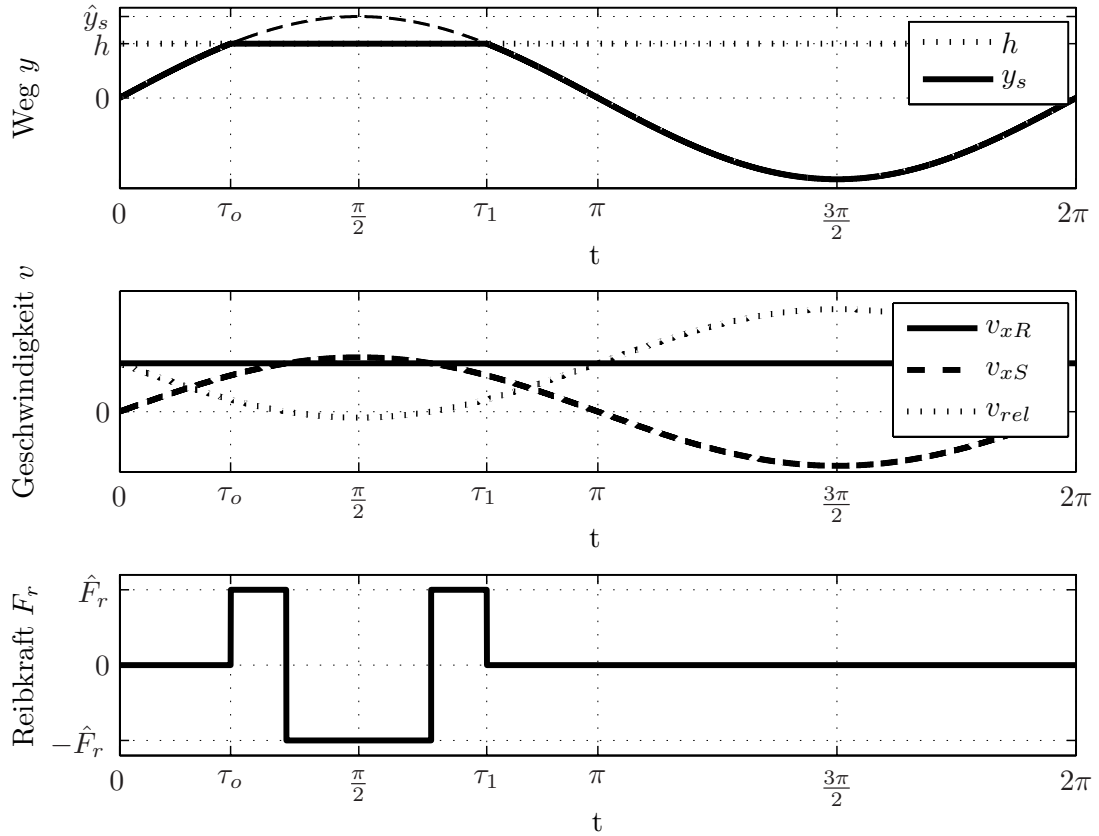


**Abbildung 3.18:** Kurvenverläufe im Fall  $v_{xS} < v_{xR}$  während des gesamten Kontaktzeitraums

- Der dritte Systemzustand ist in Abbildung 3.19 auf der nächsten Seite abgebildet und kann als Überlagerung der ersten beiden Fälle beschrieben werden. Es herrscht überwiegend der Zustand des Gleitens über die gesamte Kontaktzeit. Lediglich zu den Zeitpunkten mit  $v_{rel} = 0$  tritt Haften auf. Die Zeitpunkte  $\tau_0$  (Kontaktbeginn) und  $\tau_1$  (Kontaktende) markieren den Zeitbereich in dem der Schlitten im Wechsel abgebremst und beschleunigt wird. Bei konstanter Schlittengeschwindigkeit  $v_{xR}$  im stationären Zustand muss der über eine Periode integrierte Kraftverlauf gleich Null sein, bzw. die antreibenden und bremsenden Kräfte müssen im Gleichgewicht stehen, wenn keine zusätzlichen äußeren Kräfte auf den Schlitten einwirken.

### 3.4.1 Kraftübertragung während der Kontaktphase

In Abbildung 3.19 auf der nächsten Seite ist unter bestimmten Voraussetzungen während der Kontaktphase ein Vorzeichenwechsel in der Antriebskraft zu erkennen. Dieses Phänomen ist als Reibungsreduktion unter Ultraschalleinwirkung bekannt und wurde schon in [Sto03] theoretisch aufgearbeitet. Zur experimentellen Validierung wurde ein Versuchsstand



**Abbildung 3.19:** Kurvenverläufe im Fall von wechselnden Richtungen der Relativgeschwindigkeit  $v_{xS} \gtrless v_{xR}$  während des Kontaktintervalls

entwickelt, bei dem ein sogenannter Reibschwinger auf einer ruhenden Aluminiumschiene aufliegt und durch eine Antriebskraft  $F$  mit einer konstanten Vorschubgeschwindigkeit geschoben wird.

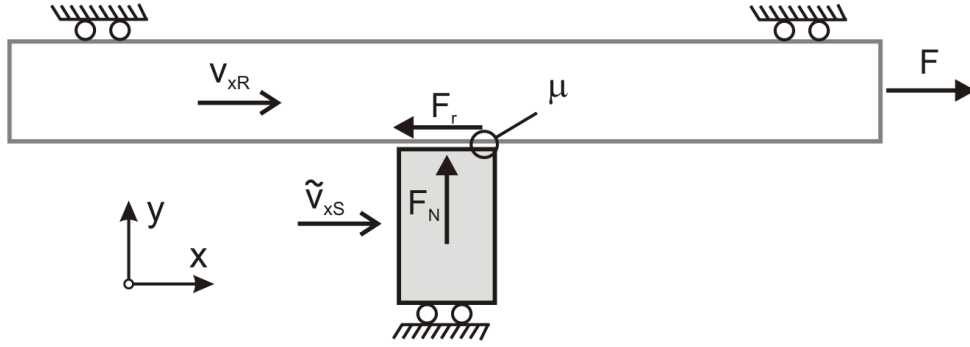
In diesem Teil der Arbeit wird der Einfluss der Reibungsreduktion durch überlagerte Ultraschallschwingungen konkret auf den Mikrostoßkontakt untersucht. Die Ergebnisse werden anschließend auf den Mikrostoßmechanismus übertragen. Bei der Herleitung des theoretischen Modells wird zur Anschauung ein System genutzt, bei dem ein Stößel mit dem Schlitten ständig in Kontakt steht, wobei die Stößelschwingung parallel zur Vorschubrichtung verläuft. In Abbildung 3.20 dargestellten Grundsystem soll der Einfluss der Stößelbewegung im Kontaktfall auf den makroskopisch wirksamen Reibwert untersucht werden.

Ein Körper, der sich unter ständigem Kontakt mit der Geschwindigkeit  $v_{xR}$  relativ zu einer Oberfläche bewegt, erfährt nach Coulomb eine Widerstandskraft. Sie lässt sich mathematisch als

$$F_r = \mu \cdot F_N \cdot \text{sgn}(v_{rel}) \quad (3.58)$$

beschreiben. Die Reibkraft hat den Betrag  $\mu \cdot F_N$  und wirkt der Relativbewegung der beiden Kontaktflächen mit

$$v_{rel} = v_{xR} - \tilde{v}_{xS} \quad (3.59)$$



**Abbildung 3.20:** Tribosystem zur Untersuchung des Einflusses der Stößelbewegung im Kontaktfall auf den makroskopisch wirksamen Reibwert

entgegen. Bewegt sich ein Schlitten mit der Geschwindigkeit  $v_{xR} = konst.$  in Kontakt mit einem Stößel, der sich mit der Geschwindigkeit

$$\tilde{v}_{xS} = \hat{v}_{xS} \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (3.60)$$

hin- und herbewegt, so ergibt sich für die Relativgeschwindigkeit der beiden Körper nach Gleichung (3.59)

$$v_{rel} = v_{xR} - \hat{v}_{xS} \cdot \cos(\omega \cdot t), \quad (3.61)$$

wodurch sich nach Gleichung (3.58) die Reibkraft zwischen beiden Körpern zu

$$F_r = \mu \cdot F_N \cdot \text{sgn}(v_{xR} - \hat{v}_{xS} \cdot \cos(\omega \cdot t)) \quad (3.62)$$

berechnen lässt.

Zur Vereinfachung der weiteren Untersuchungen werden die normierte Zeit

$$\tau = \omega \cdot t \quad (3.63)$$

und die normierte Geschwindigkeit

$$\zeta = \frac{v_{xR}}{\hat{v}_{xS}} \quad (3.64)$$

eingeführt. Daraus erhält man für die Relativgeschwindigkeit  $v_{rel}$  nach Gleichung 3.61

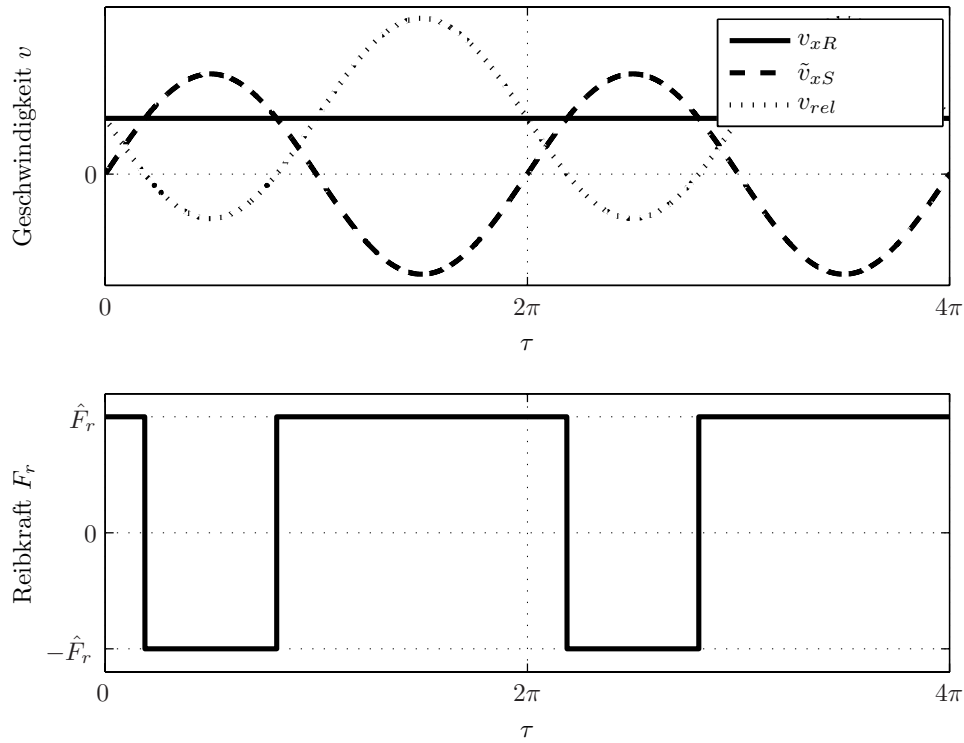
$$v_{rel} = \hat{v}_{xS} \cdot (\zeta - \cos(\tau)). \quad (3.65)$$

Die Reibkraft wird durch diese Vereinfachung in die Form

$$F_r(\zeta) = \mu \cdot F_N \cdot \text{sgn}(\zeta - \cos(\tau)) \quad (3.66)$$

überführt.

Je nach Verhältnis zwischen  $v_{xR}$  und  $\hat{v}_{xS}$  erhält man wechselnde oder schwellende resultierende Relativgeschwindigkeiten. Für  $|\zeta| < 1$  erzielt man unter der Voraussetzung  $v_{xR} = \text{konst.}$  eine periodisch ihre Richtung wechselnde Relativgeschwindigkeit  $v_{rel}$ . In Abbildung 3.21 sind die Relativgeschwindigkeit und die Reibkraft für diesen Fall über der Zeit aufgetragen.



**Abbildung 3.21:** Geschwindigkeits- und Reibkraftverlauf bei Schwingungsüberlagerung

Der periodische Wechsel der Richtung von  $F_r$  zeigt, dass die Reibkraft mal antreibend und mal bremsend auf die Vorwärtsbewegung des Schlittens wirkt. Die Schwingfrequenz des Stößels liegt im Ultraschallbereich in dem üblicherweise Auslenkungen im  $\mu m$ -Bereich, und Schwinggeschwindigkeiten im Bereich der Vorschubgeschwindigkeit auftreten. Da eine harmonische Schwingung als Anregung dient, genügt es, eine Periode zu betrachten. Der Durchschnittswert der in der Periode wirkenden Rückstellkraft lässt sich mit  $T = \frac{2\pi}{\omega}$  durch folgende Formel ermitteln

$$\bar{F}_r = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T F_r(t) \cdot dt = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} F_r(\tau) \cdot d\tau. \quad (3.67)$$

Nach der Integration und Einsetzen der Grenzen ergibt sich für die durchschnittliche Reibkraft

$$\bar{F}_r = (1 - \frac{2}{\pi} \cdot \cos^{-1}(\zeta)) \cdot \mu \cdot F_N = (\frac{2}{\pi} \cdot \sin^{-1}(\zeta)) \cdot \mu \cdot F_N \quad (3.68)$$

für den Bereich  $|v_{xR}| < |\hat{v}_{xS}|$  bzw.  $-1 < \zeta < 1$ .

Ein durchschnittlicher Gleitreibwert im Falle des ständigen Kontakts zwischen Antriebsstößel und -schiene  $\bar{\mu}_K(\zeta)$  lässt sich als

$$\bar{\mu}_K = \frac{\bar{F}_r}{F_N} \quad (3.69)$$

schreiben. Für den Bereich  $|v_{xR}| \geq \hat{v}_{xS}$  bzw.  $\zeta \geq 1$  oder  $\zeta \leq -1$  gilt nach dem Coulombschen Reibmodell

$$\bar{F}_r = F_r = \mu \cdot F_N \quad (3.70)$$

da die Bewegungsrichtung nicht wechselt. Für den durchschnittlichen Gleitreibwert ergibt sich insgesamt

$$\bar{\mu}_K(\zeta) = \begin{cases} \mu & , \text{ für } \zeta \geq 1 \\ \frac{2 \cdot \sin^{-1}(\zeta)}{\pi} & , \text{ für } -1 < \zeta < 1 \\ -\mu & , \text{ für } \zeta \leq -1 \end{cases} \quad (3.71)$$

Normiert man diesen Reibkoeffizienten unter Ultraschalleinfluss auf den statischen Reibwert ohne Ultraschalleinfluss so erhält man den normierten Reibwert  $\bar{\mu}_{N_K}$  mit

$$\bar{\mu}_{N_K} = \frac{\bar{\mu}_K(\zeta)}{\mu} \quad (3.72)$$

Trägt man  $\bar{\mu}_{N_K}$  über  $\zeta$  auf, erhält man den Verlauf in Abbildung 3.22.

Nach dem aufgestellten Modell ist es möglich, durch Überlagerung einer Ultraschallschwingung auf einen gleitenden Körper, die statisch wirkende Reibkraft zu reduzieren. Hierbei handelt es sich aber nicht um eine tatsächliche Reduzierung der wirkenden Reibkräfte, sondern der Effekt ist auf die zeitliche Mittelung der periodischen Reibkräfte bzw. deren Vorzeichenwechsel innerhalb einer Periode zurückzuführen.

Die Abhängigkeit von  $\zeta$  - dem Geschwindigkeitsverhältnis von der Vorschubgeschwindigkeit des Schlittens  $v_{xR}$  zur Schwinggeschwindigkeitsamplitude des Stößels  $\hat{v}_{xS}$  - zum normierten Reibwert  $\bar{\mu}_{N_K}$  ist in Abbildung 3.22 zu erkennen. Eine Beeinflussung des makroskopischen Reibwertes  $\bar{\mu}_{N_K}$  findet in einem Bereich  $|v_{xR}| < |\hat{v}_{xS}|$  bzw.  $-1 < \zeta < 1$  statt. Eine signifikante Verringerung der Reibkräfte wird erreicht, wenn die Schlittengeschwindigkeit  $v_{xS}$  klein im Verhältnis zur Amplitude der tangentialen Stößelschwingung  $\hat{v}_{xS}$  ist. Im Bereich  $\zeta \geq 1$  verhält sich der Stößelschwinger wie im statischen Fall ohne Ultraschalleinfluss. Ist das Geschwindigkeitsverhältnis  $\zeta = 0$  hat der Schwinger keine Bewegung in Vorschubrichtung und der Reibwert  $\bar{\mu}_{N_K}$  ist gleich 0.



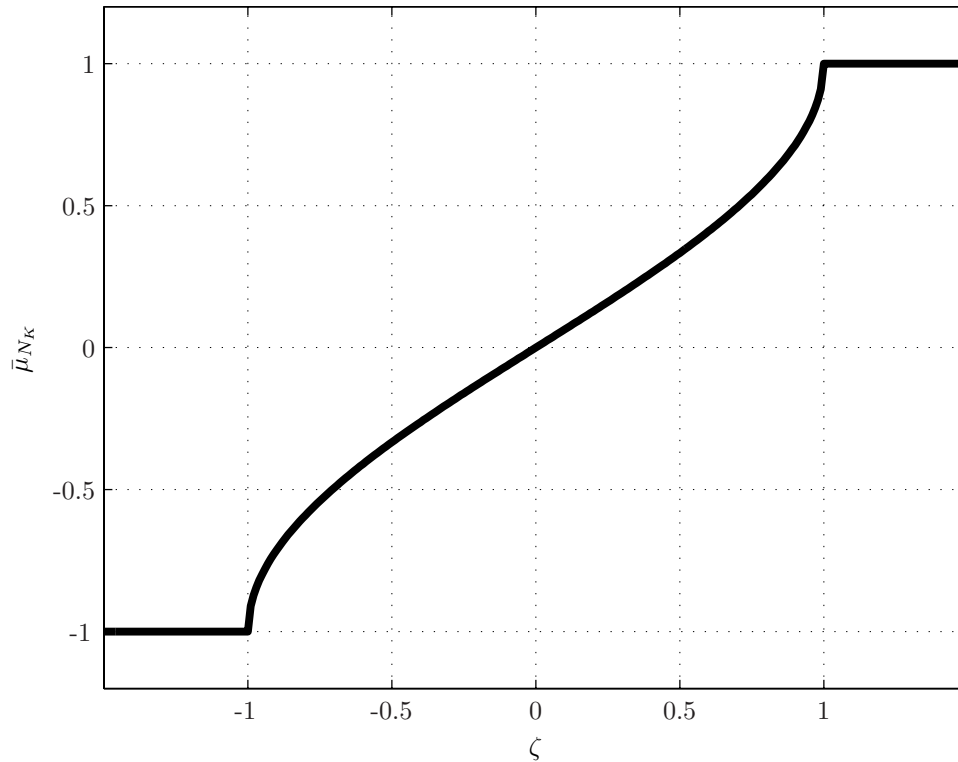


Abbildung 3.22: Normierter Reibkoeffizient  $\bar{\mu}_{N_K}$  vs. Geschwindigkeitsverhältnis  $\zeta$

### 3.4.2 Kraftübertragung während der Abhebephase

Der Mikrostoßmotor steht während einer Phase in der Schwingperiode nicht in Kontakt mit dem Schlitten. Das Verhalten eines angepressten Schwingers der periodisch auf eine Oberfläche stößt wurde in mehreren Veröffentlichungen untersucht [Aki87; ZCLW05]. Die Experimente ergaben mit einem im Ultraschallbereich schwingenden Stößel, der auf eine ruhende Oberfläche angedrückt wurde, einen Anteil der Schwebephase von ungefähr 70 %.

Die Herleitung des Einflusses der Schwebephase auf die Antriebskraft eines Mikrostoßantriebs wird anhand des Ersatzmodells in Abbildung 3.23 durchgeführt.

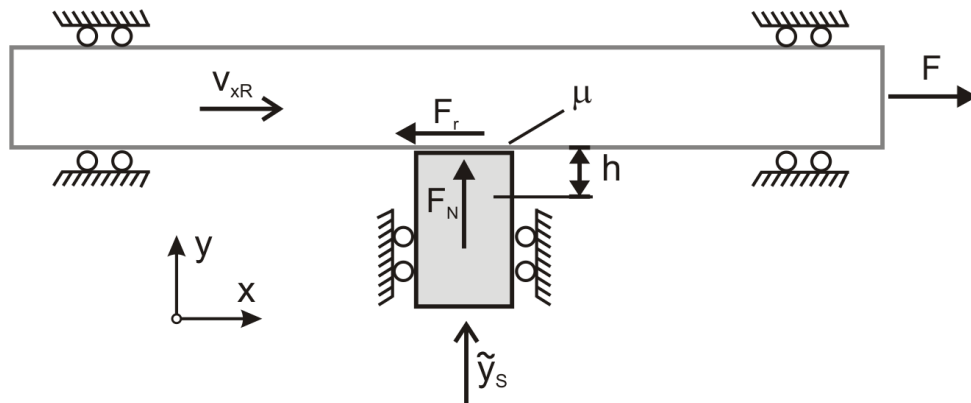


Abbildung 3.23: Modell zur Ermittlung der Kraftübertragung während der Abhebephase

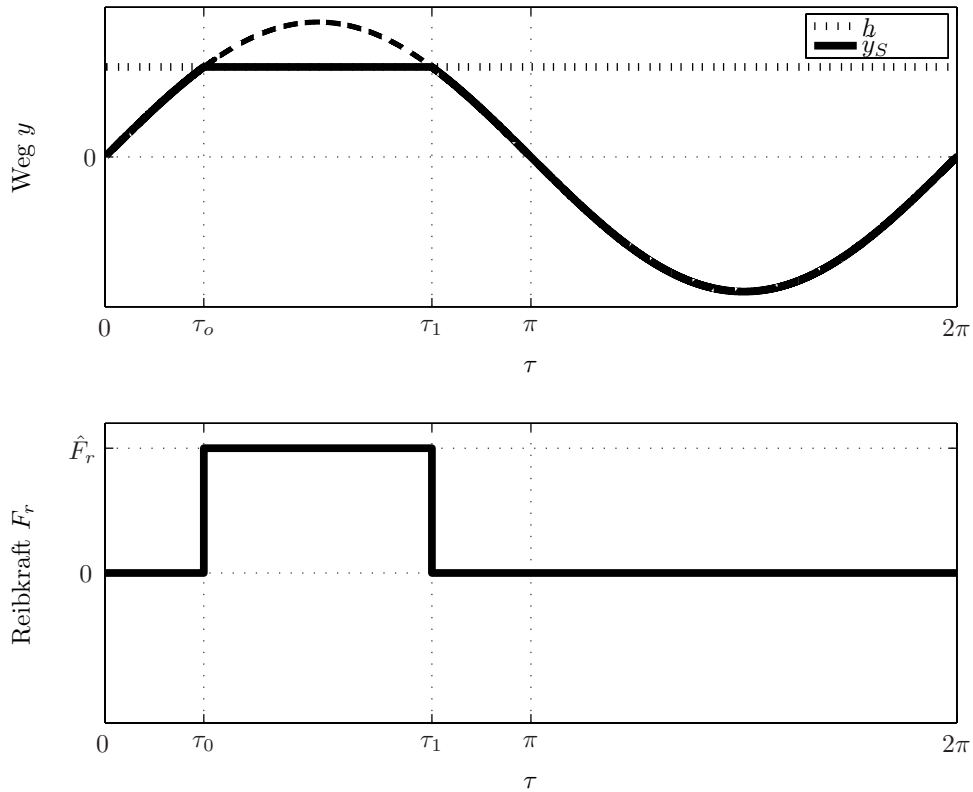
In diesem Modell repräsentiert  $h$  den Abstand zwischen Schlitten und der Nulllage des Stoßels um die er im stationären Zustand in  $y$ -Richtung mit

$$\tilde{y}_S = \hat{y}_S \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (3.73)$$

schwingt. Der Schlitten bewegt sich mit einer konstanten Geschwindigkeit  $v_{xR}$  in  $x$ -Richtung. Ein Körper in Kontakt erfährt nach Coulomb während seiner Kontaktzeit die Reibkraft

$$F_r = \mu \cdot F_N \cdot \text{sgn}(v_{xR}). \quad (3.74)$$

Der periodische Verlauf von Geschwindigkeit und Reibkraft sind in Bild 3.24 dargestellt.



**Abbildung 3.24:** Geschwindigkeits- und Kraftverlauf während der Abhebephase

Der zeitliche Mittelwert der wirkenden Rückstellkraft lässt sich durch Integration

$$\bar{F}_r = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{\tau_0}^{\tau_1} F_r(\tau) \cdot d\tau \quad (3.75)$$

ermitteln.

Nach Einsetzen der Grenzen ergibt sich als durchschnittliche Reibkraft

$$\bar{F}_r = \frac{\tau_1 - \tau_0}{2\pi} \cdot F_r = \Delta \cdot F_r = \Delta \cdot \mu \cdot F_N \quad (3.76)$$

Die Reibkraft verringert sich um den Anteil der Kontaktzeit

$$\Delta = \frac{\tau_1 - \tau_0}{2\pi} \quad (3.77)$$

zur Periodendauer.

Die Zeitpunkte von Kontakteintritt  $\tau_0$  und -austritt  $\tau_1$  lassen sich für eine Schwingperiode durch Gleichsetzen von  $h = \tilde{y}_s$

$$h = \hat{y}_S \cdot \sin(\omega \cdot \tau) \quad (3.78)$$

und Auflösen mit  $0 \leq \tau \leq 2\pi$  und  $h < \hat{y}_S$  nach  $\tau$  ermitteln. Hierbei ergeben sich folgende Kontaktzeiten:

$$\tau_{0,1} = \sin^{-1}\left(\frac{h}{\hat{y}_S}\right) \cdot \frac{1}{\omega}. \quad (3.79)$$

Für den durchschnittlichen Reibwert über eine Schwingperiode gilt nach Coulomb

$$\bar{\mu}_S = \frac{\bar{F}_r}{F_N} = \frac{\tau_1 - \tau_0}{2\pi} \cdot \mu = \Delta \cdot \mu. \quad (3.80)$$

Der statische Reibwert wird um den Anteil der Schwebephase zur Schwingungsperiode gemindert. Normiert man diesen Reibkoeffizienten für das untersuchte System mit Abhebephasen auf den statischen Reibwert so erhält man den normierten Reibwert  $\bar{\mu}_{N_S}$  mit

$$\bar{\mu}_{N_S} = \frac{\bar{\mu}_S}{\mu}. \quad (3.81)$$

Trägt man  $\bar{\mu}_{N_S}$  über den Anteil der Kontaktzeit auf, erhält man den Verlauf in Abbildung 3.25.

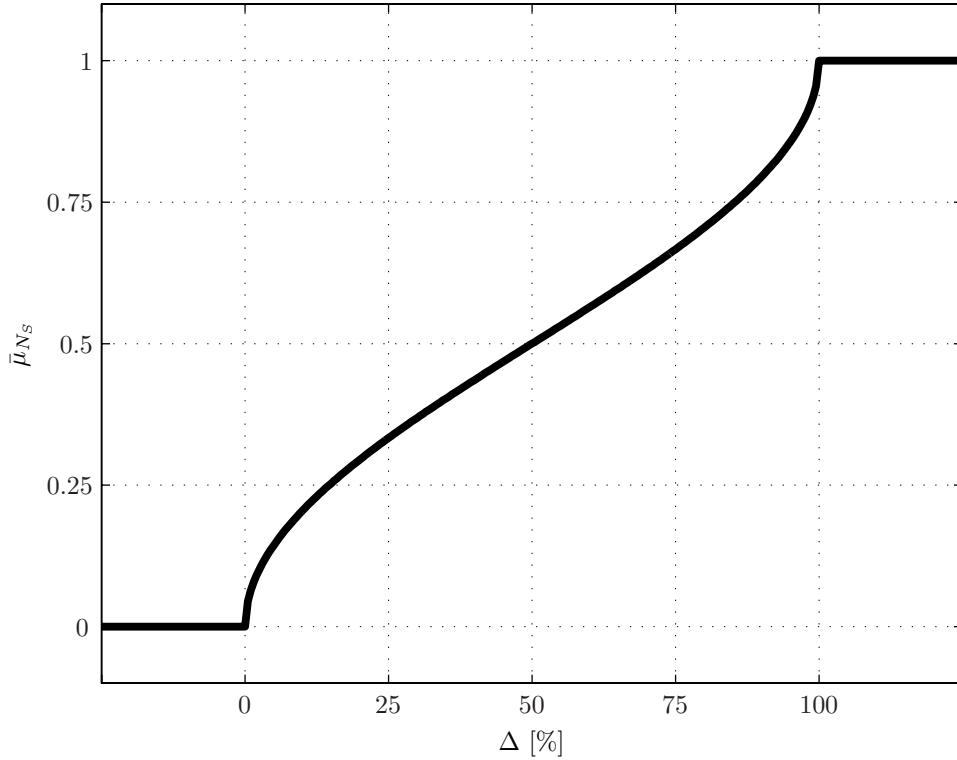
Die Abhängigkeit der Kontaktzeit  $\Delta$  für den Verlauf der makroskopisch wirkenden Reibkräfte aus Abbildung 3.25 ersichtlich. Eine Beeinflussung des makroskopischen Reibwertes  $\bar{\mu}_{N_S}$  findet über den gesamten Bereich  $0 < \Delta < 1$  statt. Bei einer Kontaktzeit  $\Delta = 1$  wirkt einzig die Coulomb-Reibung. Bei ansonsten gleichen Parametern sinken die Antriebskräfte eines Mikrostoßantriebs mit sinkender Kontaktzeit zwischen Stößel und Antriebsschlitten.

### 3.4.3 Kraftübertragung bei Mikrostoßantrieben

**Mikrostoßfaktor bei konstanter Normalkraft** Beim idealisiert angenommenen Antriebssprinzip - siehe Abbildung 3.15 auf Seite 56 - wechseln Kontakt- und Schwebephasen einander periodisch ab. Zur Bestimmung der wirkenden Kontaktkräfte ist es daher ausreichend den Kraftverlauf für eine Schwingperiode zu ermitteln.

Nach Gleichung

$$\bar{F}_r = \frac{1}{2\pi} \cdot \left( \int_0^{\tau_0} F_r(\tau) \cdot d\tau + \int_{\tau_0}^{\tau_1} F_r(\tau) \cdot d\tau + \int_{\tau_1}^{2\pi} F_r(\tau) \cdot d\tau \right) \quad (3.82)$$



**Abbildung 3.25:** Normierter Reibwert  $\bar{\mu}_{Ns}$  vs. Kontaktzeitanteil  $\Delta$

wird die durchschnittliche Reibkraft  $\bar{F}_r$  berechnet, die in der Kontaktzone über eine Schwingperiode wirkt. Diese wird durch zwei Effekte beeinflusst. Zum einen durch das periodische Abheben des Stößels (vgl. Kapitel 3.4.2) zum andern durch die Vorzeichenwechsel der Reibkraft in der Kontaktphase, hervorgerufen durch Richtungsänderungen der Relativgeschwindigkeit zwischen Stößel und Schlitten (vgl. Kapitel 3.4.1). In Gleichung spiegelt der erste Summand die Abhebephase und der zweite Summand die Kontaktphase wider.

$$\bar{F}_r = \frac{1}{2\pi} \cdot \left( \int_0^{\tau_0} F_r(\tau) \cdot d\tau + \int_{\tau_1}^{2\pi} F_r(\tau) \cdot d\tau \right) + \frac{1}{2\pi} \left( \int_{\tau_0}^{\tau_1} F_r(\tau) \cdot d\tau \right) \quad (3.83)$$

Mit  $\bar{F}_r = 0$  während der Abhebephase ergibt sich die durchschnittlich wirkende Reibkraft zu

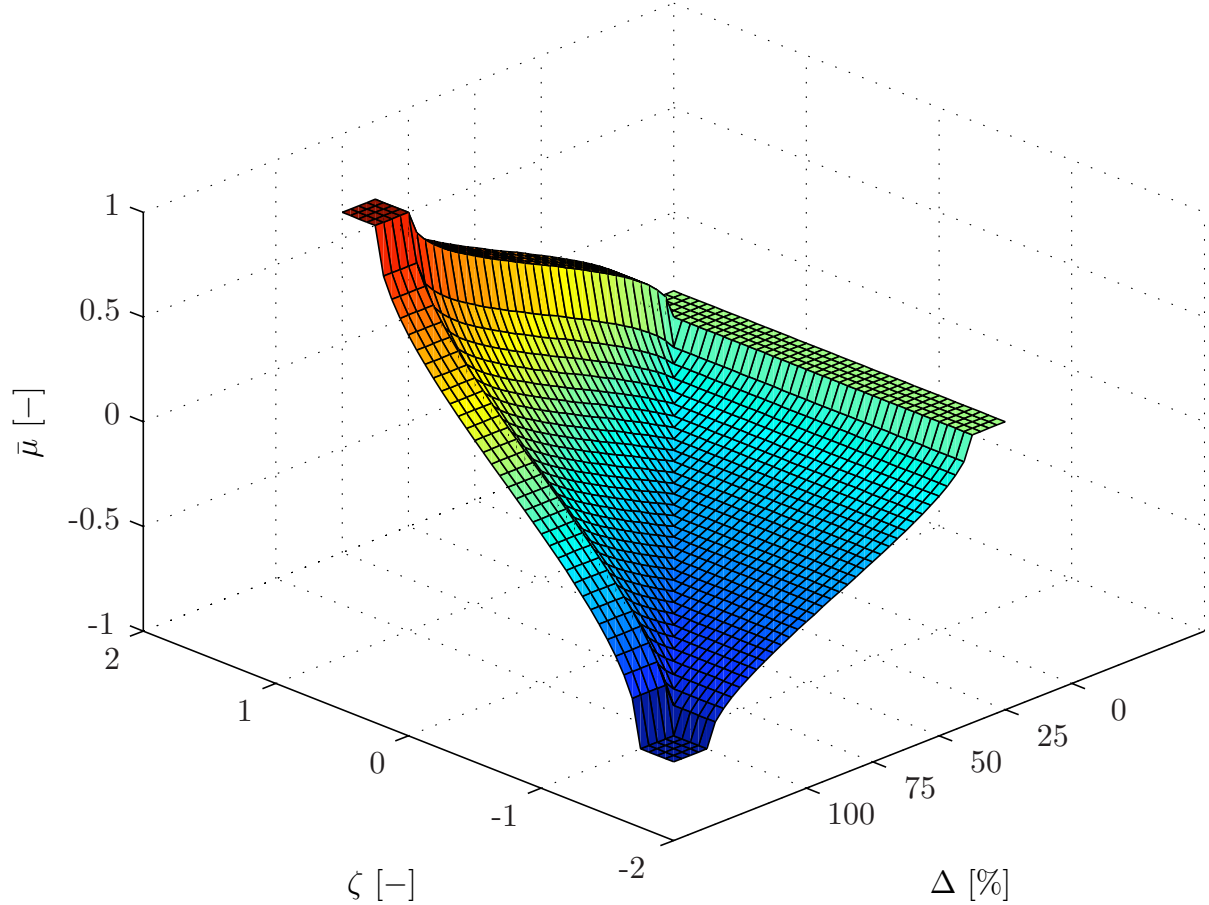
$$\bar{F}_r = \frac{1}{2\pi} \cdot \left( \int_{\tau_0}^{\tau_1} F_r(\tau) \cdot d\tau \right). \quad (3.84)$$

Der Mikrostoßfaktor  $\bar{\mu}$  lässt sich mit

$$\bar{\mu} = \frac{\bar{F}_r}{F_N} \quad (3.85)$$

berechnen.

Eingangsgrößen sind die Relativgeschwindigkeit zwischen Schlitten und Stößel in Tangentialrichtung bzw.  $\zeta$  (vgl. Gleichung (3.64)) und der Kontaktzeitanteil  $\Delta$ , siehe Gleichung (3.77). Ein Plot von  $\bar{\mu}$  über die beiden Parameter zeigt Abbildung 3.26



**Abbildung 3.26:** Mikrostoßreibwert  $\bar{\mu}$  in Abhängigkeit von Kontaktzeitanteil  $\Delta$  und der normierten Geschwindigkeit  $\zeta$

**Mikrostoßfaktor bei elastischer Kontaktschicht** Bei Annahme einer elastischen Steifigkeit der Kontaktschicht in Normalenrichtung muss der Verlauf der Normalkraft während der Kontaktzeit mit berücksichtigt werden [Wac79]. In diesem Fall erweitert sich die Gleichung (3.84) aus vorherigem Abschnitt zu

$$\bar{F}_r = \frac{1}{2\pi} \cdot \left( \int_{\tau_0}^{\tau_1} F_r(\tau, y_S) \cdot d\tau \right). \quad (3.86)$$

Bewegt sich die Stößelspitze gemäß

$$y(\tau) = h + \hat{y} \cdot \sin(\omega\tau) \quad (3.87)$$

ergibt sich mit der Kontaktsteifigkeit  $c_K$  eine Kontaktkraft  $F_{Ky}$  in  $y$ -Richtung

$$F_{Ky}(\tau) = c_K \cdot y(\tau). \quad (3.88)$$

Die zeitlich gemittelte Kontaktkraft  $\bar{F}_K$  über einer Schwingperiode wird durch

$$\bar{F}_{Ky} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{\tau_0}^{\tau_1} (F_K(\tau) \cdot d\tau) \quad (3.89)$$

und daraus folgend

$$\bar{F}_{Ky} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{\tau_0}^{\tau_1} (c_K \cdot (h + \hat{y} \cdot \sin(\omega\tau)) \cdot d\tau) \quad (3.90)$$

$$\bar{F}_{Ky} = \frac{c_K}{2\pi} \cdot \left[ h \cdot \tau - \frac{\hat{y}}{\omega\tau} \cdot \cos(\omega\tau) \right]_{\tau_0}^{\tau_1}$$

$$\bar{F}_{Ky} = \frac{c_K}{2\pi} \cdot \left( \left( h \cdot \tau_1 - \frac{\hat{y}}{\omega\tau_1} \cdot \cos(\omega\tau_1) \right) - \left( h \cdot \tau_0 - \frac{\hat{y}}{\omega\tau_0} \cdot \cos(\omega\tau_0) \right) \right) \quad (3.91)$$

ermittelt. Für die Kontaktkraft  $\bar{F}_{Ky}$  und die statische Anpresskraft  $F_N$  gilt nach den Gleichgewichtsbedingungen

$$\bar{F}_{Ky} = -F_N. \quad (3.92)$$

Aus diesem Zusammenhang erweitert sich der Mikrostoßreibwert zu

$$\bar{\mu}_K = \frac{\bar{F}_r}{\bar{F}_{Ky}}. \quad (3.93)$$

## 3.5 Bewertung und Diskussion

Die analytische Herleitung ermöglicht eine übersichtliche Darstellung der Kontaktprozesse eines Mikrostoßantriebs bzw. deren makroskopische Auswirkungen auf das Antriebsverhalten. Die Beschreibung des Mikrostoßreibwerts  $\bar{\mu}_K$  mit Abhängigkeit der Eindringtiefe des Stößels in die Schlittenreibschicht stellt eine Erweiterung der Überlegungen dar. Die große Herausforderung in der Anwendung wird in der Bestimmung der Kontaktsteifigkeit des Stößel-Schlitten-Systems liegen.

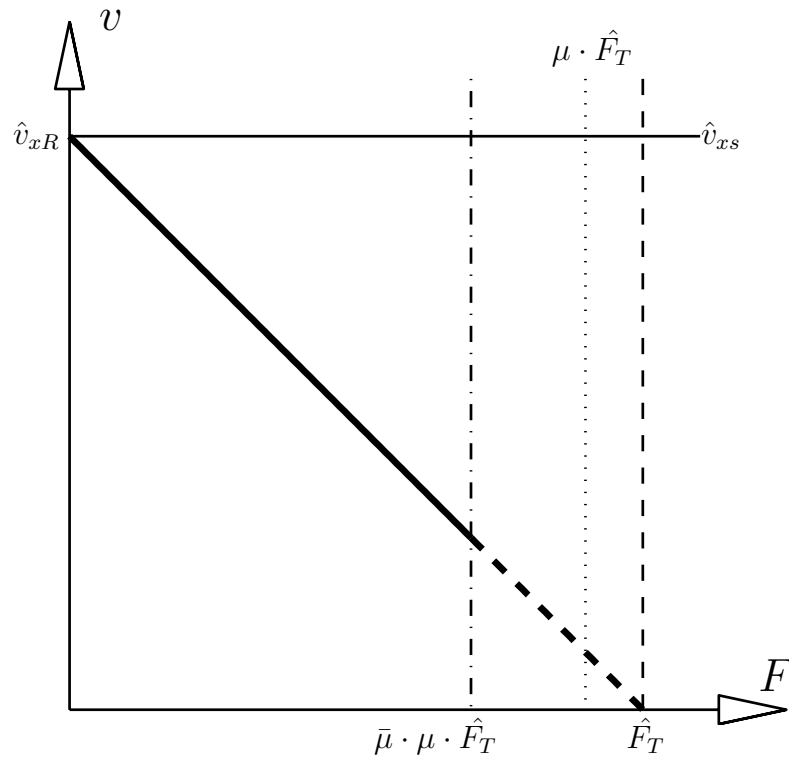
In welchen Maße die Modellvorstellung mit Annahme des Coulombschen Reibmodells mit konstanter Normalkraft auf reale Einzelantriebe im Antriebsverbund bei unterschiedlichen Ansteuerstrategien übertragen werden kann, wird im Kapitel 5 näher untersucht. Um die theoretischen Ergebnisse experimentell validieren zu können, wurden auf einem speziell für diese Fragestellung zum Mikrostoßreibwert konstruierten Versuchsstand Experimente durchgeführt. Zur Bewertung der Ergebnisse werden die berechneten den modellierten Motorkennlinien gegenübergestellt.

Der typische Verlauf des Faktors  $\bar{\mu}$  im Betrieb eines Mikrostoßantriebs verläuft in folgenden Stufen

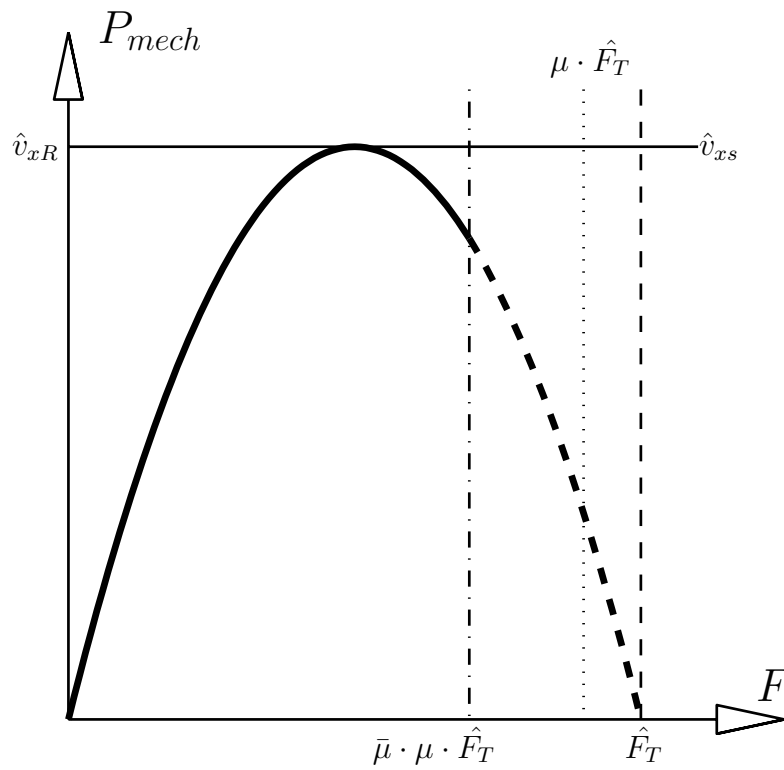
1. System ausgeschaltet: Der Schlitten befindet sich in seiner Ausgangslage ( $v_{xR} = 0$ ) und der Antriebsstößel befindet sich in seiner Ruhelage ( $h = 0$  bzw.  $\tau_1 - \tau_0 = 0$ ) an den Schlitten angepresst. Es gilt  
 $\implies \zeta = 0$  und  $\Delta = 0$
2. Kurz nach Einschaltvorgang (Antrieb): Durch die Massenträgheit des Schlittens bleibt dieser noch in Ruhe ( $v_{xR} = 0$ ), der Stößel beginnt um die Nulllage seiner Schwingung zu oszillieren ( $h > 0$  und  $\hat{y}_S > 0$ ) und seine statische Bewegungstrajektorie aufzubauen.  
 $\implies \zeta = 0$  und  $\Delta > 0$
3. Verlauf in den stationären Zustand (Antrieb): Der Schlitten wird durch die Stößelbewegungen beschleunigt ( $v_{xR} > 0$ ). Die Stößelschwingung hat ihren stationären Zustand erreicht.  
 $\implies \zeta > 0$  und  $\Delta = konst.$
4. Kurz vor Erreichen des stationären Zustands (Antrieb): Der Schlitten wird immer weiter durch die stationäre Stößelschwingung beschleunigt ( $v_{xR}$  steigt weiter an).  
 $\implies \zeta < 1$  und  $\Delta = konst.$
5. Stationärer Zustand (Antrieb und Bremsen): Die Schlittengeschwindigkeit  $v_{xR}$  hat ihren Maximalwert erreicht, bleibt jedoch im Fall  $h \neq 0$  unterhalb von  $\hat{v}_{xS}$ .  
 $\implies \zeta \lesssim 1$  und  $\Delta = konst.$

Aus diesen Überlegungen muss eine Anpassung in der schematischen Darstellung 2.23 auf Seite 30 zur Motorcharakteristik von Mikrostoßantrieben erfolgen.

Zum einen senkt die reibschlüssige Kraftübertragung die maximal übertragbare Kraft um den Faktor des statischen Reibkoeffizienten  $\mu$ , zum anderen wird diese Kraftgrenze weiter um den Mikrostoßreibwert  $\bar{\mu}$  gemindert, siehe Darstellung 3.27. Der Anteil der Kontaktzeit und die Geschwindigkeitsverteilung von Stößel und Antriebsschlitten im Kontaktfall sind signifikante Einflussgrößen auf den Faktor  $\bar{\mu}$ .



(a) Leerlaufgeschwindigkeit und Blockierkraft mit Mikrostoßreibwert



(b) Mechanische Ausgangsleistung mit Mikrostoßreibwert

**Abbildung 3.27:** Aus dem Funktionsprinzip eines reibkraftschlüssigen Mikrostoßantriebs resultierende Leistungsgrenzen mit Mikrostoßreibwert  $\bar{\mu}$



## 4 Modellbildung und -analyse

Die Untersuchung, Modellierung und Regelung eines dynamischen Systems, z. B. eines Mikrostoßmotors, erfordert eine entsprechende Modellbildung. Das Modell muss dabei alle wichtigen physikalischen Effekte nachbilden und gleichzeitig ein Mindestmaß an Überschaubarkeit hinsichtlich der Parameterbeschaffung und der Interpretierbarkeit bieten.

Die rechnerische Ermittlung dynamischer Bewegungen erfolgt im Rahmen dieser Arbeit über die Berechnung von so genannten Mehrkörpersystemen (MKS). Als Mehrkörpersystem wird die Verknüpfung von Einzelkörpern durch geeignete Koppellemente (Gelenke, Federn, Dämpfer, Führungen, Kräfte) bezeichnet. Die MKS-Berechnung erfolgt in der Regel in 3 Schritten:

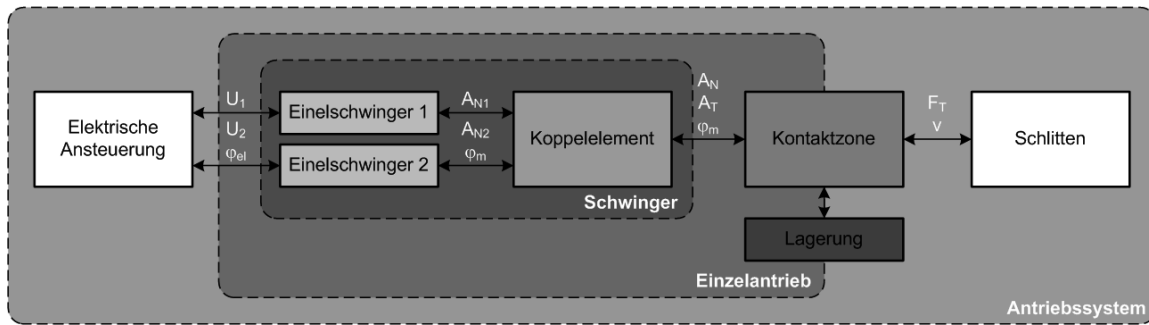
1. Aufstellung des mechanischen Ersatzmodells
2. Generierung des mathematischen Ersatzmodells
3. Berechnung des mathematischen Ersatzmodells

Das gesamte Antriebssystem besteht neben Piezoaktoren und Transformationselementen aus weiteren Komponenten (Ansteuerschaltung des Piezoaktors, Sensorik zur Erfassung der Position), die zu einem Regelkreis zusammengeschaltet sind. Oft genügen Ersatzmodelle mit wenigen Freiheitsgraden, um das dynamische Verhalten piezoelektrischer Elemente ausreichend genau zu beschreiben. Diese Modelle können im Gegensatz zu den meist aufwendigeren FEM-Modellen recht einfach in übergeordnete Modelle wie z. B. das Gesamtmodell eines piezoelektrischen Motors inklusive elektrischer Ansteuerung integriert werden.

### 4.1 Einzelantrieb

Die in dieser Arbeit untersuchten Einzelantriebe setzen sich aus unterschiedlichen Funktionskomponenten zusammen. Schematisch ist dieser Aufbau in Abbildung 4.1 dargestellt.

Die *elektrische Ansteuerung* bezeichnet das Obersystem für alle zum Betrieb notwendigen Komponenten zur Regelung, elektrischen Leistungsbereitstellung und Signalerzeugung. Das elektrisch versorgte Schwingsystem erzeugt die Bewegung an der Stößelspitze und besteht aus den Komponenten Einzelschwinger und Koppellement. Die *Einzelschwinger* sind mittels dem Koppellement fest verbunden und erzeugen aus einem elektrischen Ansteuersignal



**Abbildung 4.1:** Begriffsdefinitionen zu dem untersuchten System

eine Longitudinalschwingung. Das *Koppelement* dient sowohl als Verbindungselement als auch als Schwingungswandler. Es transformiert bei geeigneter Ansteuerung die Longitudinalschwingungen der beiden Einzelschwinger zu einer ellipsenförmigen Bewegung. Der Einzelantrieb ist das Antriebskraft erzeugende Element im Gesamtsystem. Er ist ortsfest gelagert und umfasst das Schwingensystem und den antriebsseitigen Teil der Kontaktzone. Die *Lagerung* leitet Kräfte und führt die Komponenten im System. In der *Kontaktzone* findet die Kraftübertragung zwischen schwingendem Stößel und anzutreibende Schlitten statt. Das Gesamtsystem setzt sich aus einem oder mehreren Einzelantrieben, der elektrischen Ansteuerung dem angetriebenen *Schlitten* und dessen Lagerung zusammen.

Zur Simulation wurde ein Motormodell in der Matlab/Simulink Umgebung aufgebaut. Es ermöglicht eine Vorhersage des dynamischen Verhaltens des Gesamtsystems und Einflüsse auf das Betriebsverhalten von Systemparametern und Ansteuerstrategien. Dieses Motormodell für einen piezoelektrischen Einzelantrieb ist modular konzipiert und setzt sich aus den folgenden Hauptkomponenten zusammen:

- Piezoelektrisches System
- Statormodell
- Kontaktmodell
- Schlittenmodell

Es gibt viele unterschiedliche Arten von Modellen, die im Rahmen der Entwicklung eines piezoelektrischen Motors benutzt werden können. Während hoch entwickelte physikalische Modelle und detaillierte FEM Modelle zur Konstruktion der Motoren benutzt werden, sind zur Regelung einfachere Modelle, die nur die notwendigen Eigenschaften des Systems abbilden, wesentlich vorteilhafter, da lange Rechenzeiten vermieden werden.

### 4.1.1 Piezoelektrisches System

So lange die Motoren nahe der Resonanz angesteuert werden, können Analogien eingesetzt werden, um ihr elektromechanisches Übergangsverhalten zu modellieren. Modelle einphasig angetriebener piezoelektrischer Elemente sind weithin bekannt, siehe Kapitel 2.2.1.

Die zwei piezoelektrischen Schwingssysteme werden mit jeweils einem elektromechanischen Ersatzmodell abgebildet, siehe auch Bild 4.6 auf Seite 79. Die Einzelsysteme des weisen dabei keine direkte Kopplung zueinander auf. Zu Simulationszwecken ist es von Vorteil das Systemverhalten dieser Modellkomponenten mittels Übertragungsfunktionen zu beschreiben.

Die Übertragungsfunktionen für Matlab/Simulink zur Berechnung der elektromechanischen Zusammenhänge wird mit dem Zusammenhang  $j\Omega = s$  durch eine Laplacetransformation der Admittanzmatrix (2.7) aus Kapitel 2 vom Zeitbereich in den Bildbereich hergeleitet.

$$\begin{bmatrix} \hat{y}_i \\ \hat{I}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{s}{m_i \cdot s^2 + d_i \cdot s + c_i} & \frac{\alpha_i \cdot s}{m_i \cdot s^2 + d_i \cdot s + c_i} \\ \frac{\alpha_i \cdot s}{m_i \cdot s^2 + d_i \cdot s + c_i} & \left[ \frac{\alpha_i^2 \cdot s}{m_i \cdot s^2 + d_i \cdot s + c_i} + \frac{s}{R_i \cdot s + \frac{1}{C_i}} \right] \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \hat{F}_i \\ \hat{U}_i \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

$$\begin{bmatrix} \hat{y}_i \\ \hat{I}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{s}{m_i \cdot s^2 + d_i \cdot s + c_i} & \frac{\alpha_i \cdot s}{m_i \cdot s^2 + d_i \cdot s + c_i} \\ \frac{\alpha_i \cdot s}{m_i \cdot s^2 + d_i \cdot s + c_i} & \left[ \frac{m_i \cdot s^3 + (\alpha_i^2 \cdot R_i + d_i) \cdot s^2 + (\frac{\alpha_i^2}{C_i}) \cdot s}{(R_i \cdot m_i) \cdot s^3 + (R_i \cdot d_i + \frac{m_i}{C_i}) \cdot s^2 + (R_i \cdot c_i + \frac{d_i}{C_i}) \cdot s + \frac{c_i}{C_i}} \right] \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \hat{F}_i \\ \hat{U}_i \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Die Eingangsgrößen der Einzelschwinger sind die Anregespannung  $U_i$  und die auf das System rückwirkende Kraft  $F_i$ . Aus diesen Parametern werden ausgangsseitig eine eindimensionale, mechanische Schwingung mit  $\dot{y}_i$  und der elektrische Strom  $i_i$  ausgegeben. Die eindimensionale Schwingung wird im nächsten Modellblock des Stators in eine Schwingung an der Stößelspitze transformiert.

### 4.1.2 Statormodell

Der erste Schritt zum Verständnis wie ein piezoelektrischer Mikrostoßantrieb eine Vorschubbewegung erzeugt liegt in einer genaueren Betrachtung der Stößelbewegung. Das Koppelement erzeugt aus den Longitudinalschwingungen der Einzelschwinger an der Stößelspitze eine elliptische Trajektorie und dient der Kraftübertragung vom Statorelement zum Antriebsschlitten.

Die Verschiebungen eines Punktes P um  $x_S$  und  $y_S$  an der Stößelspitze für eine Verschiebung der Koppelemente um  $y_1$  bzw.  $y_2$  wird in Abbildung 4.2 dargestellt. Koppelement und Schwinger sind gelenkig miteinander verbunden. Die Drehgelenke können konstruktiv auch als Festkörpergelenke ausgeführt werden.

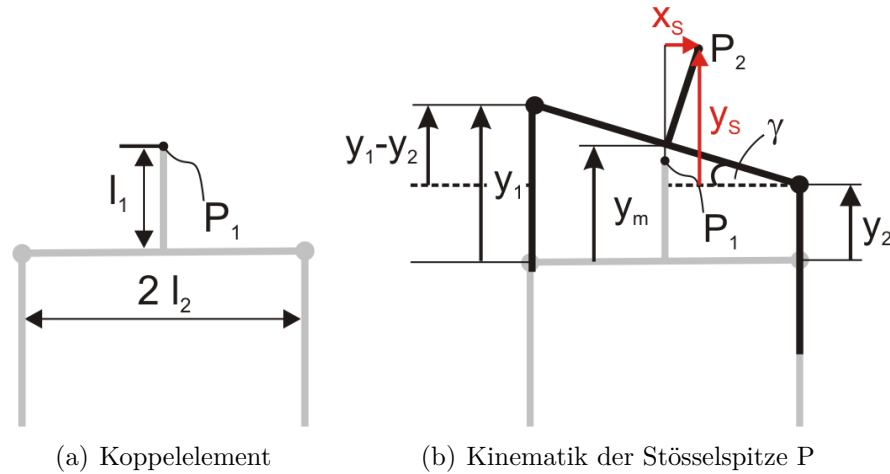


Abbildung 4.2: Kontaktpunktkinematik

### Kontaktpunktkinematik

Betrachtet man die Ortskurve des Punktes  $P$  auf der Stößelspitze komponentenweise, hängt seine Auslenkung in horizontaler Richtung nach Gleichung

$$x_S(t) = l_1 \cdot \sin(\gamma) \quad (4.3)$$

von der Länge  $l_1$  als Abstand von  $P$  zum starren Balken und der Verdrehung des Balkens ab. Die Gesamtauslenkung in vertikaler Richtung hängt nach Gleichung

$$y_S(t) = l_1 \cdot \cos(\gamma) + y_m \quad (4.4)$$

sowohl vom Abstand  $l_1$  und von der momentanen Auslenkung  $y_m$  des Balkens ab. Da bei kleinen Verformungen und Winkeln  $\cos(\gamma) \approx 1$  und  $\sin \gamma = \frac{y_1 - y_2}{2 \cdot l_2}$  gilt, folgt aus Gleichungen 4.3 und 4.4

$$x_S(t) = l_1 \cdot \frac{y_1 - y_2}{2 \cdot l_2} = \frac{l_1}{2 \cdot l_2} \cdot (y_1 - y_2) \quad (4.5)$$

$$y_S(t) = y_2 + \frac{1}{2} \cdot (y_1 - y_2) = \frac{1}{2} \cdot (y_1 + y_2) \quad (4.6)$$

Die zweidimensionale Bewegung des Stößels ist das Produkt aus einer Überlagerung zweier Schwingungen  $x_S$  und  $y_S$ .

Bei Annahme einer harmonischen Anregung der beiden Piezosysteme

$$y_1 = \hat{y}_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) \quad (4.7)$$

$$y_2 = \hat{y}_2 \cdot \sin(\omega_2 \cdot t + \varphi) \quad (4.8)$$

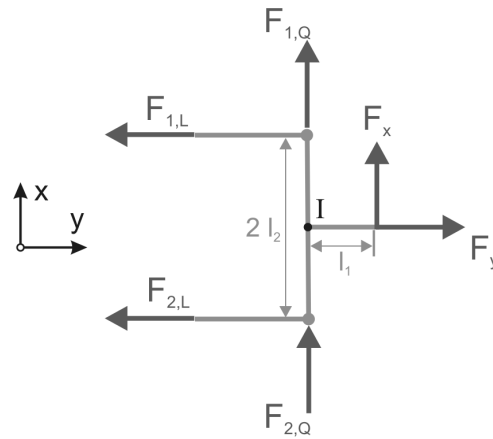
sind neben den geometrischen Abmaßen  $l_1$  und  $l_2$  die Schwingamplituden  $\hat{y}_1$  und  $\hat{y}_2$ , die Frequenzen  $\omega_1$  und  $\omega_2$  und die Phasenverschiebung  $\varphi$  zwischen den beiden Schwingungen die weiteren Einflussfaktoren auf die Form der Bewegung des Stößels.

### Kraftübertragung

Eine modelltechnische Abbildung von Piezoantrieben mit intermittierendem Stoßkontakt muss die Bewegung des Stößels und die Auswirkung der Bewegung betrachten, wenn dieser gegen ein Antriebselement angedrückt wird.

Die Stößelbewegung senkrecht zur Kontaktfläche erzeugt eine Normalkraft und die Stößelbewegung in tangentialer Richtung zur Kontaktfläche erzeugt eine von der Normalkraft abhängige Vorschubkraft.

Die Kräfte an der Stößelspitze  $F_x$  und  $F_y$  wirken auf das Schwingsystem zurück. Die kinematischen Zusammenhänge zwischen den Kräften bzw. Verschiebungen sind in Abbildung 4.3 schematisch dargestellt.



**Abbildung 4.3:** Freischnitt des starren Koppelements

Durch Aufstellen des Kräftegleichgewichts

$$\sum F_{yi} = 0 \Rightarrow F_y = F_{1,L} + F_{2,L} \quad (4.9)$$

$$\sum M_{Ii} = 0 \Rightarrow F_x = \frac{l_2}{l_1} \cdot (F_{2,L} - F_{1,L}) \quad (4.10)$$

$$\sum F_{xi} = 0 \Rightarrow F_x = -F_{1,Q} - F_{2,Q} \quad (4.11)$$

kann die Rückwirkung der Kontaktkräfte auf die Einzelschwinger in Longitudinalrichtung mit

$$F_{L,1} = \frac{1}{2} \cdot F_y - \frac{l_1}{2 \cdot l_2} \cdot F_x \quad (4.12)$$

$$F_{L,2} = \frac{1}{2} \cdot F_y + \frac{l_1}{2 \cdot l_2} \cdot F_x \quad (4.13)$$

formuliert werden. Die geometrischen Abmaße  $l_1$  und  $l_2$  sind die für die Kraftübertragung bestimmenden Eingangsparameter.

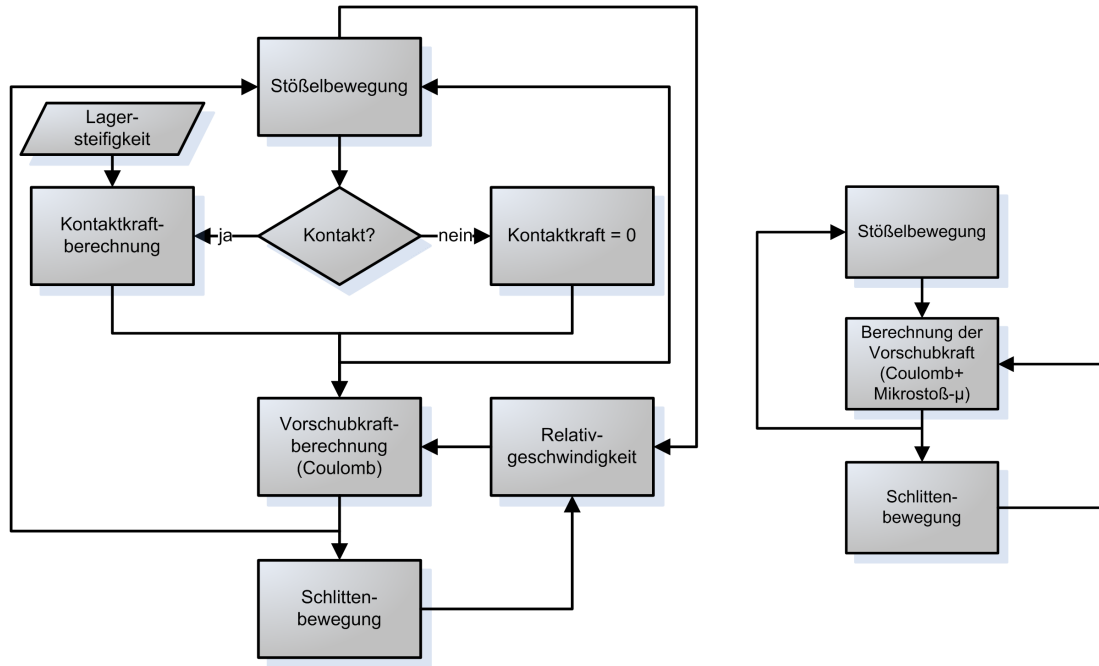
### 4.1.3 Kontaktmodell

Obwohl bereits detailliertere Modelle zur Abbildung der Kontaktprozesse zwischen Schwinger und angetriebenen Schiene vorgeschlagen (siehe auch [Sto03]) und z.T. verwendet werden, wird im folgenden das relativ einfach zu berechnende Coulomb-Reibmodell verwendet. Das Bestreben in der Modellbildung eines Systems ist es, die Komplexität möglichst gering zu halten ohne dabei die Simulationsergebnisse zu verfälschen. Auf diese Art und Weise können rechenintensive Schritte minimiert und Regelungsaufgaben schneller ausgeführt werden.

Zusätzliche Eingangsparameter in das Reibmodell sind die Masse der angetriebenen Komponente, der statische Reibwert und die Anpresskraft zwischen Schwinger und Schlitten. Die schematischen Darstellungen zwei unterschiedlicher Kontaktmodelle werden in Abbildung 4.4 gegenübergestellt.

Abbildung 4.4(a) zeigt den Berechnungsalgorithmus von der Stößelbewegung hin zur Schlittenbewegung. Zur analytischen Berechnung der wirkenden Kräfte muss bei jedem Berechnungsschritt die Fallunterscheidung getroffen werden, ob der Stößel mit dem Schlitten in Kontakt ist oder nicht. Die Kraftberechnung im Kontaktfall ist im dargestellten Fall mittels einer elastischen Kontaktschicht realisiert, siehe Kapitel 3.3.4. Dieses Vorgehen ist im Vergleich zum folgenden Vorgehen numerisch sehr anspruchsvoll und rechenintensiv.

In Abbildung 4.4(b) werden die Erkenntnisse aus Kapitel 3.4 zu einer einfachen Kontaktbeschreibung für Mikrostoßantriebe genutzt. Kern dieses Modells ist die Berechnung der Kontaktkräfte unter Anwendung des Mikrostoßfaktors  $\bar{\mu}$ . Dabei wird anstelle einer Kontaktfallunterscheidung in jedem Berechnungsschritt eine zeitliche Mittelung der tatsächlichen Kräfte durchgeführt. Hierdurch wird eine sehr einfache Modellierung der im Detail sehr komplexen Reibeffekte ermöglicht. Diese Vereinfachung wird vor allem bei der Berechnung der Motorcharakteristik eines komplexen Antriebssystems bestehend aus mehreren Einzelantrieben notwendig sein. Die benötigte Rechenleistung ist proportional zur Anzahl der eingesetzten Antriebe.



(a) Berechnungsschritte zur klassischen Berechnung mittels elastischer Kontaktschicht (vgl. Kapitel 3.3.4) (b) Schema zur Berechnung mittels Mikrostoßreibwert (Kap. 3.4)

**Abbildung 4.4:** Gegenüberstellung zweier Modelle in Blockschaltdarstellung zur Kontaktkraftberechnung für Mikrostoßantriebe

#### 4.1.4 Schlittenmodell

In diesem Abschnitt wird analytisch die Bewegungsgleichung des Schlittens hergeleitet. Mit diesem Schritt wird es möglich, Einflüsse der unterschiedlichen Antriebskonfigurationen auf die Schlittenbewegung zu untersuchen.

Ein Schlitten mit der Masse  $m_R$  wird von der Reibkraft  $F_r$  in  $x$ -Richtung beschleunigt. Die Wirkrichtung der Reibkraft  $F_r$  hängt von der tangentialen Relativgeschwindigkeit zwischen Schlitten und Antriebsstößel ab. Die Reibung in der Schlittenlagerung wird durch eine Schlittendämpfung  $d_R$  berücksichtigt. Haftkräfte werden im weiteren nicht betrachtet, da beim hart-hart Kontakt der untersuchten Mikrostoßantriebe der Fall Haften keinen Einfluss auf die Antriebsperformance aufweist.

Bei Aufstellen der Bewegungsgleichungen muß zwischen zwei Fällen unterschieden werden:

$$m_R \cdot \ddot{x}_R(t) = \begin{cases} -\mu_G \cdot F_N(t) + d_R \cdot \dot{x}_R(t) & , \text{ falls } v_{xR} > v_{xS} \\ \mu_G \cdot F_N(t) - d_R \cdot \dot{x}_R(t) & , \text{ falls } v_{xR} < v_{xS} \end{cases} \quad (4.14)$$

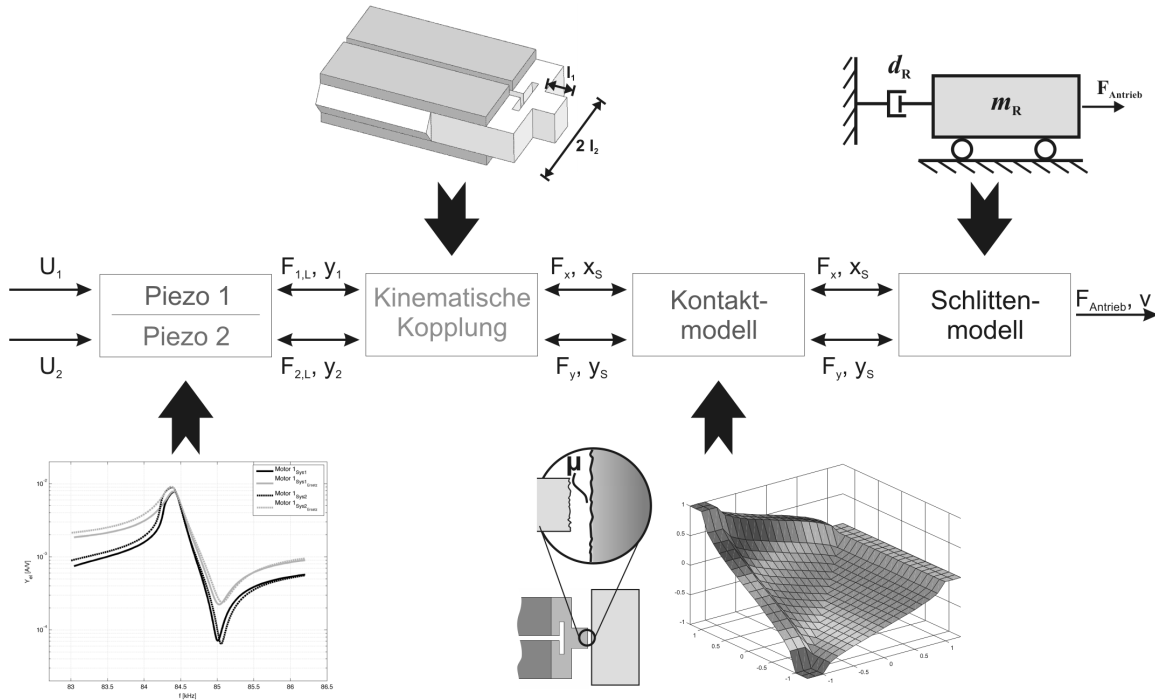
Kombiniert man beide Fälle beschreibt

$$m_R \cdot \ddot{x}_{xR}(t) = \text{sgn}(v_{xR}(t) - v_{xS}(t)) \cdot (\mu_G \cdot F_N(t) - d_R \cdot \dot{x}_R(t)) \quad (4.15)$$

das dynamische Verhalten des Antriebsschlittens.

### 4.1.5 Gesamtsystem Einzelantrieb

Das Gesamtmodell eines piezoelektrischen Antriebs muss die drei wesentlichen Betriebsfunktionen enthalten: Erzeugung der Schwingung durch den piezoelektrischen Effekt, die Umwandlung dieser Schwingungen in elliptische Bewegungen an der Stößelspitze und schließlich die Übertragung der Antriebskraft auf einen linear geführten Grundkörper. Diese Struktur ist als Blockdarstellung mitsamt der Eingangsparameter für jeden Block in Abbildung 4.5 dargestellt.



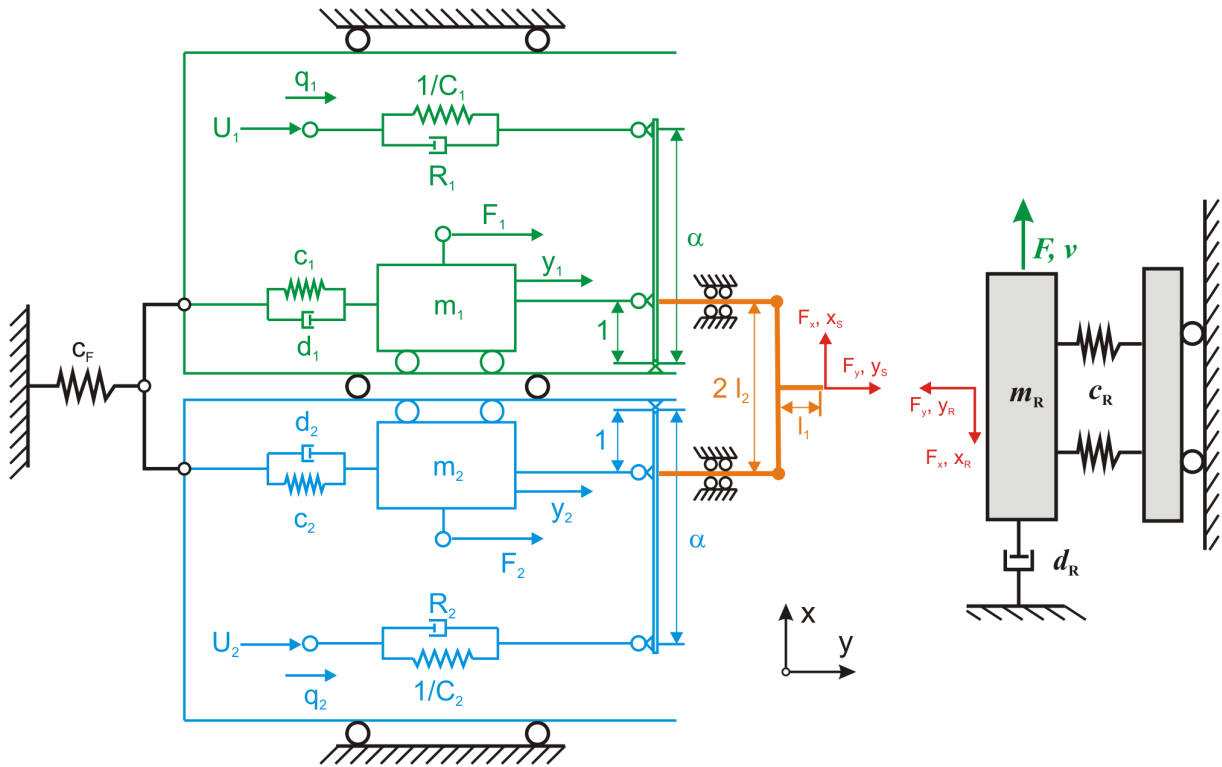
**Abbildung 4.5:** Blockdarstellung des modellierten Gesamtsystems mitsamt der wichtigsten Eingangsparameter in jeden Block

Abbildung 4.6 auf der nächsten Seite zeigt ein elektromechanisches Modell für das Gesamtsystem. Das zweifach benutzte elektromechanische Ersatzmodell eines piezoelektrischen Schwingers, die kinematische Kraftübertragung über ein starres Koppellement und das Kontaktmodell. Elektrische Größen sind in Form der Analogien zwischen Kraft und Spannung und zwischen Geschwindigkeit und des Stromes enthalten.

Der Vorteil dieser modularen Vorgehensweise liegt in der einfachen Parameteridentifikation. In diesem Modell werden die in y-Richtung frei beweglichen Piezosysteme durch eine weiche Feder an den Schlitten angepresst. Das kinematische Modell beinhaltet nur die geometrische Umwandlung der angeregten Schwingung, kann aber - falls notwendig - in späteren Entwicklungsstufen durch Trägheit, Dämpfung und Nachgiebigkeit des Schwingers erweitert werden. Der Verlust von Bewegungsenergie durch Reibung im Schlittensystem wird durch die Schlittendämpfung  $d_R$  berücksichtigt.

Das Gesamtmodell gibt direkt die Motoreigenschaften Vorschubkraft  $F$  und Schlittengeschwindigkeit  $v_{xR}$  aus. Andere Eigenschaften wie Wirkungsgrad und Leistung können





**Abbildung 4.6:** Elektromechanisches Ersatzmodell für einen einzelnen piezoelektrischen Ultraschallmotor mit Reibkontakt

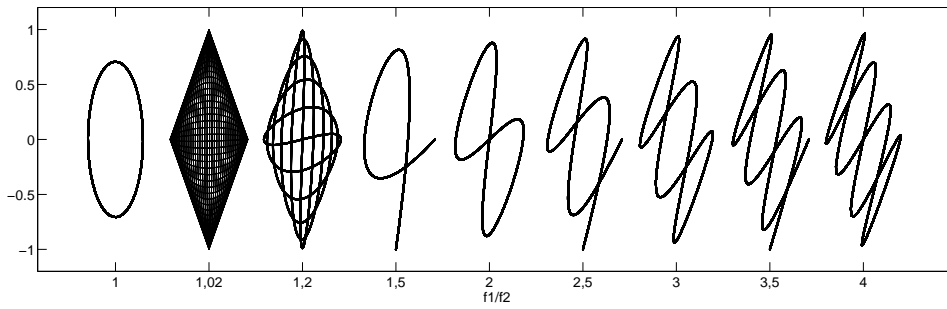
errechnet werden, indem man Daten von den grundlegenden piezoelektrischen Modellen einbezieht.

#### 4.1.6 Parameterstudien

Das jeweilige Motorverhalten bei definiert variierten Eingangsgrößen ist sehr gut geeignet, ein detailliertes Verständnis des das genutzten Funktionsprinzips zu gewinnen

**Anregfrequenzen** Beobachtet man die resultierende Bewegung eines Punktes  $P$  des Balkens für eine Periode, so erhält man, je nach Verhältnis der Kreisfrequenzen  $\omega_1/\omega_2$  elliptische Trajektorien, die als Lissajous Figuren bezeichnet werden.

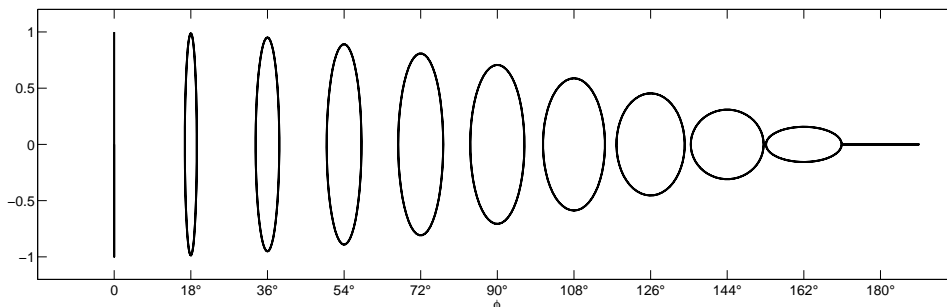
Die elliptische Trajektorie bei gleichen Anregfrequenzen ist die gewünschte Anregungsform, da sie die grössten Bewegungsanteile in Vorschubrichtung aufweist. Bringt man einen derart schwingenden Stößel in Kontakt mit einem Antriebsschlitten, wird dieser reibschlüssig in Bewegungsrichtung der Oberflächenpunkte bewegt. Bei sehr nahe beieinander liegenden Anregfrequenzen ergibt sich eine Trajektorie wie in Abbildung 4.7 im Fall  $f_1/f_2 = 1.02$  dargestellt ist. Dieses Phänomen ist insbesondere für mehrphasig angelegte Ultraschallantriebe problematisch, da sich die Anregfrequenzen unterschiedlicher Anregesysteme bei resonanter Anregung in der Regel nur um einige Prozent unterscheiden. Geschlossene Kurven erzielt man bei ganzzahligen Frequenzverhältnissen. In Antriebs-



**Abbildung 4.7:** Punktbewegungen entlang von Lissajous Figuren bei unterschiedlichen Frequenzverhältnissen,  $\hat{y}_1 = \hat{y}_2$ ,  $\varphi = 90^\circ$ ,  $\frac{l_2}{l_1} = 1$

richtung alternierend laufende Kurven sind für einen Antrieb ungeeignet, da sich die Oberflächenpunkte in diesem Fall periodisch sowohl in als auch gegen die gewünschte Richtung bewegen und dadurch kein einheitlicher Antrieb zustande kommen kann.

**Phasenverschiebung** Die Bewegungstrajektorie der Stößelspitze P hängt auch von der Phasenverschiebung zwischen den Schwingssystemen ab. Im Betrieb wird der Stator mit einer Anpresskraft  $F_N$  an den Schlitten angeedrückt. In der ersten Modellannahme steht der Stößel während der gesamten Periode in Kontakt zum Schlitten. Die Bewegung der Stößelspitze in Normalenrichtung erzeugt in der Kontaktzone eine zur statischen Anpresskraft addierte, schwellende Normalkraft durch die elastische Steifigkeit der Schlittenlagerung. Zur Erzeugung der Schlittenbewegung gleitet der Stößel vor und zurück entlang der Kontaktoberfläche des Schlittens. Durch den reibschlüssigen Kontakt zwischen Stößel und Schlitten hängen Größe und Richtung der resultierenden Antriebskraft von der Richtung der Relativgeschwindigkeit, dem Reibkoeffizienten und der Normalkraft ab. Die Massenträgheit des Schlittens ist zu groß, um der Bewegung des Stößels unmittelbar folgen zu können.



**Abbildung 4.8:** Stößelbewegungen bei variierter Phasenverschiebung  $\varphi$  mit  $\hat{y}_1 = \hat{y}_2$ ,  $f_1 = f_2$  und  $\frac{l_2}{l_1} = 1$

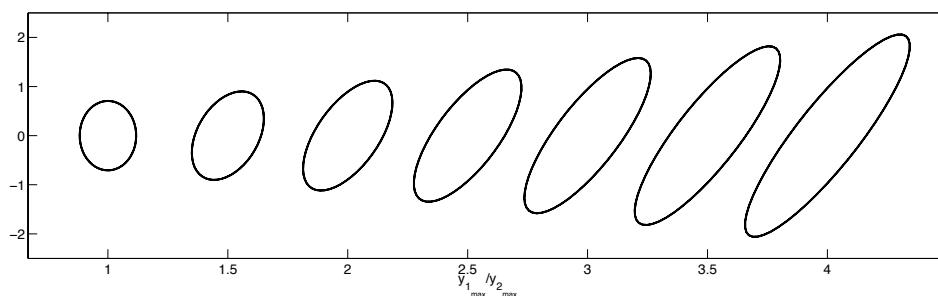
Wie in Darstellung 4.8 zu sehen ist, ändert sich während einer Periode die Richtung der Tangentialgeschwindigkeit und somit auch das Vorzeichen der Reibkraft, die je nach Wirkrichtung den Schlitten antreibt bzw. abbremst. Weiterhin ist auch eine Änderung der

Stößelauslenkung in Normalenrichtung zu erkennen. Bei Anwendung des Coulombschen Reibmodells ist die Antriebskraft proportional zur Normalkraft. Betrachtet man den Zusammenhang zwischen dem Phasenwinkel der beiden Piezosysteme und dem Betrag der wirkenden Normalkraft, wird deutlich dass die Form der Bewegungstrajektorie das Verhältnis der durchschnittlichen Beschleunigungskraft zur Bremskraft beeinflusst, da die durchschnittlich wirkende Normalkraft den Betrag der Reibkraft und damit Vorschubkraft bestimmt.

Zur Erzeugung einer konstanten Vorschubbewegung muss die durchschnittlich wirkende Normalkraft während der Vorschubrichtung größer sein, als in der Rückwärtsbewegung des Stößels. Nach Coulomb erfährt der Schlitten durch die schwellende Normalkraft in Vorschubrichtung eine größere tangentiale Beschleunigung, als er während der Rückwärtsbewegung des Stößels abgebremst wird. Während eines Schwingungszyklusses entsteht eine resultierende Beschleunigung in positiver  $x$ -Richtung.

Mit Veränderung der Phasenverschiebung erzielt man unterschiedliche Schlittenbeschleunigungen. Bei einer Phasenverschiebung von  $270^\circ$  verhält sich die Stößelbewegung wie bei einer  $90^\circ$  Phasenverschiebung, wobei nur die Antriebsrichtung wechselt. Wie aus Abbildung 4.8 abgelesen werden kann, ist grundsätzlich jede Phasenverschiebung zwischen  $0 < \varphi < \pi$  geeignet, einen Schlitten zu bewegen. Bei einer phasengleichen Anregung der Schwingsysteme entsteht eine Schwingung ohne Schwingungsanteile in Vorschubrichtung. Bei einer Anregung mit  $\varphi = \pi$  reibt der Stößel auf der Schlittenoberfläche ohne Aufschweben nur hin und her.

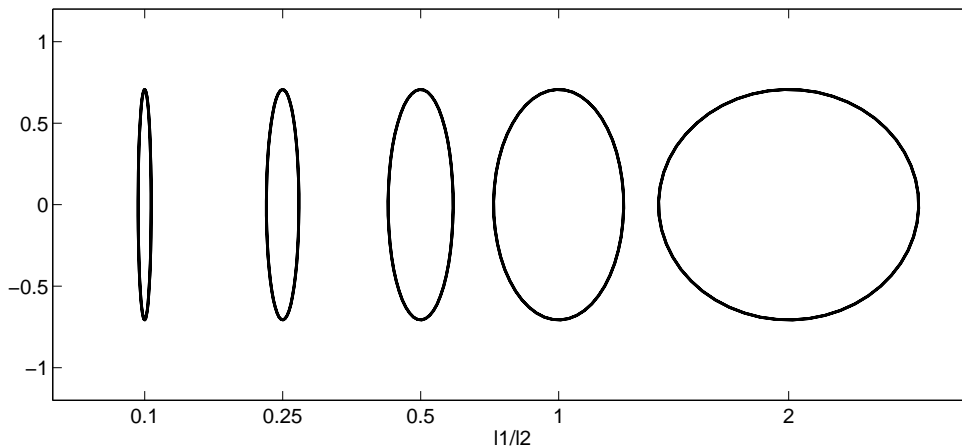
**Anregeamplituden** Regt man die beiden Schwingsysteme mit unterschiedlichen Spannungsamplituden an, entsteht eine Verdrehung der Ellipse in Richtung des Systems mit der größeren Anregespannung, siehe Abbildung 4.9. Eine wesentliche Eigenschaft für das Antriebsprinzip ist die in Vorschubrichtung verlaufende Komponente der Stößelschwingung. Inwieweit eine geeignete Stößeltrajektorie Einfluss auf Vorschubkraft- und geschwindigkeit hat ist noch nicht geklärt.



**Abbildung 4.9:** Stößelbewegungen bei variierten Anregeamplituden  $\hat{y}_1$  und  $\hat{y}_2$  mit  $\varphi = 90^\circ$ ,  $f_1 = f_2$  und  $\frac{l_2}{l_1} = 1$

Sollten künftige Untersuchungen einen positiven Effekt auf die Motorcharakteristik zeigen, könnte man durch eine zur Fahrtrichtung abhängige Leistungsversorgung der einzelnen Schwingsysteme ohne konstruktiven Aufwand eine zur bzw. entgegen der Fahrtrichtung geneigte Bewegungsellipse erzeugen.

**Geometrische Abmaße** Wie sich die Form der Bewegungstrajektorie des Punktes  $P$  bei Variation der geometrischen Abmaße von Schulterlänge  $l_1$  und Stößellänge  $l_2$  verhält, zeigt Abbildung 4.10



**Abbildung 4.10:** Stößelbewegungen bei variierten geometrischen Abmaßen  $l_1$  und  $l_2$  mit  $\varphi = 90^\circ$ ,  $f_1 = f_2$  und  $\hat{y}_1 = \hat{y}_2$

Wie zu erkennen ist, steigt die tangential Komponente der Stößelbewegung mit wachsen der Stößellänge an. Da der Stößel im Betrieb hohe Kräfte in Tangentialrichtung aufbringen muss, ist die mechanische Scherfestigkeit des Stößelmaterials eine Grenze bei der geometrischen Dimensionierung.

Äußere Einflüsse auf das Gesamtsystem, sowie Schwankungen der systemeigenen Betriebsparameter machen eine Untersuchung geeigneter Ansteuerszenarien notwendig. Ein Ziel sollte daher sein, ein validiertes Modell zu entwickeln, welches das Ultraschallsystem und seine Parameterstreuungen selbst im Detail erfasst, aber auch über die Systemgrenzen hinweg zeitveränderliche Sollvorgaben und Rückwirkungen berücksichtigt.

#### 4.1.7 Reibungsverluste und Einfluss der Nulllage der Stößelschwingung

Zur Optimierung der Reibkraftübertragung eines Mikrostoßantriebs wird der Kontaktprozess genauer untersucht. Experimentelle Untersuchungen in [ZCLW05] und [Aki87] zeigten sehr deutlich, dass bei angepressten Stößelschwingern ein Schwingungszyklus aus einer Kontakt- und einer Aufschwebephase besteht. Beide Untersuchungen ergaben unabhängig

voneinander eine Kontaktdauer von  $\Delta \approx 30 - 40\%$ . Die Größe  $h$  beschreibt den Abstand zwischen der Kontaktfläche des Antriebelements und der Nulllage der Stößelschwingung.

Zur weiteren Vereinfachung wird die normierte Auslenkung

$$\psi = \frac{h}{\hat{y}_S} \quad (4.16)$$

eingeführt. Der Bereich von  $0\% - 100\%$  Kontaktzeitanteil besteht für  $-1 \leq \psi \leq 1$ . Der Zusammenhang zwischen Kontaktzeitanteil  $\Delta$  und normierter Auslenkung  $\psi$  kann mit

$$\Delta = \frac{1 - \psi}{2} \quad (4.17)$$

berechnet werden. Der Abstand  $h$  variiert in Abhängigkeit zur Kontaktsteifigkeit des Schlittens und Anpresskraft an den Schlitten. Bei einer großen Kontaktsteifigkeit ist eine Verformung des Schlittens in Normalenrichtung schwieriger, was in einer geringeren Eindringtiefe resultiert.

Man erzielt hohe Geschwindigkeiten mit großem Abstand  $h$ , da der Schlitten im Bereich der Spitze der elliptischen Stößelbewegung in Kontakt gerät. Man erkennt, dass sich damit auch der Wirkungsgrad der Kraftübertragung mit steigendem Abstand  $h$  vergrößert. Das ist damit zu erklären, dass sich Schlitten und Stößel nur im Bereich der Spitze der Bewegungsellipse berühren. In diesem Bereich entsteht im stationären Betrieb nur eine geringe Relativgeschwindigkeit, da der Stößel in diesen Zeitpunkten seine größten Tangentialgeschwindigkeiten aufweist. Dies wird vor allem im Sonderfall  $h = 1$  deutlich. Man erzielt rein theoretisch einen Wirkungsgrad  $\eta = 1$ , da der Stößel den Schlitten ohne zu Gleiten mit seiner maximalen Tangentialgeschwindigkeit berührt.

Diese Betrachtungen schließen nur Verluste durch Reibung ein, die während der Energieübertragung zwischen Stößel und Schlitten entstehen. Mathematisch können die Verluste durch Reibung mit

$$P_{Reibverlust} = \int |v_{rel} \cdot F| \cdot dt \quad (4.18)$$

berechnet werden.

Aus diesen Überlegungen wird deutlich, dass die Motorcharakteristik und Wirkungsgrad  $\eta$  von der Stößelnulllage im eingeschwungenen Zustand abhängt, die u.a. durch eine Veränderung der Kontaktsteifigkeit/Lagersteifigkeit variiert werden kann.

## 4.2 Verbund von Einzelantrieben

Um die für den jeweiligen Anwendungsfall geforderten Antriebskräfte aufbringen zu können, kann es notwendig sein, mehrere Aktoren im Verbund arbeiten zu lassen. Zum einen soll durch die Vernetzung der einzelnen Aktoren eine Aufsummierung der Antriebskräfte

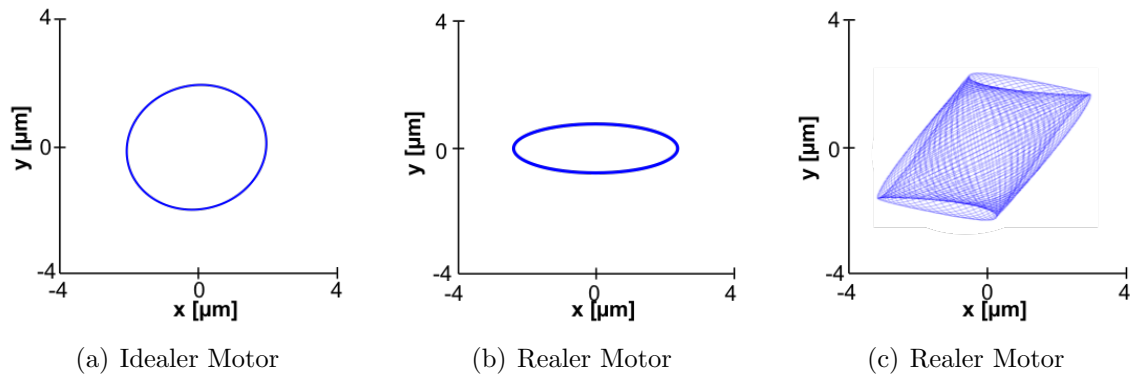


**Tabelle 4.1:** Ansteuerebenen

<b>Antriebsverbund</b>	Der gesamte Verbund bestehend aus mehreren Einzelantrieben wird als ein System betrachtet.
<b>Motorenpaare</b>	Auf dieser Ebene werden einzelne Antriebe zusammengefasst angesteuert.
<b>Einzelantriebe</b>	Jeder Antrieb wird als ein einzelnes Anregesystem aufgefasst.
<b>Schwingsysteme</b>	Auf der niedrigsten Ansteuerungsebene wird jedes Schwingsystem einzeln angeregt.

Die Bewegungsgleichungen, kinematischen Beziehungen und der Reibkontakt des Ersatzmodells wurden in Matlab Simulink aufgebaut. Mit diesem Modell wurden zunächst die Bewegungstrajektorien für Anregfrequenzen ( $f_1, f_2$ ) für zwei Arten von Einzelantrieben untersucht.

Ein in der Theorie idealer Einzelmotor weist identische Resonanzfrequenzen ( $f_{r1} = f_{r2}$ ) für jedes Piezosystem auf. Das Simulationsergebnis bei resonanter Anregung beider Systeme ist wie erwartet eine elliptische Trajektorie, mit der ein Schlitten reibkraftschlüssig bewegt werden kann, siehe Abbildung 4.12(a).

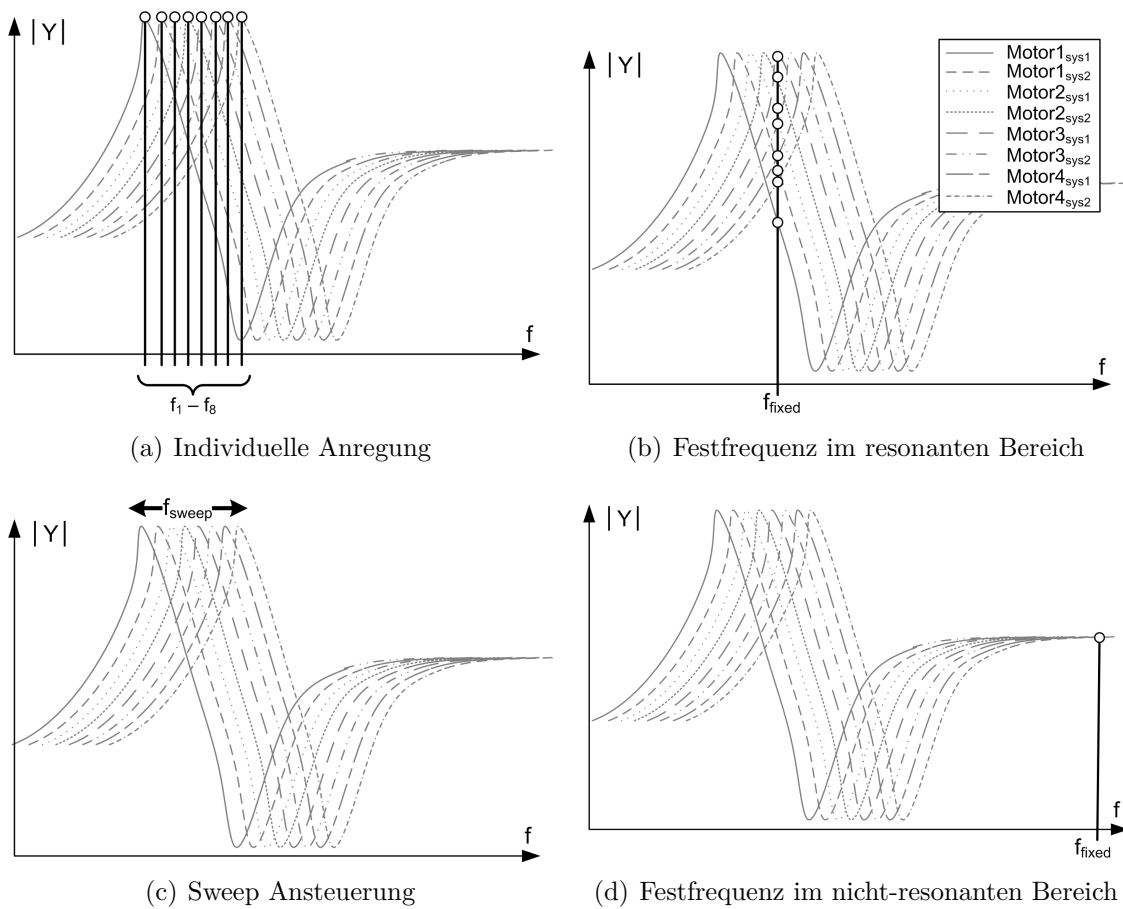
**Abbildung 4.12:** Trajektorien eines idealen und realen Einzelmotors

Im nächsten Schritt wurden die Bewegungsellipsen für einen realen Motor untersucht. Dazu wurden die Simulationsparameter für einen Einzelantrieb experimentell ermittelt und in das Simulationsmodell eingegeben. Bei dem realen Antrieb unterscheiden sich die Resonanzfrequenzen der einzelnen Piezosysteme leicht ( $f_{r1} \neq f_{r2}$ ).

Mit diesem Modell wurden zwei Arten der Ansteuerung für einen Einzelmotor simuliert: Anregung beider Piezosysteme bei einer Frequenz und Anregung beider Systeme bei ihrer jeweiligen Resonanzfrequenz. Die Anregung bei einer Frequenz für beide Systeme ergibt auch eine elliptische Trajektorie, siehe Abbildung 4.12(b). Hierbei wurde als Anregfrequenz die arithmetische Mittenfrequenz zwischen den Admittanzmaxima der Einzelsysteme gewählt.

Bei Anregung in der jeweiligen Resonanzfrequenz ergibt sich eine Schwebung in der Bahn der Stößelspitze als ungewünschte Schwingungsüberlagerung. Die zum Antrieb benötigte Trajektorie rotiert mit der Schwebungsfrequenz. Dies hat zur Folge, dass die Antriebsspitze während des Betriebs ihre Antriebsrichtung wechselt und somit eine gezielte Vorschubbewegung unmöglich macht, siehe Abbildung 4.12(c).

Basierend auf den Ergebnissen zur Ansteuerung eines einzelnen Motors wurden vier unterschiedliche Ansteuerstrategien für ein Verbünde von Einzelantrieben entwickelt, siehe schematische Darstellung in Abbildung 4.13.



**Abbildung 4.13:** Schematische Darstellung der unterschiedlichen Ansteuerkonzepte

**Individuelle Ansteuerung** Jedes Schwingsystem wird in seiner jeweils aktuellen Resonanzfrequenz betrieben. Es gilt  $f_i = f_{ri}$  mit  $f_i$  als Anregfrequenz je Anregsystem und  $f_{ri}$  als Resonanzfrequenz des jeweiligen piezoelektrischen Schwingsystems, siehe Abbildung 4.13(a).

**Resonante Festfrequenzanregung** Sämtliche Motoren eines Antriebsverbunds werden bei einer Frequenz betrieben, die im resonanten Bereich aller Motoren liegt (Abbildung 4.13(b)). Die Wahl der Frequenz kann beliebig in diesem Bereich erfolgen. In sämtlichen Untersuchungen wurde die arithmetische Mittenfrequenz der einzelnen Admittanzmaxima



der Schwingensysteme als Ansteuerfrequenz gewählt, um die Ergebnisse vergleichbar zu gestalten.

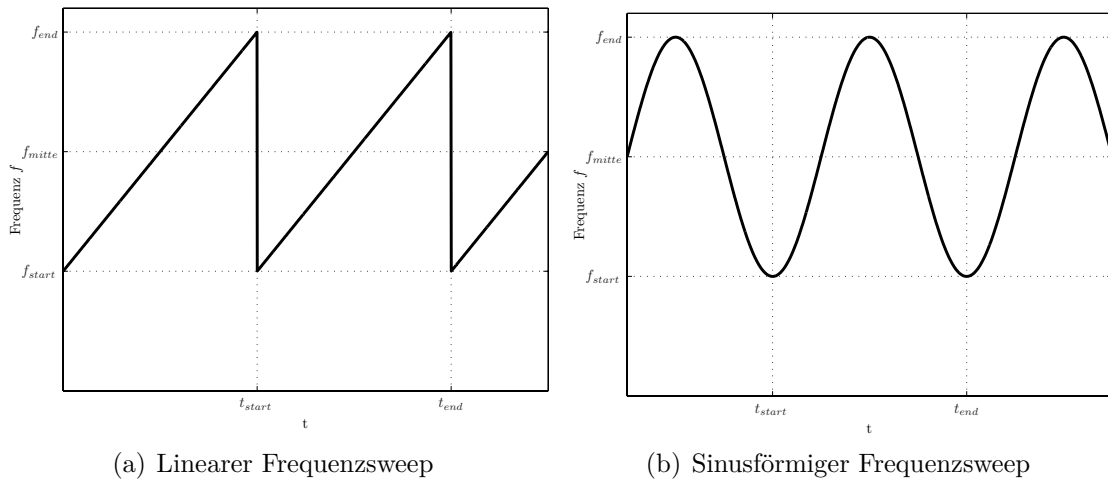
**Sweep Anregung** Das Ansteuersignal wird in einem durch die Resonanzfrequenzen aller Motoren definierten Frequenzbereich kontinuierlich variiert, siehe Abbildung 4.13(c).

Für die Anregespannungen  $U_{in1}$  und  $U_{in2}$  von zweiphasigen Systemen, bei denen ein definierter Phasenversatz von  $90^\circ$  für das Betriebsverhalten notwendig ist gilt

$$U_{in1} = \hat{U}_1 \cdot \sin(2\pi \cdot f_{Sweep}(t) \cdot t) \quad (4.19)$$

$$U_{in2} = \hat{U}_2 \cdot \cos(2\pi \cdot f_{Sweep}(t) \cdot t + \varphi). \quad (4.20)$$

Es gibt unterschiedliche Möglichkeiten mathematisch eine Anregung mit einem Frequenzsweep zu realisieren. In Abbildung 4.14 sind zwei unterschiedliche Frequenzsweeps gegenübergestellt.



**Abbildung 4.14:** Unterschiedliche Methoden einer Ansteuerung mittels eines Frequenzsweep um eine Mittenfrequenz  $f_{mitte}$

Der lineare Sweep ist in Abbildung 4.14(a) dargestellt und wird definiert als harmonische Anregung mit linear wachsender Frequenz in der Zeit mit den Randbedingungen  $f(0) = f_{start}$ ,  $f(t_{end}) = f_{end}$  und  $\omega(t) = a \cdot t + f_{start}$ . Für die Anregung gilt in diesem Fall

$$f_{Sweep,lin}(t) = \hat{f} \cdot \sin(\omega(t) \cdot t) \quad (4.21)$$

$$f_{Sweep,lin}(t) = \hat{f} \cdot \sin \left( 2\pi \cdot \left( \frac{f_{end} - f_{start}}{2 \cdot t_{end}} \cdot t + f_{start} \right) \cdot t \right). \quad (4.22)$$

Der entscheidende Nachteil dieser Anregung liegt in der Eigenschaft eines derartig linearen Sweeps die Anregefrequenzen nur in steigender oder in fallender Richtung zu durchfahren.

Aus diesem Grund wird eine andere Art Sweep für die experimentellen Untersuchungen genutzt. Diese Weiterentwicklung ist ein sinusförmiger Sweep (Abbildung 4.14(b)),

der innerhalb eines vorgegeben Zeitintervalls  $T_{Sweep} = t_{end} - t_{start}$  die Anregfrequenz alternierend in auf- und absteigender Richtung durchläuft.

$$f_{Sweep,sin}(t) = \left( \left( \frac{f_{end} - f_{start}}{2} \right) \cdot \sin \left( 2\pi \cdot \frac{1}{T_{Sweep}} \cdot t \right) + \frac{f_{end} + f_{start}}{2} \right) \quad (4.23)$$

Die Bandbreite des durchlaufenden Frequenzbereiches wird durch die Startfrequenz  $f_{start}$  und Endfrequenz  $f_{end}$  und die Sweepgeschwindigkeit wird durch die Sweepdauer  $T_{Sweep}$  vorgegeben.

Mit steigender Bandbreite des Frequenzbereiches vergrößert sich die Robustheit gegen Änderungen des Betriebverhaltens durch Parameterveränderungen, siehe auch Abbildung 2.8 auf Seite 17. Die gesteigerte Robustheit wird jedoch durch eine durchschnittlich geringere Stößelgeschwindigkeit erkauft, da ein Großteil der Anregung neben den Admittanzmaxima erfolgt. Nur im Resonanzpunkt kann die Resonanzüberhöhung des Frequenzgangs voll ausgenutzt werden, um mit möglichst geringer Anregespannung hohe Schwingamplituden zu erzeugen.

Ein zu groß gewählter Frequenzbereich kann sogar zum zeitweiligen Ausfall des Antriebs führen, da die Schwingamplituden zu klein sind oder unerwünschte Schwingungsmoden Einfluss auf die Stößelbewegung nehmen. Aufgrund experimenteller Voruntersuchungen wurde ein Frequenzbereich von  $\pm 50 \text{ Hz}$  um die gewählte Sweepmittenfrequenz und eine Sweepgeschwindigkeit von  $10 \text{ Hz}$  gewählt.

**Nicht-resonante Festfrequenzanregung** Ähnlich der resonanten Festfrequenzanregung werden sämtliche Motoren bei einer Frequenz angetrieben. Jedoch wird eine Frequenz außerhalb des resonanten Bereichs gewählt, siehe Abbildung 4.13(d). In dieser Arbeit wird die Anregfrequenz im Vergleich zur resonanten Festfrequenzanregung um  $4 \text{ kHz}$  verschoben, was eine Verstimmung um  $\approx 5 \%$  zur Anregfrequenz entspricht.

Aus den vier vorgestellten Ansteuerungskonzepten ergeben sich durch Kombination weitere Mischstrategien zur Ansteuerung von piezoelektrischen Antrieben, die in späteren Entwicklungsstadien mit einbezogen werden können, siehe Tabelle 4.2.

**Tabelle 4.2:** Matrix möglicher Ansteuerstrategien

	Antriebsverbund	Motorenpaare	Einzelantriebe	Schwingsysteme
Individuell	1	2	3	4
Resonant	5	6	7	8
Nicht Resonant	9	10	11	15
Sweep	13	14	15	16

Zusätzlich kann jede dieser Ansteuerstrategien mit einer Regelung versehen werden, um die Anregfrequenzen bzw. -frequenzbereiche bei Verschiebungen des Betriebspunktes nachzuführen.

**Nachgeführte Sweep-Ansteuerung** Bei dieser Ansteuerung wird der für den Sweep definierte Frequenzbereich bei Veränderungen in den Betriebsbedingungen nachgeführt.

**Individuelle Sweep-Ansteuerung** Jeder einzelne Motor wird jeweils durch einen Sweep in der Anregfrequenz in seinem Resonanzbereich angesteuert.

**Nachgeführte Festfrequenz-Ansteuerung** Bei einer Verschiebung der optimalen Anregfrequenz wird bei diesem Ansteuerkonzept die zur Ansteuerung gewählte Festfrequenz nachgeführt.

## 4.4 Bewertung und Diskussion

Die vier Grundstrategien wurden mit experimentell ermittelten Parametern im erstellten Simulink Modell untersucht. Diese Untersuchung wurde zunächst für einen zweiphasig angetriebenen Einzelmotor durchgeführt, kann aber problemlos auf die Ansteuerung eines Antriebsverbunds übertragen werden. Des Weiteren gelten die Ergebnisse auch auf einphasig angesteuerte Einzelmotoren, wobei in diesem Fall das Schwebungsphänomen nicht auftreten würde.

Bei der *Individuellen Ansteuerung* tritt das schon für einen Einzelmotor erläuterte Problem auf: Jedes Piezosystem wird zwar an seinem optimalen Betriebspunkt angeregt, aber eine angemessene Leistungsübertragung von Schwingungsenergie in Vorschubkraft ist durch das Phänomen der Schwebung nur unzureichend. Des Weiteren benötigt man für diese Ansteuerung 8 unabhängige Ansteuer- und Regelungssysteme, die sich zum einen negativ auf der Kostenseite und zum anderen auf die Robustheit einer Regelung auswirken können.

Bei einer *Resonanten Festfrequenzanregung* werden die Piezosysteme der Einzelmotoren relativ nah an ihrer jeweiligen Resonanzfrequenz angeregt, ohne eine Schwebung in der Schwingungsüberlagerung zu erzeugen. Das Grundproblem dieser einfachen und kostengünstigen Ansteuerstrategie besteht darin, dass bei Anregung bei einer Festfrequenz die Schwinggeschwindigkeiten und damit die Vorschubgeschwindigkeiten der einzelnen Motoren stark variieren können. Eine Lösung dieser Problematik, könnte in einer Amplitudenregelung der Anregespannungen liegen, wobei man jedoch vom Kosten- und Regelungsaufwand in den Bereich der *Individuellen Ansteuerung* geraten würde.

Eine Ansteuerung im *nicht resonanten Bereich* würde die beiden vorher genannten Problematiken Schwebung und unterschiedliche Vorschubgeschwindigkeiten umgehen. Diese

Ansteuerung ist sehr stabil und preiswert zu realisieren, ist aber sehr ineffektiv, da der Effekt der Resonanzüberhöhung nicht genutzt werden kann, wodurch größere elektrische Spannungen notwendig sind, um gleiche Schwingungsamplituden zu erzielen. Darüber hinaus verhält sich der Aktor elektrisch in diesem Bereich wie eine kapazitive Last. Das hat zur Folge, dass zusätzlich zur mechanischen Wirkleistung ein großer Teil Blindleistung aufgebracht werden muss. Des Weiteren könnte im nicht resonanten Betrieb nicht nur die gewünschte Schwingungsform sondern eine unerwünschte Mischform zweier Schwingungsmoden angeregt werden.

Eine *Sweep-Ansteuerung* ist sehr robust, da sie den gesamten Resonanzbereich abdeckt und bis zu einem gewissen Maß unabhängig von Parameterverschiebungen wie Verschiebungen der Resonanzfrequenzen durch variable Lasteinwirkung arbeitet. Der Frequenzbereich sollte jedoch sorgfältig gewählt werden, da ein zu weiter Bereich die Effizienz und ein zu eng gewählter Bereich die Robustheit negativ beeinflussen würde. Die Modellberechnungen ergaben jedoch in Abhängigkeit zur Anregfrequenz periodisch schwankende Vorschubgeschwindigkeiten, siehe auch Abbildung 5.13 auf Seite 111.

## 5 Experimentelle Validierung

Je nach Einsatzgebiet ist es bei der Auslegung einer Regelung und Auswahl einer geeigneten Ansteuerelektronik notwendig, Strombedarf und Auslenkung der Schwingsysteme in Abhängigkeit der elektrischen Spannung und Anregfrequenz zu kennen und einen optimalen Betriebspunkt oder Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen zu bestimmen.

Die Motorcharakteristik wird im Wesentlichen durch die Kontaktvorgänge zwischen Stator und Reibschicht des Antriebsschlittens beeinflusst. Zur Optimierung dieser Antriebe wurden analytisch Modelle zur Beschreibung des Mikrostoßkontakts entwickelt. Die Validierung dieser Modelle wird auf einem eigens dafür entwickelten Prüfstand durchgeführt, mit dem es möglich ist, die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Motorcharakteristik variabel einzustellen und die zur Auswertung notwendigen Ausgangsgrößen aufzunehmen. Ziel ist es, anhand von Motorkennlinien unterschiedliche Antriebskonfigurationen sowohl hinsichtlich Anzahl der Einzelantriebe als auch Ansteuerstrategien zu bewerten.

### 5.1 Einzelantrieb

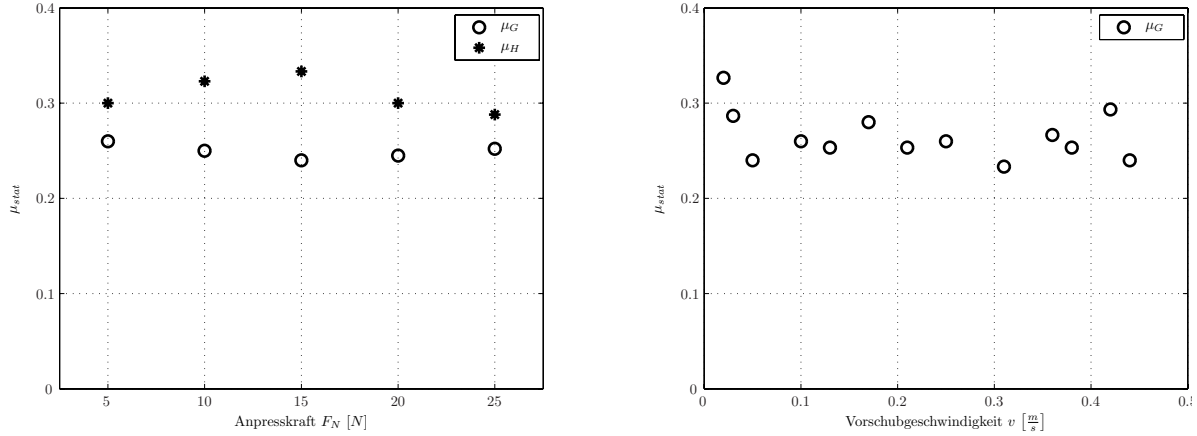
In diesem Abschnitt wird die messtechnische Untersuchung des Einzelmotors als Voraussetzung für die Erstellung eines Simulationsmodells für den Antrieb in den Mittelpunkt der Betrachtung gestellt.

#### 5.1.1 Messung des statischen Reibkoeffizienten

Ein zur Berechnung notwendiger und leicht messbarer Wert für Ultraschallantriebe mit Mikrostoßkontakt ist der sich einstellende statische Reibwert für den  $\zeta > 1$  und einen Kontaktzeitanteil  $\Delta = 1$  gilt. Um den Gleitreibkoeffizienten  $\mu_G$  und den Haftreibkoeffizienten  $\mu_H$  zwischen dem Einzelantrieb und der Schiene ohne Schwingungsüberlagerung in den Simulationen nutzen zu können, wurden diese durch einen klassischen Versuch ermittelt.

Zur experimentellen Feststellung der Reibwerte wird die flache, zylindrische  $Al_2O_3$ -Stößelspitze ( $\varnothing \approx 2mm$ ) des Einzelantriebs an die  $Al_2O_3$ -Kontaktfläche des Antriebsschlittens angepresst. Der Antriebsschlitten wird durch einen Pneumatikzylinder linear bewegt, dabei werden die nötigen Verschiebekräfte gemessen. Dieser Versuch wurde mit variierten Andruckkräften und Vorschubgeschwindigkeiten durchgeführt.

In den Diagrammen 5.1(a) und 5.1(b) ist jeweils der gemessene Reibwert ohne Mikrostoßeinwirkung zur jeweiligen Anpresskraft und Vorschubgeschwindigkeit aufgetragen. Die Vorschubgeschwindigkeit bei Ermittlung der Gleitreibwerte für unterschiedliche Anpresskräfte wurde mit  $v = 0.15 \frac{m}{s}$  gewählt, die Anpresskraft zur Ermittlung der Gleitreibwerte bei variierten Vorschubgeschwindigkeiten betrug  $F_N = 15N$ .



(a) Haft- und Gleitreibwerte zwischen Stößel und Antriebsschlitten *vs.* Anpresskräfte  $F_N$

(b) Gleitreibwerte zwischen Stößel und Antriebsschlitten *vs.* Vorschubgeschwindigkeiten  $v$

**Abbildung 5.1:** Haft- und Gleitreibwerte ohne Ultraschalleinfluss für die Reibpaarung  $Al_2O_3$ -Stößel auf  $Al_2O_3$ -Reibschiene

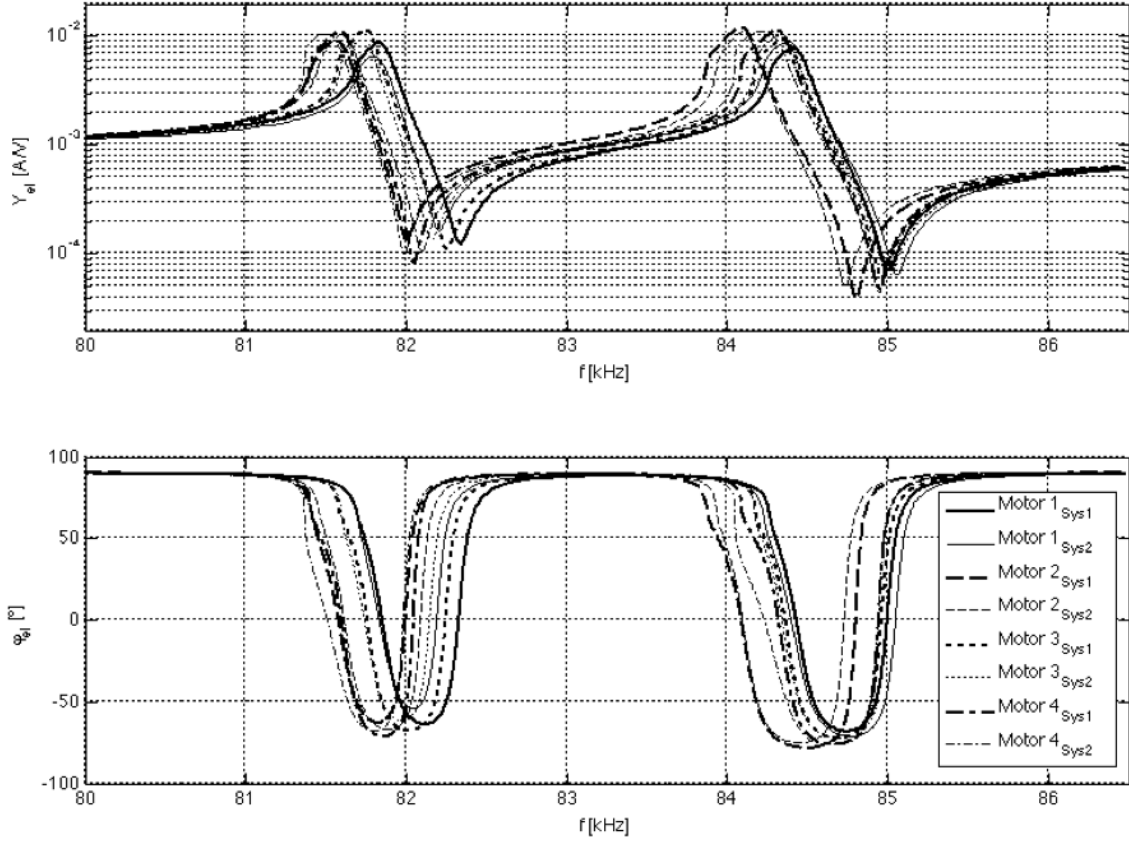
Wie aus den Versuchen entnommen werden kann, sind die Reibwerte nicht abhängig von der Anpresskraft oder Vorschubgeschwindigkeit, streuen jedoch sehr stark. Durch die Versuche konnte der Haftreibwert ohne Ultraschalleinfluss mit  $\mu_H \approx 0.3$  und der Gleitreibwert mit  $\mu_G \approx 0.25$  ermittelt werden.

### 5.1.2 Admittanzmessungen

In den meisten Fällen ist es sinnvoll, den Schwinger mit einer geeigneten Eigenfrequenz anzuregen, da er in diesem Fall mit maximaler Amplitude schwingt. Bei maximaler Schwingamplitude des Antriebstoßbels wird bei Schwingungsantrieben die maximale Antriebsgeschwindigkeit erzielt. In Resonanz sind zudem Strom und Spannung in Phase, daher muss von der Ansteuerung keine Blindleistung aufgebracht werden. Blindleistung ist zwar keine Verlustleistung, jedoch ist bei der Dimensionierung der Komponenten einer Ansteuerung die aufzubringende elektrische Scheinleistung eine entscheidende Größe.

Die Resonanzfrequenz  $f_r$  ist hauptsächlich von Material und den geometrischen Abmessungen des Schwingers abhängig. Zum Auffinden der Resonanzfrequenz eignet sich eine Frequenzgangmessung. Abbildung 5.2 zeigt derartige Messungen für vier baugleiche Mikrostoßmotoren.

Der Frequenzgang spiegelt die Antwort des schwingenden Systems auf sinusförmige Eingangsspannungen bei verschiedenen Frequenzen wider. Zur Messung des Frequenz-



**Abbildung 5.2:** Frequenz- und Phasengänge von 4 Einzelantrieben

ganges durchläuft die Anregung einen vorher gewählten Frequenzbereich aufsteigend in regelmäßigen Schritten. Bei jeder Anregefrequenz wird die Anregespannung  $u$  und der in der Piezokeramik fließende Strom  $i$  gemessen. Wird ein System mit linearem Übertragungsverhalten, in diesem Fall die Anregesysteme des piezoelektrischen Ultraschallantriebs, durch eine Anregespannung

$$\underline{u} = \hat{u} \cdot e^{j \cdot (\Omega \cdot t)} \quad (5.1)$$

mit Frequenz  $\Omega$  und konstanter Amplitude  $\hat{u}$  angeregt, stellt sich der Strom

$$\underline{i} = \hat{i} \cdot e^{j \cdot (\Omega \cdot t + \varphi)} \quad (5.2)$$

mit Amplitude  $\hat{i}$  und einer Phasenverschiebung  $\varphi$  gegenüber der Anregung ein. Als Admittanz  $\underline{Y}$  wird die Übertragungsfunktion vom Ausgangs- zum Anregesignal

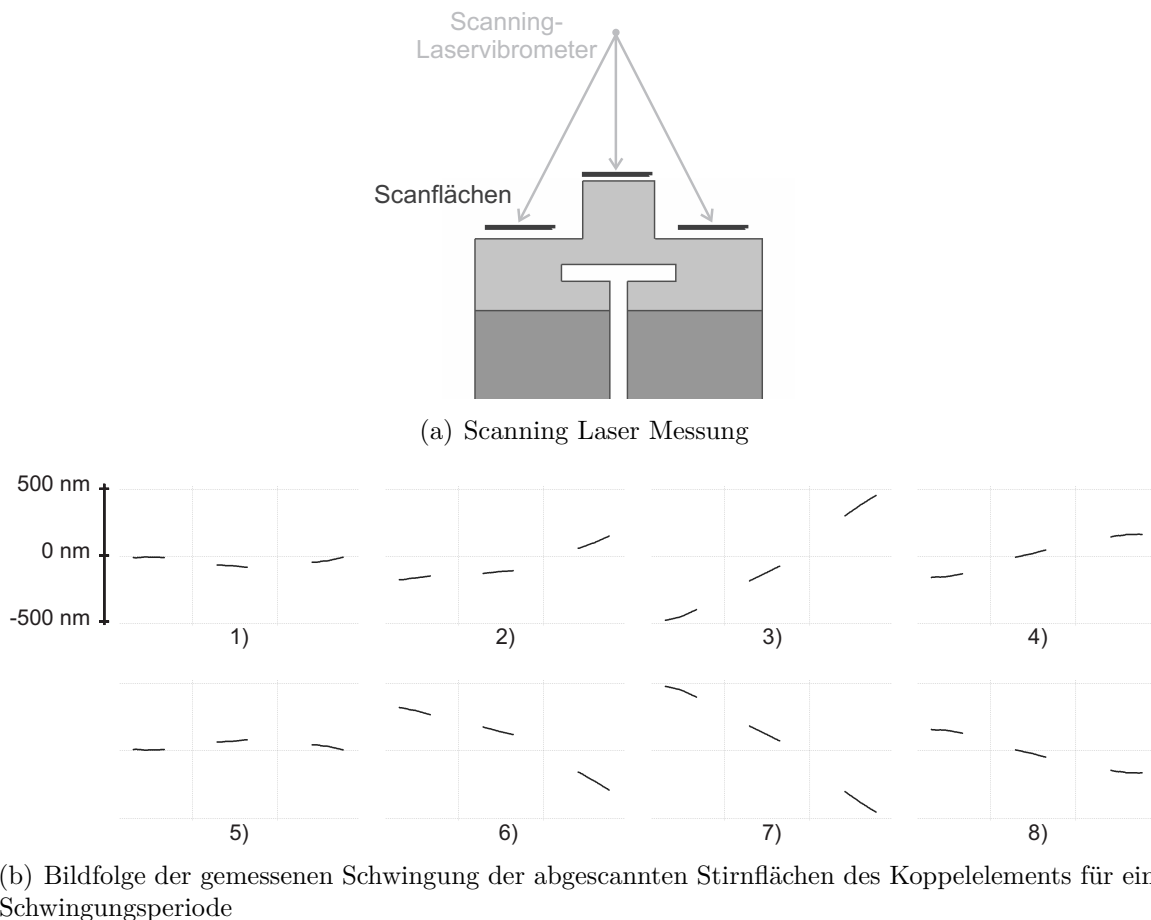
$$\underline{Y}_{el} = \frac{\underline{i}_{Piezo}}{\underline{u}_{Piezo}} = \frac{\hat{i}}{\hat{u}} \cdot e^{j \cdot \varphi} = \hat{Y}_{el} \cdot e^{j \cdot \varphi} \quad (5.3)$$

definiert. Trägt man den Betrag der Admittanz  $\hat{Y}_{el}$  und die Phasenverschiebung  $\varphi$  über der jeweiligen Anregefrequenz  $f$  auf, so erhält man den so genannten Frequenzgang der Kurzschluss-Eingangsadmittanz.

Bei der Resonanzfrequenz  $f_r$  wird die Phasenverschiebung  $\varphi$  zu Null und der Betrag der Admittanz  $\hat{Y}_{el}$  erreicht näherungsweise ein Maximum, siehe Abbildung 5.2. Dieses gilt für schwach gedämpfte Systeme, bei denen die Maximaladmittanzfrequenz  $f_{max}$  und die Resonanzfrequenz  $f_r$  nahezu zusammen fallen. Bei konstanter Anregespannung sind die Amplituden von Strom und Geschwindigkeit maximal. An diesem Betriebspunkt tritt keine elektrische Blindleistung auf, da die Phase  $\varphi_{el}$  der elektrischen Eingangs-Admittanz null ist. Die Kurzschluss-Eingangsadmittanz weist noch eine weitere Stelle auf, bei der die Phase zu null wird, nämlich bei der Antiresonanzfrequenz  $f_{r_{anti}}$ . Sie wird so bezeichnet, da hier unabhängig von der anliegenden Anregespannung nahezu kein Strom fließt.

### 5.1.3 Schwingungsmessungen

Die Laservibrometrie ist ein berührungsloses Verfahren zur Bestimmung von Schwingamplituden bzw. -geschwindigkeiten oszillierender Oberflächen. Um einen Eindruck des Schwingungsverhaltens des Aktors zu bekommen, wurden Schwingungsuntersuchungen an der Stirnseite des Stators mit einem Scanning Laser Vibrometer durchgeführt. Der



**Abbildung 5.3:** Nachweis des Funktionsprinzips mittels Laservibrometermessung, vgl. schematische Darstellung in Bildfolge 2.22



schematische Versuchsaufbau zum Nachweis des Shaking Beam-Prinzips ist in Abbildung 5.3(a) dargestellt.

Für die Messung wurde ein Netz aus Messpunkten definiert, an denen der Laser automatisch nacheinander die jeweilige Schwinggeschwindigkeit ermittelte. Die Anregung des Aktors erfolgte bei einer Anregeleistung von  $P_{el} \approx 2W$  in Resonanz.

Bei dem untersuchten Antrieb werden zwei Längsschwinger mit einem Verbindungselement gekoppelt. Die in der Resonanzfrequenz aufeinander abgestimmten Schwinger werden mit einem Phasenversatz von  $90^\circ$  angesteuert. Der daraus resultierende Phasenversatz in der mechanischen Schwingung bewirkt ein Verkippen des biegesteifen Verbindungselements. In der Mitte des Verbindungselementes ist ein Stößel befestigt. Durch die kippende Auf- und Abwärtsbewegung des Verbindungselementes führt die Stößelspitze eine elliptische Bewegung aus, siehe auch Kapitel 2.4.

Als Ergebnis zur Schwingungsuntersuchung mit einem Scanning-Laservibrometer zeigt die Bildfolge in Abbildung 5.3(b) die Bewegung der Stirnflächen. Die Stirnflächen bewegen sich gemäß dem in Abbildung 2.22 auf Seite 29 erläuterten Funktionsprinzip. Durch die Überlagerung von Kipp- und Auf- und Abbewegungen auf der Stirnseite des Antriebs wird eine an der Stößelspitze eine elliptische Trajektorie erzeugt.

#### 5.1.4 Parameteridentifikation

Der Entwurf und der Aufbau eines mechatronischen Systems erfordert eine frühe Erkennung des Systemverhaltens und der Einflüsse der Umgebung auf das Systemverhalten. Wenn es sich um Systeme handelt, in denen Schwingungen von Strukturelementen eine wesentliche Rolle spielen werden dazu Modelle benötigt, mit denen die Dynamik dieser Elemente beschrieben werden kann.

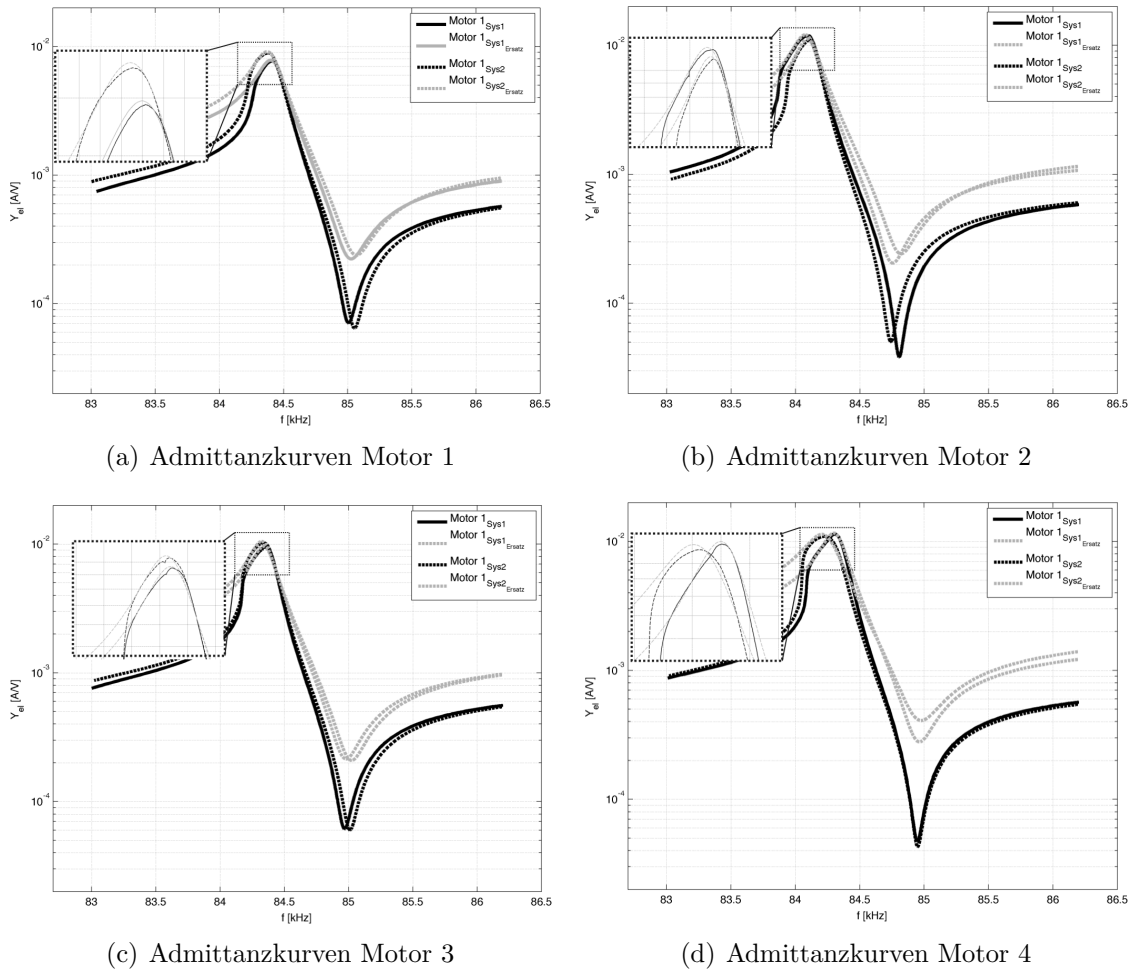
Als Standard-Werkzeug hat sich dabei die Methode der Finiten Elemente herausgebildet, mit der eine genaue Modellierung möglich ist. Mit Hilfe der Finite Elemente Methode können kontinuumsmechanische Modelle aufgestellt werden, die das Verhalten der Subsysteme beschreiben. Diese Modelle können auch benutzt werden, um z.B. eine Komponentenoptimierung durchzuführen. In Anbetracht der großen Dimension und hohen strukturellen Komplexität der meisten Finite Elemente Modelle, welche mit großem Rechenaufwand realisiert werden müssen, ist es schwierig, diese bei der Entwicklung eines größeren Systems, in dem ein betrachteter Einzelantrieb nur ein Teilsystem darstellt, einzusetzen. Deshalb ist es erforderlich eine Modellreduktion durchzuführen, die auf vereinfachte Modelle mit wenigen Freiheitsgraden führt, wie es bei elektromechanischen Ersatzmodellen der Fall ist.

Es gibt unterschiedliche Wege, die notwendigen Modellparameter für das elektromechanische Ersatzmodell zu bestimmen. In [MKR05] wird eine Methodik dargestellt, mit der die Parameter, die in diesen Ersatzmodellen auftreten, direkt aus Finite Elemente Simulationen ermittelt werden können.

In dieser Arbeit wird aufgrund der Komplexität des Gesamtsystems eine experimentelle Methode zur Ermittlung der notwendigen Parameter für das diskrete Ersatzmodell angewandt [Lit03]. Das Vorgehen gliedert sich in folgende drei Schritte auf:

1. Experimentelle Messung der Admittanzkurven im zu modellierenden Resonanzbereich
2. Ermittlung von charakteristischen Stützstellen in Matlab
3. Analytische Berechnung der Ersatzparameter nach [Lit03] in Matlab

Die identifizierten Frequenzgänge der acht Ersatzmodelle sind in Abbildung 5.4 zusammen mit den Kurzschluss-Eingangsadmittanzen der vier Einzelantriebe im Bereich um die Resonanzfrequenz abgebildet.



**Abbildung 5.4:** Admittanzkurven der vier untersuchten Einzelantriebe mit identifizierten Ersatzsystemen. Die Resonanzbereiche sind zusätzlich vergrößert dargestellt.

Die in den Darstellungen jeweils doppelt auftretenden Resonanzfrequenzen sind den Longitudinalschwingungsmoden der Schwingssysteme zuzuordnen. Wie die vergrößerte

Darstellung jeweils zeigt, schmiegen sich die berechneten Kurven der zugrunde gelegten Ersatzmodelle an die Messung im Resonanzbereich an.

In Tabelle 5.1 sind die ermittelten Ersatzparameter für die 4 Einzelantriebe respektive jeweils deren 2 Schwingsysteme aufgeführt. Die Übertragungskennzahl  $\alpha$  zwischen mechanischem und elektrischem Verhalten wurde durch Messung von Strom und Schwinggeschwindigkeit bei resonanter Ansteuerung bei zwei Antrieben ermittelt, siehe auch Identifikationsverfahren in [Lit03]. Die Messungen ergaben unabhängig von einander ein  $\alpha \approx 1 \frac{N}{V}$ .

Die experimentelle Bestimmung der einzelnen Resonanzfrequenzen bildet die Grundlage für die im Kapitel 5.3 getroffenen Auswahl der Anregfrequenzen bzw. -frequenzbereiche.

**Tabelle 5.1:** Experimentell ermittelte Ersatzparameter für 4 baugleiche Einzelantriebe aufgeteilt in die jeweils zugehörigen Schwingsysteme

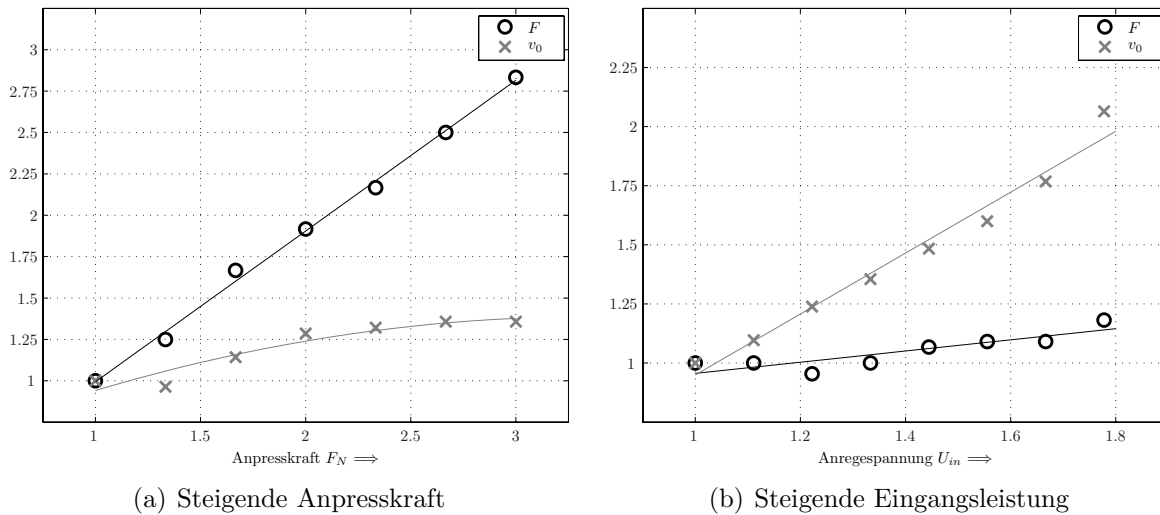
		Motor 1		Motor 2		Motor 3		Motor 4	
		Sys 1	Sys 2	Sys 3	Sys 4	Sys 5	Sys 6	Sys 7	Sys 8
$f_r$	Hz	84416	84388	84089	84103	84353	84336	84314	84232
$d$	$\frac{Ns}{m}$	130.98	112.23	84.31	90.83	106.20	97.02	88.27	91.23
$m$	kg	0.1016	0.0817	0.0652	0.0822	0.0906	0.0800	0.0700	0.0515
$c$	$\frac{N}{m} \cdot 10^9$	28.58	22.96	18.21	22.94	25.44	22.47	19.64	14.43
$C_p$	$F \cdot 10^{-9}$	2.48	2.76	3.21	2.85	2.69	2.78	3.37	4.03

### 5.1.5 Parameterstudien

Zur Einstellung eines gewünschten Betriebszustandes beschränken sich die einstellbaren Parameter auf die Anregfrequenz, Anpresskraft und zugeführte Energie. Da sich die Lage der Resonanzfrequenz im Betrieb verschieben kann, wurde im Rahmen dieser Arbeit zur Ansteuerung ein computergesteuerten PLL-Regelkreis verwendet, der die Anregfrequenz phasenabhängig nachführt, siehe auch [Lit03].

Unter der Annahme, dass der Motor im Resonanzbereich betrieben wird, verbleiben die Parameter Anpresskraft und zugeführte Energie. Abbildung 5.5 stellt die Ergebnisse der in [MHVW04] durchgeführten Messreihe, in der der Einfluss dieser wichtigen Eingangsparameter auf das Betriebsverhalten untersucht wurden, dar. Die Messwerte in der Darstellung wurden jeweils auf den Startwert normiert.

Wie bei einem reibkraftbasierten Wirkprinzip erwartet, besteht ein linearer Zusammenhang zwischen Anpresskraft und maximaler Schubkraft. Das Verhältnis dieser beiden Größen ist im gemessenen Anpresskraftbereich nahezu konstant. Zusätzlich wird die maximale Schlittengeschwindigkeit  $v_0$  von der Anpresskraft zwischen Motor und Schlitten



**Abbildung 5.5:** Normierter Verlauf von Leerlaufgeschwindigkeit und Blockierkraft eines Einzelantriebs bei Parametervariationen von Eingangsamplitude bzw. Anpresskraft

beeinflusst. Mit ansteigender Anpresskraft steigt die Leerlaufgeschwindigkeit asymptotisch bis zu einem Maximum, welches die Leerlaufgeschwindigkeit im stationären Zustand darstellt, an.

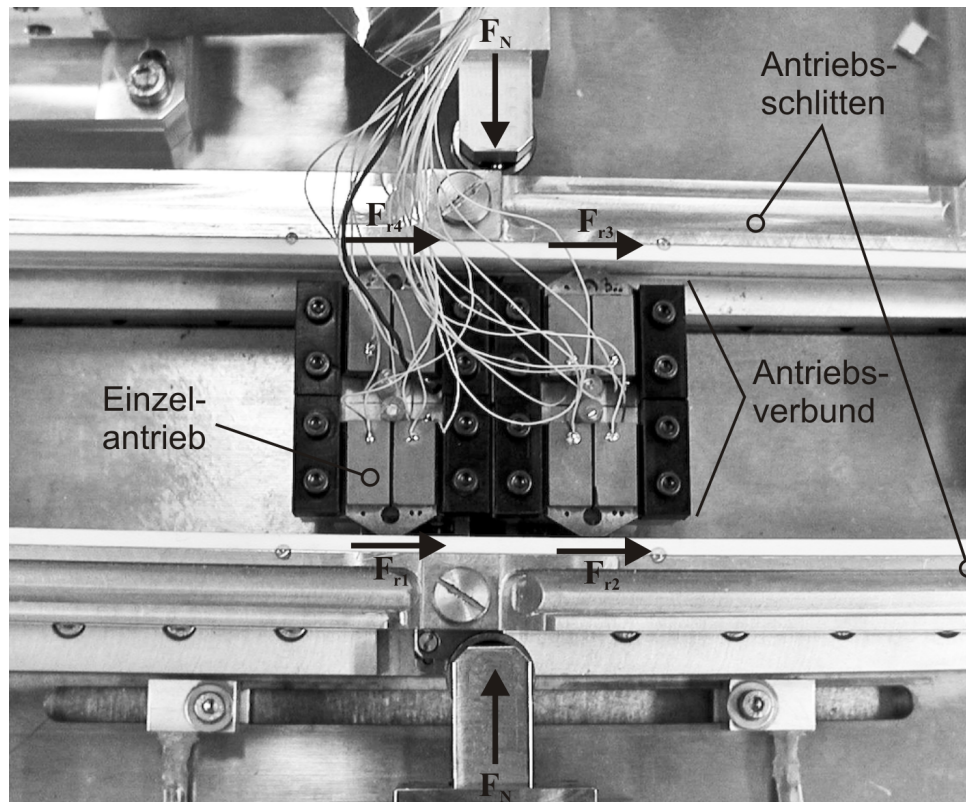
Dieses Verhalten ist damit zu erklären, dass der Antrieb seine maximale Antriebsgeschwindigkeit innerhalb des im Versuchsaufbau begrenzten Verfahrenswegs nur bei genügend hoher Beschleunigung erreichen kann. Die Beschleunigung des Antriebs steht in einem engen Zusammenhang mit dem Schlittengewicht  $m_R$  und der Antriebskraft  $F$  des Motors. Im Falle einer niedrigen Beschleunigung, hervorgerufen durch eine geringe Anpresskraft, konnte der Piezoantrieb seine maximale Antriebsgeschwindigkeit nicht entwickeln.

Eine ansteigende Anregespannung  $U_{in}$  führt zu einer erhöhten Schwinggeschwindigkeit  $v_S$  an der Stößelspitze, wodurch ein linearer Zusammenhang zwischen Leerlaufgeschwindigkeit und elektrischer Eingangsleistung entsteht. Auch die Blockierkraft steigt langsam mit steigender elektrischer Eingangsleistung an. Begründet werden kann dieses Verhalten mit ansteigender Schwingamplitude des Antriebstoßels in Normalenrichtung. Dieses Verhalten sollte in weiterführenden Arbeiten zu den Kontaktmechanismen von Mikrostoßantrieben genauer untersucht werden.

Es zeigt sich, dass sowohl Anpresskraft als auch elektrische Eingangsleistung geeignete Parameter sein können, einen Einzelantrieb bzw. ein Bündel von Einzelantrieben in ihrem Betriebsverhalten zu synchronisieren. Die maximale Antriebskraft sollte vor allem durch die Anpresskraft, die Vorschubgeschwindigkeit durch eine geeignete elektrische Anregespannung eingestellt werden.

## 5.2 Verbund von Einzelantrieben

Abbildung 5.6 zeigt den Aufbau zur Untersuchung eines Verbunds von Einzelantrieben. Der *Antriebsschlitten* ist ein linear geführter Aluminiumrahmen auf den zwei Antriebsleisten aufgebracht sind. Dieser Aufbau ermöglicht einen gemeinsamen Betrieb von bis zu 4 Einzelantrieben.

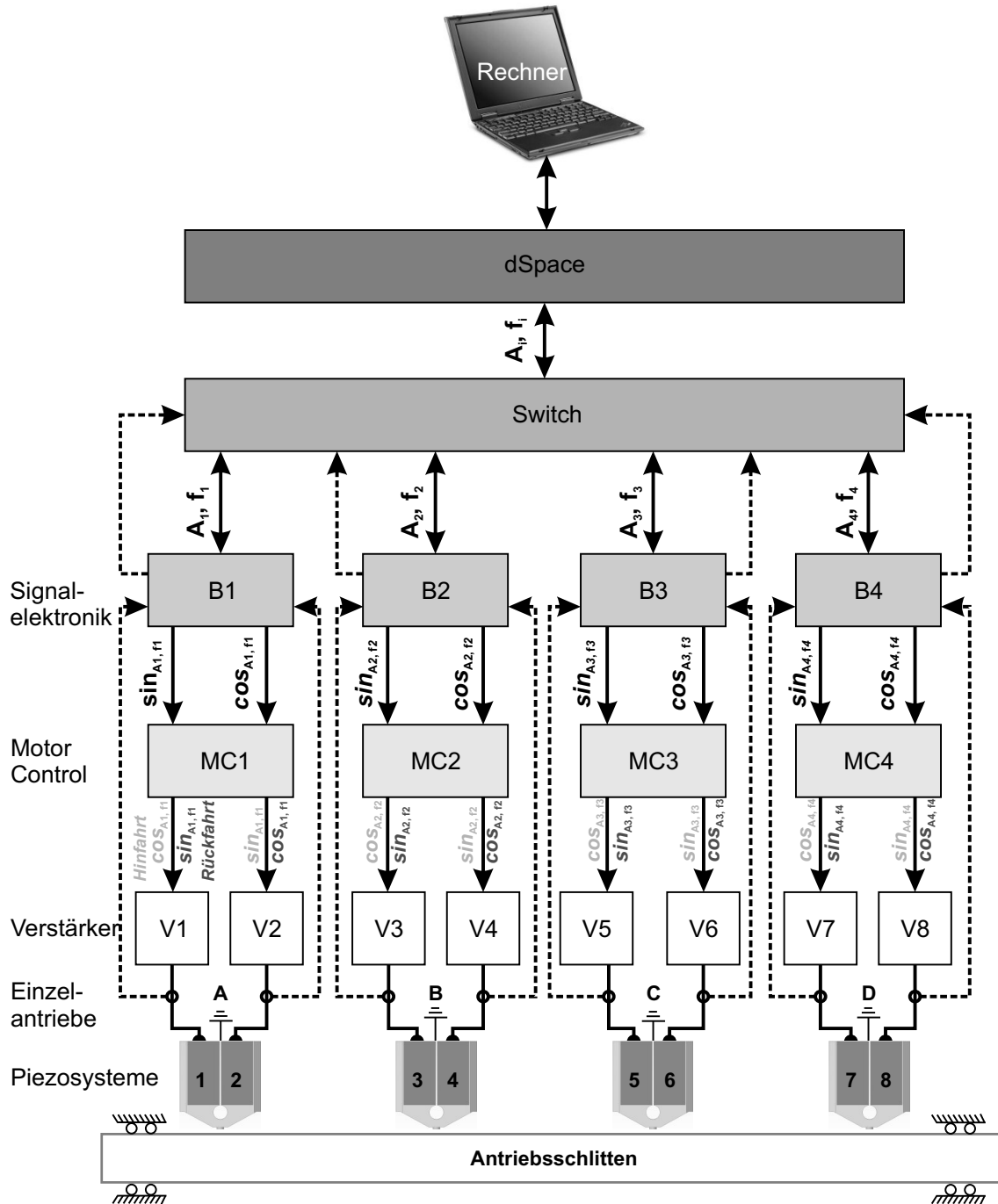


**Abbildung 5.6:** Verbund von vier Einzelantrieben

Die Einzelantriebe werden senkrecht zur Reibfläche aus  $Al_2O_3$  mit der Kraft  $F_N$  angepresst. Jeweils zwei Antriebe sind einander gegenüber angeordnet, sodass die erforderlichen Andruckkräfte nicht in ein Moment resultieren und die Antriebsschienen verdrehen, siehe auch [Sch98; Hem01]. Der Schlitten bewegt sich entlang der fest montierten Einzelantriebe hin und her. Bei einer ungeraden Anzahl von Antriebselementen wird auf der freien Seite ein Wälzlager zur Führung eingesetzt.

Die *Einzelantriebe* erzeugen durch Kopplung jeweils zwei longitudinal schwingender *Einzeloscillatoren* die Vorschubkraft und- geschwindigkeit am Antriebsschlitten. Die elektrischen Ansteuersignale werden für jedes Piezosystem durch einen *Verstärker* transformiert. Der komplette Versuchsstand zur experimentellen Auswertung der Ansteuerstrategien ist schematisch mit Signal- und Energieflüssen in Abbildung 5.7 auf der nächsten Seite dargestellt.

Die Einheit *Motor Control* sensiert über zwei Lichtschranken die Endlagen des Antriebsschlittens und schaltet kurz vor Erreichen einer Endlage die Antriebssignale um. Auf diese



**Abbildung 5.7:** Schematische Darstellung des Motorprüfstands für vier Einzelantriebe

Art und Weise wird ein stetiger Betrieb durch Hin- und Herfahren des Antriebsschlittens ermöglicht. Die Ebene *Signalelektronik* erfüllt zwei Funktionen:

- Erzeugung und Ausgabe jeweils eines sin- und cos-Signals. Amplitude  $A_i$  und Frequenz  $f_i$  der Ausgangssignale werden durch den Switch bereitgestellt.
- Eingang der Messgrößen  $U_i$ ,  $I_i$  und  $\phi_i$  und Bereitstellung an den Switch

Die Verbindung von Versuchsaufbau mit dem Rechner wurde durch eine *dSpace-Box* realisiert. Der so genannte *Switch* dient als rotierender Schalter, um die Ansteuer- und Messsignale zu bestimmten Zeitpunkten der Signalelektronik zur Verfügung zu stellen. Diese Vorgehensweise ist notwendig, da man mit nur einem dSpace System nicht in der Lage wäre, 4 Antriebe zur gleichen Zeit in der Art und Weise zu betreiben, wie es für die Untersuchungen notwendig ist.

Der *Rechner* dient als Schnittstelle zwischen Benutzer und Versuchsaufbau. Dabei erfüllt er mehrere Aufgaben:

- Eingabe der gewünschten Versuchsparameter
- Berechnung und Bereitstellung der Ausgabeparameter
- Speicherung der Messdaten

Auf diesem Motorprüfstand wurden mehrere Messreihen mit variierter Anzahl an Einzelantrieben bei unterschiedlichen Ansteuerstrategien aufgenommen. Die gewonnenen Ergebnisse werden im nächsten Unterkapitel beschrieben und den Simulationsergebnissen gegenübergestellt.

## 5.3 Ansteuerstrategien

Um die Motorcharakteristik eines Motors beurteilen zu können, werden Motorkennlinien erfasst. Hierbei sind für eine Charakterisierung vor allem Größen wie die Leerlaufgeschwindigkeit, Maximalkraft und maximaler Wirkungsgrad von Interesse. Das Ziel ist es Bewertungskriterien zu schaffen, um sowohl unterschiedliche Piezoantriebe miteinander, als auch mit anderen Antriebsarten vergleichen zu können. Für Eingangsparameter wie Anregespannung  $U_{in}$ , Anpresskraft  $F_N$  und Ansteuerstrategie werden sich unterschiedliche Betriebspunkte in einem Vorschubkraft-Geschwindigkeits-Diagramm einstellen, in dem das Motorverhalten bezüglich der Betriebsgeschwindigkeit bei angelegter Belastung abzulesen ist.

Der in Kapitel 5.2 vorgestellte Versuchsaufbau erfüllt zwei Aufgaben:

1. Validierung des Antriebmodells sowohl für einen Einzelantrieb als auch für unterschiedliche Konfigurationen von Antriebsverbünden
2. Vergleich und Bewertung unterschiedlicher Ansteuerstrategien

Arbeitet der Motor ohne Gegenkraft, treibt er den Linearschlitten mit seiner Leerlaufgeschwindigkeit an. Bei ansteigender Antriebslast wird ein Punkt erreicht, an dem der Motor den Schlitten nicht mehr bewegen kann und diesen mit seiner maximalen Vorschubkraft antreibt. Diese Diagramme können einerseits durch aufwendige Messungen erstellt werden,

oder mit Hilfe eines mathematischen Ersatzmodells berechnet werden. Im Mittelpunkt der Untersuchungen steht die Frage nach Veränderung der Kurvenverläufe bei Variation der Eingangsparameter, um somit die Grundlage zur Optimierung der Betriebsparameter zu bilden. Für die nachfolgend beschriebenen Messungen wurden die Einzelantriebe bei verschiedenen Ansteuerstrategien und -ebenen (siehe Kapitel 5.3) betrieben.

Bei den Untersuchungen wurden dieselben Eingangsparameter sowohl im Experiment als auch für das Modell eingesetzt. In Tabelle 5.2 sind die Parameter aufgeführt, die für jede Motorkonfiguration und Ansteuerstrategie verwendet wurden.

**Tabelle 5.2:** Gemeinsame Eingangsparameter für alle Ansteuerstrategien

		Motor 1 ··· Motor 4
		Sys 1 ··· Sys 8
$U_{in}$	$V$	125
$d_R$	$\frac{Ns}{m}$	1
$m_R$	$kg$	2.5
$\Delta$	$\%$	40
$\mu_G$	—	0.25
$F_N$	$N$	45

Die Schlittendämpfung  $d_R$  steht in der Modellvorstellung in einem reziprok proportionalem Verhältnis zu der Leerlaufgeschwindigkeit  $v_{max}$ . Da keine experimentell gewonnenen Werte für die Schlittendämpfung zur Verfügung stehen wurde dieser Wert mit  $d_R = 1 \frac{Ns}{m}$  auf einem niedrigen Niveau angesetzt. Diese Annahme kann sich in der Berechnung vor allem in einer zu großen Leerlaufgeschwindigkeit auswirken (siehe Gleichung 4.14) und sollte bei einer weiteren Modellverfeinerung mit einem experimentell gewonnenem Wert unterlegt werden.

Die Tabellen 5.3 und 5.4 geben einen Überblick über die untersuchten Ansteuerstrategien. Das Betriebsverhalten der Einzelantriebe wird mit den vier Basiskonzepten aus Kapitel 5.3 - siehe auch Abbildung 4.13 auf Seite 86 - analysiert.

**Tabelle 5.3:** Untersuchte Ansteuerstrategien für Einzelantriebe

	Motor1	Motor 2	Motor3	Motor4
Individuell	✓	✓	✓	✓
Nicht Resonant Fixed	✓	✓	✓	✓
Sweep	✓	✓	✓	✓
Resonant Fixed	✓	✓	✓	✓

Aus den experimentell gewonnenen Erkenntnissen ergeben sich die geeigneten Strategien zur Ansteuerung von Antriebsverbünden. Hierbei wurde zwischen den unterschiedlichen Antriebsebenen *Motorenpaket* und *Einzelantriebe* aus Tabelle 4.1 auf Seite 85 unterschieden.



Um eine Aussage zu den Relationen Leerlaufgeschwindigkeit  $\leftrightarrow$  Motorenanzahl  $\leftrightarrow$  Blockierkraft treffen zu können, wurden die Untersuchungen mit einer Konfiguration aus 2 und 4 Antrieben durchgeführt. Die Ansteuerstrategien *Individuell* und *Festfrequenz im nicht resonanten Bereich* ergaben dieselben negativen Resultate wie bei den Einzelantrieben und werden aus diesem Grund nicht noch einmal gesondert betrachtet.

**Tabelle 5.4:** Übersichtsmatrix der untersuchten Ansteuerstrategien für Antriebsverbünde, bestehend aus 2 und 4 Einzelantrieben

	Ansteuerebene	2 Einzelantriebe	4 Einzelantriebe
Individuell	Schwingsysteme	✗	✗
Nicht Resonant Fixed	Antriebsverbund	✗	✗
Sweep	Einzelantriebe	✓	✓
Resonant Fixed	Einzelantriebe	✓	✓
Sweep	Antriebsverbund	✓	✓
Resonant Fixed	Antriebsverbund	✓	✓

### 5.3.1 Individuelle Anregung

Bei dieser Ansteuerstrategie will man den Effekt der Resonanzüberhöhung gezielt für jedes einzelne Schwingsystem ausnutzen. Hierzu regt man die einzelnen Schwingsysteme bei der jeweiligen Resonanzfrequenz  $f_{r1} \cdots f_{r8}$  an, siehe Tabelle 5.5.

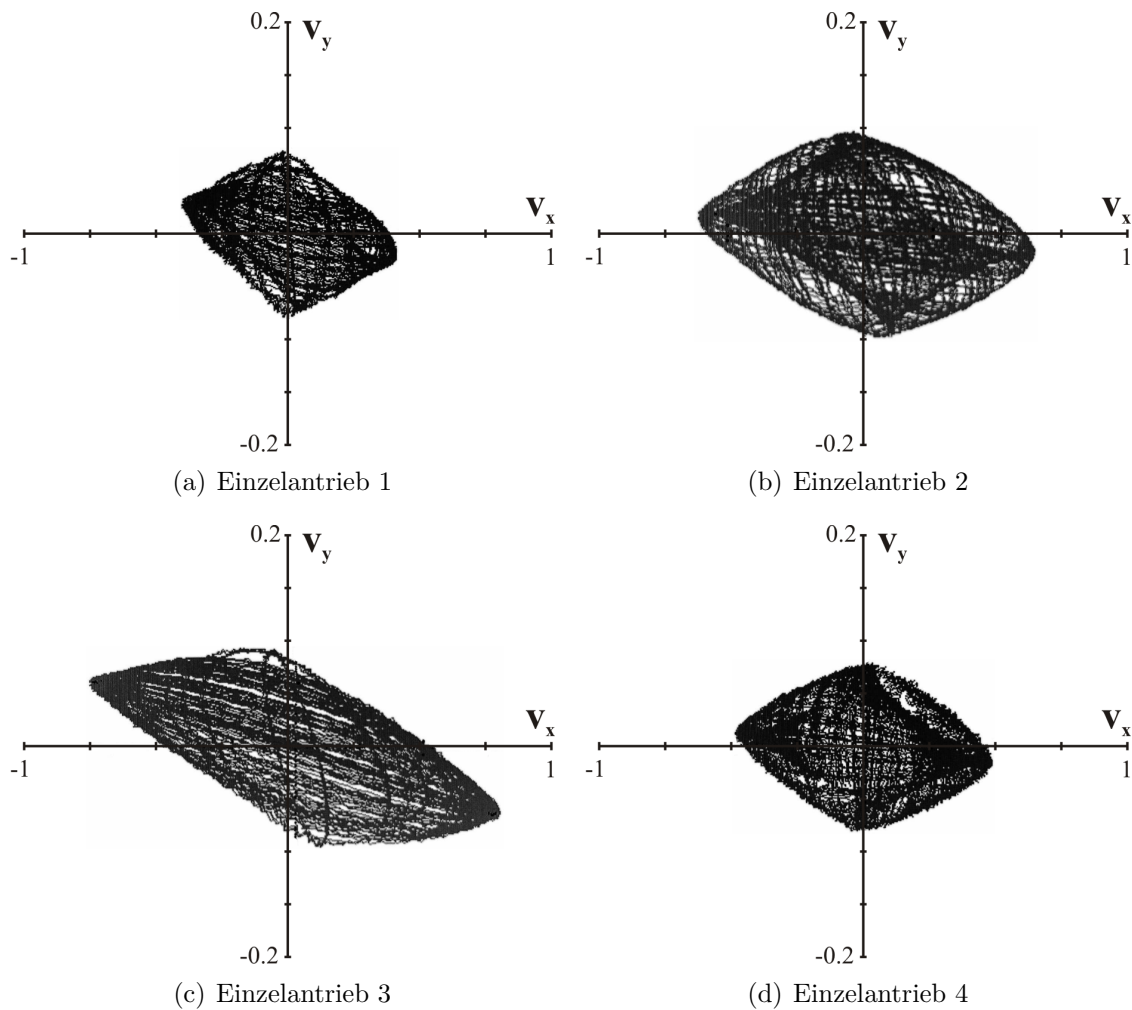
**Tabelle 5.5:** Eingangsparameter der vier Einzelantriebe in Modell und Experiment bei einer Ansteuerung mit den Resonanzfrequenzen jedes einzelnen Schwingsystems

		Motor 1		Motor 2		Motor 3		Motor 4	
		Sys 1	Sys 2	Sys 3	Sys 4	Sys 5	Sys 6	Sys 7	Sys 8
$f_r$	Hz	84416	84388	84089	84103	84353	84336	84314	84232

Die experimentelle Umsetzung ergab die Problematik der Schwebung. Dieses Phänomen tritt bei mehrphasigen Systemen auf, falls sie mit unterschiedlichen Anregfrequenzen beaufschlagt werden.

Der Antriebsschlitten konnte bei dieser Strategie nicht bewegt werden. Die Schwebungsfrequenz war mit dem Gehör wahrnehmbar, da die Differenzfrequenzen der Anregung im hörbaren Bereich liegen. Zur Absicherung dieser Erklärung wurden Stößeltrajektorien der vier Einzelantriebe mit einem 3D-Laservibrometer vermessen.

Wie in Abbildung 5.8 dargestellt, verlaufen die Stößelbewegungen in der  $x$ - $y$ -Ebene nicht gezielt in eine Richtung parallel zur Antriebsebene. Die Tangentialbewegung des Stößels ändert sogar im Laufe einer Schwingungsperiode die Richtung. Eine zielgerichtete Antriebskraft kann bei dieser Ansteuerung nicht erzielt werden.



**Abbildung 5.8:** Stößelbewegungen der vier untersuchten Einzelantriebe bei einer individuellen Anregung jedes Einzelschwingers

### 5.3.2 Festfrequenz im nicht resonanten Bereich

Zur experimentellen Untersuchung der Ansteuerung der Antriebe bei einer nicht im resonanten Bereich liegenden Frequenz wurden sämtliche Antriebe mit einer Betriebsfrequenz von  $f_{nr} = 80\text{kHz}$  betrieben.

**Tabelle 5.6:** Eingangsparameter zur Ansteuerung bei einer Frequenz im nicht resonanten Frequenzbereich

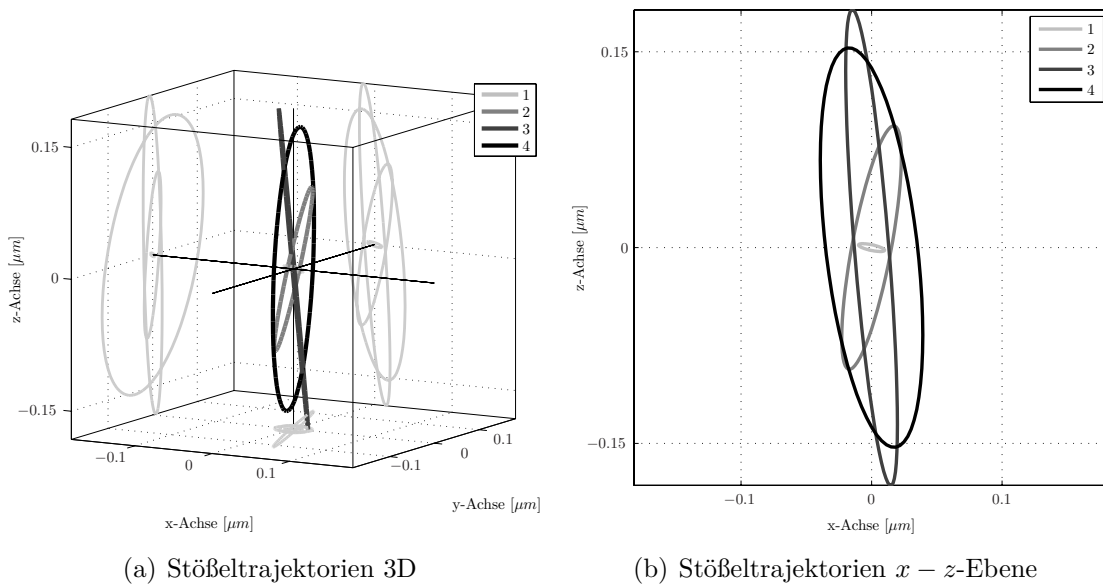
		Motor 1 ... 4
		Sys 1 ... 8
$f_{nr}$	Hz	80000

Bei dieser Ansteuerung schlugen sämtliche Versuche fehl, den Schlitten anzutreiben. Eine Messung der Stößeltrajektorien mit einem 3D-Laservibrometer gibt Aufschluss über die Gründe, warum die Antriebe keine ausreichende Antriebskraft entwickeln konnten,

siehe Abbildung 5.9. Das verwendete 3D-Laservibrometer ermöglicht durch seinen konstruktiven Aufbau mit drei auf einen Punkt fokussierten Laserstrahlen zu messen und der softwaregestützten Auswertung eine gleichzeitige Messung von drei senkrecht zueinander stehenden Geschwindigkeitskomponenten eines Messpunktes. Es werden jeweils die Schwingungskomponenten in Laserstrahlrichtung erfasst. Im Controller wird anschließend der Geschwindigkeitsvektor in kartesischen Koordinaten berechnet.

Zum einen können bei vertretbaren Anregespannung nur Stößelamplituden im unteren  $nm$ -Bereich erzielt werden, zum anderen konnte im nicht resonanten Bereich keine geeignete Schwingungsmoden getroffen werden, die ausreichend Schwingungsamplitude in der Antriebsebene erzielte. Wie in Abbildung 5.9(b) zu sehen ist, verläuft der größte Anteil der ohnehin geringen Schwingungsamplitude in Normalenrichtung zum Antriebsschlitten.

Auch in den experimentellen Untersuchungen mit Antriebsverbünden bestehend aus 2 bzw. 4 Einzelantrieben konnte bei nicht resonanten Frequenzen keine Vorschubbewegung erzielt werden.



**Abbildung 5.9:** Stößeltrajektorien der 4 untersuchten Einzelantriebe bei Ansteuerung im nicht resonanten Bereich mit  $f_{nr} = 80kHz$ .

### 5.3.3 Festfrequenz im resonanten Bereich

#### Einzelantriebe

Bei dieser Ansteuerstrategie wurden die Einzelantriebe bei einer Festfrequenz im resonanten Bereich angeregt. Die Anregungsfrequenz wurde durch die arithmetische Mittenfrequenz zwischen den Admittanzmaxima der beiden Einzelschwingssysteme definiert. Zur Ermittlung der Motorcharakteristiken der vier unterschiedlichen Einzelantriebe wurden sowohl im

Experiment als auch in der Berechnung folgende Eingangsparameter verwendet, siehe Tabelle 5.7.

**Tabelle 5.7:** Eingangsparameter der vier Einzelantriebe in Modell und Experiment bei einer Ansteuerung mit Festfrequenz im resonanten Bereich

		Motor 1		Motor 2		Motor 3		Motor 4	
		Sys 1	Sys 2	Sys 3	Sys 4	Sys 5	Sys 6	Sys 7	Sys 8
$f_r$	$Hz$	84402		84096		84344		84273	

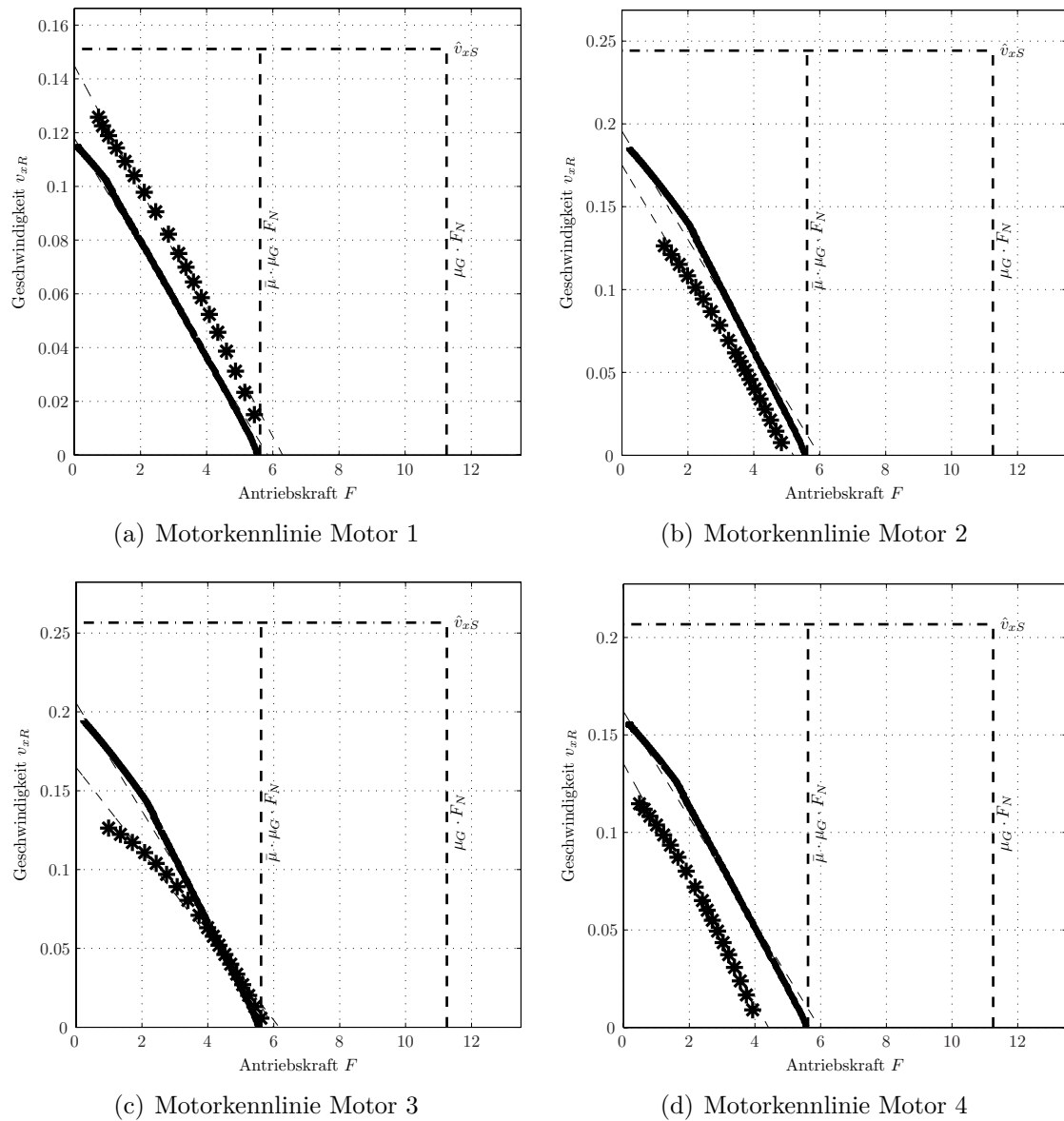
In Abbildung 5.10 werden die experimentell gewonnenen Ergebnisse mit den Ergebnissen des Simulinkmodells für jeweils vier Einzelantriebe gegenübergestellt. Zusätzlich sind die Kennlinien durch Darstellung der interpolierten Verläufe und Leistungsgrenzen erweitert worden.

Trotz unterschiedlicher Eingangsparameter in das Simulinkmodell ist zu erkennen, dass die berechneten und gemessenen Verläufe für jeden Einzelantrieb gut miteinander korrespondieren. Die gemessenen Blockierkräfte der vier Einzelantriebe liegen zwischen 4.5 und 6  $N$ . Für alle vier Antriebe wurde die maximale Antriebskraft mit 5.6  $N$  berechnet. Auch die Leistungsgrenzen resultierend aus den Überlegungen zum Mikrostoßantrieb können durch die Messungen bestätigt werden. Die maximale Schubkraft bei einem reibkraftbasierten Funktionsprinzip ohne Abhebephase und Ultraschalleinfluss in der Kontaktphase  $\hat{F}_G = \mu_G \cdot F_N$  wird um dem Mikrostoßfaktor  $\bar{\mu}$  reduziert. Weiterhin bewegen sich sämtliche Leerlaufgeschwindigkeiten aus den Experimenten und dem Modell wie erwartet unterhalb der tangentialen Maximalgeschwindigkeit des Antriebstoßels  $\hat{v}_{xS}$ .

### Antriebsverbünde bestehend aus mehreren Einzelantrieben

Die Antriebe wurden sowohl mit einer Festfrequenz für das gesamte Antriebssystem als auch mit vier einzelnen Festfrequenzen für jeden Einzelantrieb angeregt. Die gewählten Frequenzen wurden anhand der experimentell ermittelten Frequenzgänge abgeleitet. Die jeweilige Anregefrequenz wurde dabei durch Mittelung der einzelnen Resonanzfrequenzen berechnet. Die Anregefrequenzen zur Ansteuerung der Antriebsverbünde mit resonanter Festfrequenz der Einzelantriebe sind jeweils identisch zu den Untersuchungen an den Einzelantrieben und können Tabelle 5.7 entnommen werden. Aus Tabelle 5.8 gehen die verwendeten Festfrequenzen für die untersuchten Antriebsverbünde bestehend aus 2 und 4 Einzelantrieben hervor.

Die Leerlaufgeschwindigkeiten sämtlicher in Abbildung 5.11 dargestellten Messungen und Berechnungen orientieren sich an der Stößelgeschwindigkeit des jeweils in Tangentialrichtung langsamsten Einzelantriebs. Das bedeutet, dass der langsamste Einzelantrieb die Maximalgeschwindigkeit des Antriebsverbunds vorgibt. Damit sind auch die Unterschiede zwischen den Leerlaufgeschwindigkeiten der Antriebskonfigurationen bestehend aus 2 und 4



**Abbildung 5.10:** Experimentell (\*) und theoretisch (—) ermittelte Motorcharakteristiken der vier untersuchten Einzelantriebe bei der Ansteuerung mit einer Festfrequenz im resonanten Bereich

**Tabelle 5.8:** Eingangsparameter zur Ansteuerung mit einer Festfrequenz im resonanten Bereich auf Motorpaketebene für Antriebsverbünde bestehend aus 2 und 4 Einzelantrieben

(a) Antriebsverbund bestehend aus 2 Einzelantrieben (Abbildung 5.11(b))

Motor 3 ... 4	
Sys 5 ... 8	
$f$	$Hz$
84309	

(b) Antriebsverbund bestehend aus 4 Einzelantrieben (Abbildung 5.11(d))

Motor 1 ... 4	
Sys 1 ... 8	
$f$	$Hz$
84279	

Einzelantriebe zu erklären. Wie bei denselben Untersuchungen mit Einzelantrieben ergeben sich Blockierkräfte in Größenordnung der um den Mikrostoßfaktor reduzierten Reibkräfte. Dabei ist zu beobachten, dass die Gesamtantriebskräfte vom Antriebsverbund kleiner als die jeweilige Summe der Einzelantriebskräfte sind.

Eine Erklärung für diese Beobachtung konnte im Versuchsaufbau gefunden werden. Die Einzelantriebe dürfen prinzipbedingt nicht starr fixiert werden, da man dadurch die Longitudinalschwingungen der Einzelschwingsysteme unterdrücken würde. Die notwendige schwimmende Lagerung führt jedoch im Betrieb im Motorverbund bei einigen Antrieben zu einer leichten Verdrehung in Antriebsebene. Dies hat zur Folge, dass die Einzelantriebe ihre volle Antriebskraft nicht gemeinsam zur Entfaltung bringen können.

### 5.3.4 Sweep Ansteuerung

#### Einzelantriebe

Die Einzelantriebe werden in einem Frequenzbereich ihrer Admittanzmaxima jeweils mit einer auf- und absteigenden Anregefrequenz  $f$  innerhalb eines definierten Zeitintervalls  $t_{sweep}$  angeregt. Die Mittenfrequenz des durchfahrenden Frequenzspektrums wird wie bei der Festfrequenzansteuerung in der Mitte der Admittanzmaxima der beiden Einzelschwingsysteme definiert, siehe Tabelle 5.9.

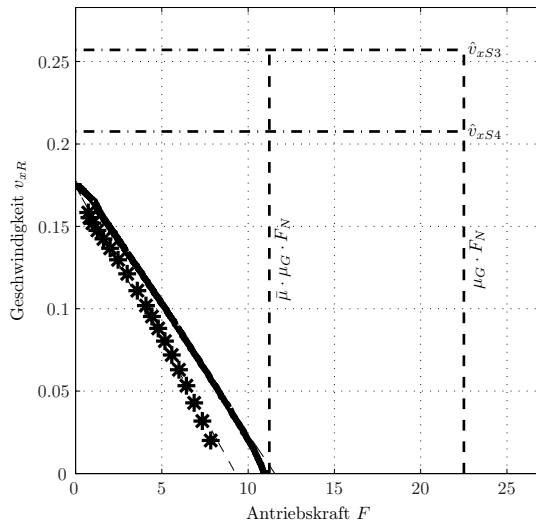
**Tabelle 5.9:** Eingangsparameter der vier Einzelantriebe in Modell und Experiment bei einer Ansteuerung mit einem Sweep mit einer Sweepweite von  $\pm 50 \text{ Hz}$  und einer Sweepldauer von  $0.1 \text{ s}$

		Motor 1		Motor 2		Motor 3		Motor 4	
		Sys 1	Sys 2	Sys 3	Sys 4	Sys 5	Sys 6	Sys 7	Sys 8
$f$	$\text{Hz}$	$84402 \pm 50$		$84096 \pm 50$		$84344 \pm 50$		$84273 \pm 50$	
$t_{sweep}$	$\text{s}$	0.1		0.1		0.1		0.1	

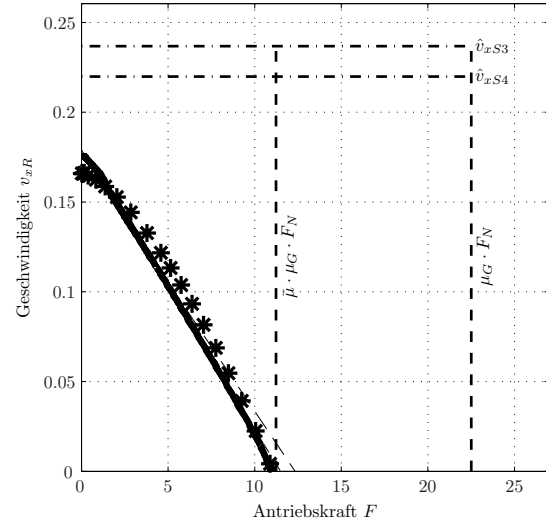
In der Berechnung ergeben sich tendenziell größere Stößelgeschwindigkeiten, die sich in Messung und Simulation in einer leicht größeren Leerlaufgeschwindigkeit auswirken. Im Vergleich zu der Festfrequenzansteuerung sind keine signifikanten Unterschiede in den Motorcharakteristiken zu erkennen. Eine Ursache hierfür kann in der relativ eng gewählten Sweepbreite liegen, die im Folgenden begründet wird.

Starke Unterschiede sind jedoch im Geschwindigkeitsprofil im eingefahrenen Zustand zu erkennen. Hier schwankt die Antriebsgeschwindigkeit um bis zu 75 %. Dieses Verhalten macht eine gleichmäßige Antriebsbewegung unmöglich. Eine Erklärung für dieses Verhalten kann aus Abbildung 5.13 abgeleitet werden.

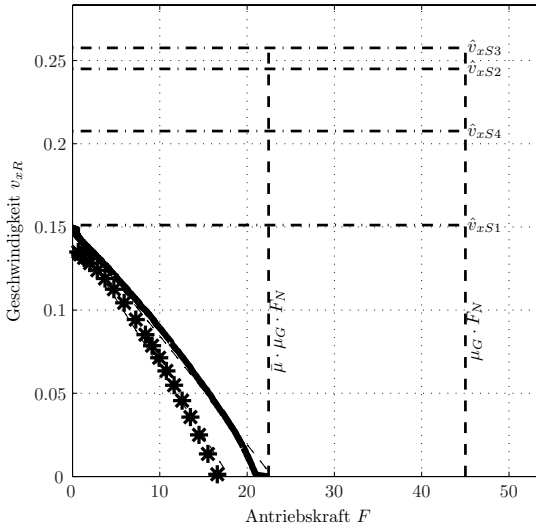
In Abbildung 5.13(a) ist exemplarisch der Verlauf der tangentialen Stößelgeschwindigkeit über der Zeit für einen Einzelantrieb aufgetragen. In diesem Verlauf kann die starke



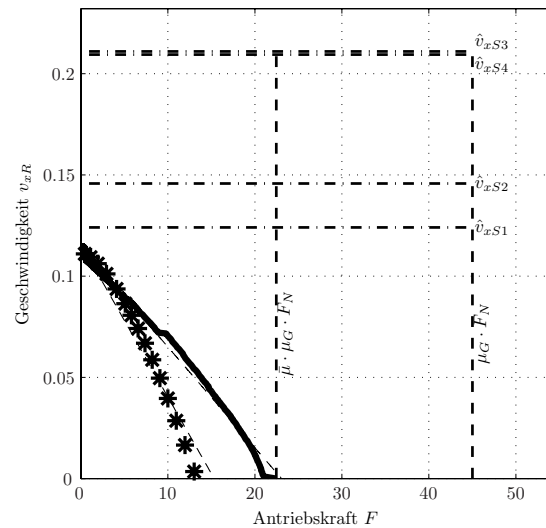
(a) Motorkennlinie Motoren 34 einzeln



(b) Motorkennlinie Motoren 34 gesamt



(c) Motorkennlinie Motoren 1234 einzeln

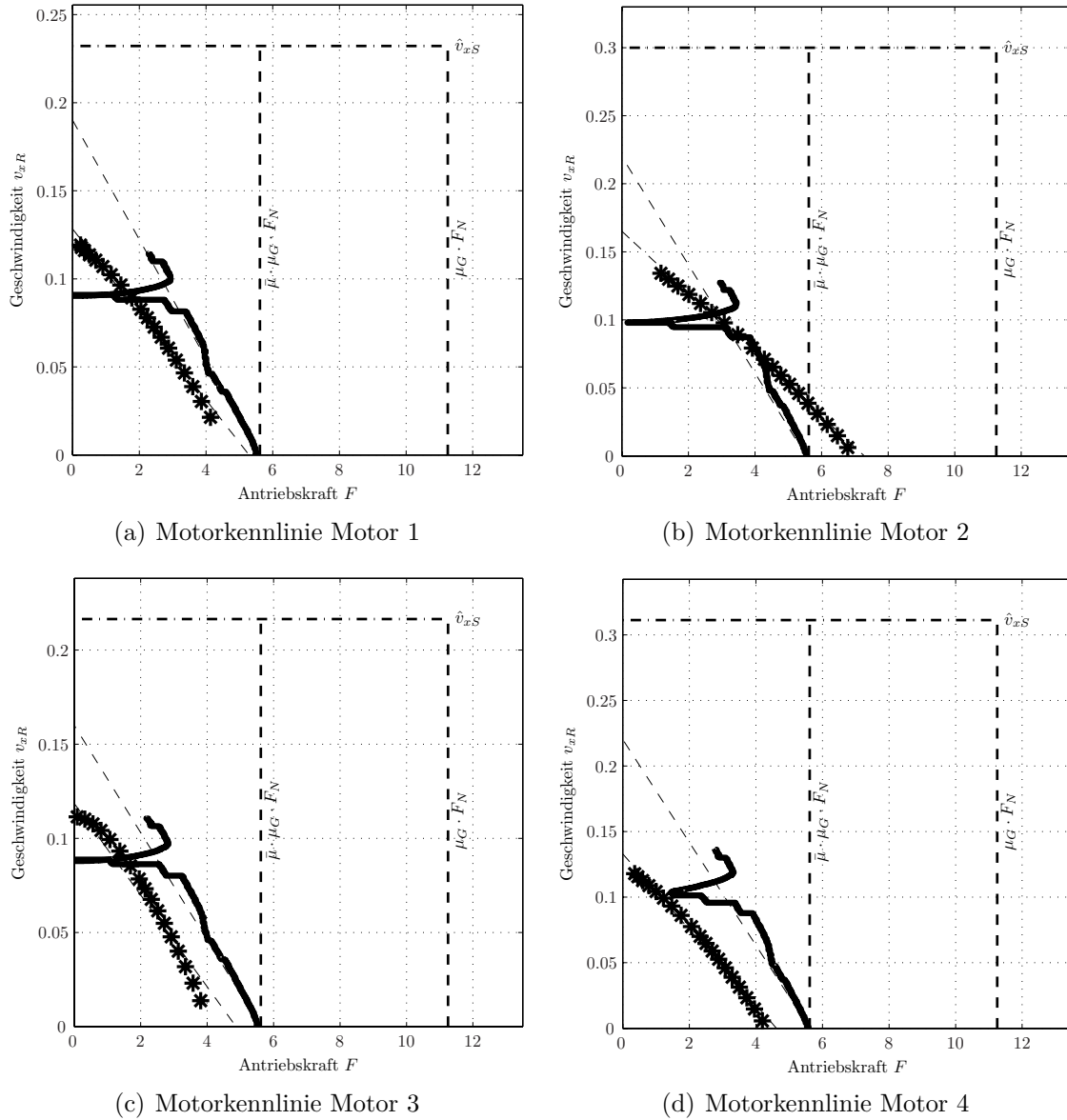


(d) Motorkennlinie Motoren 1234 gesamt

**Abbildung 5.11:** Experimentell (\*) und theoretisch (—) ermittelte Motorcharakteristiken von Antriebsverbünden bestehend aus 2 und 4 Einzelantrieben jeweils einzeln und als Gesamtsystem mit einer Festfrequenz im resonanten Bereich angesteuert

Abhängigkeit der Stößelamplitude zur Anregefrequenz abgelesen werden. Die Schwinggeschwindigkeit  $v_{xS1}$  erreicht während jeder Sweepperiode ein Geschwindigkeitsmaximum und ein -minimum.

Deutlich wird diese Abhängigkeit auch in Abbildung 5.13(b), auf dem die gemessene Schlittengeschwindigkeit der berechneten gegenübergestellt ist. Zusätzlich sind diesen Kurven die tangentialen Schwinggeschwindigkeitsmaxima des Einzelschwingers überlagert. Es ist gut zu erkennen, dass die resultierende Schlittengeschwindigkeit im stationären Zustand in Abhängigkeit zur Antriebsgeschwindigkeit  $v_{xS1}$  schwankt. Dabei orientiert sich das Minimum der Schlittengeschwindigkeit  $v_{xSmin}$  an die Minima der Einzelschwingerge-

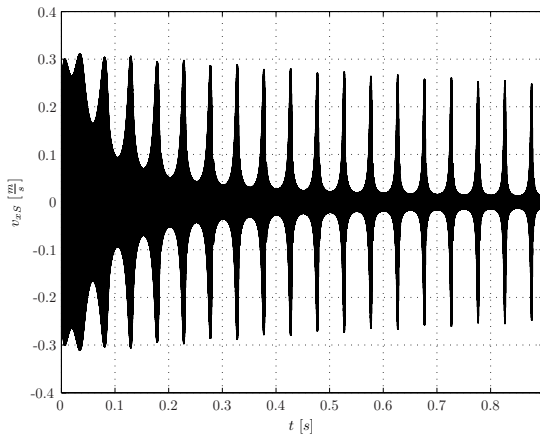


**Abbildung 5.12:** Experimentell (\*) und theoretisch (—) ermittelte Motorcharakteristiken der vier untersuchten Einzelantriebe bei einer Sweep Anregung mit einer Sweepbreite von 100 Hz und Sweepdauer von 0.1 s

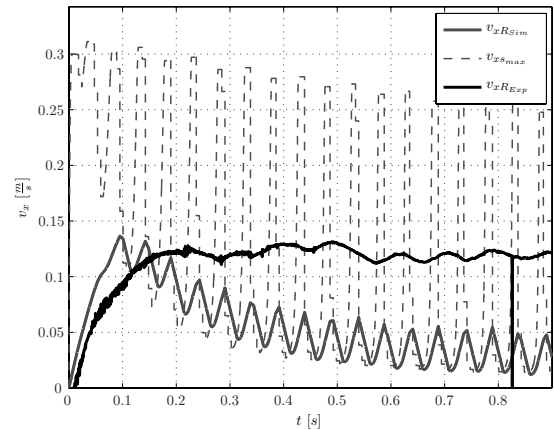
schwindigkeiten. Aus diesem Verhalten erklärt sich auch der große Unterschied zwischen der maximalen Stößelgeschwindigkeit  $\hat{v}_{xS}$  im Modell und den gemessenen und berechneten Leerlaufgeschwindigkeiten. Der Einbruch bei niedrigen Antriebskräften erklärt sich durch die schwankenden Vorschubgeschwindigkeiten im stationärem Betriebszustand.

Die maximalen Antriebskräfte sind durch die in der Simulation vorhergesagte Kraftgrenze limitiert. Die Kraftgrenze wird zum einen durch die reibschlüssige Kraftübertragung um den Faktor des Reibkoeffizienten  $\mu$  und zum anderen weiter um den Mikrostoßreibwert  $\bar{\mu}$  gemindert.





(a) Tangentiale Schwinggeschwindigkeit des Einzelschwingers aus dem Simulink Modell



(b) Gegenüberstellung von Mess- und Berechnungsergebnissen der Schlittengeschwindigkeiten. Zusätzlich ist die Hüllkurve der tangentialen Schwinggeschwindigkeiten des Stößels dargestellt.

**Abbildung 5.13:** Verlauf der berechneten und gemessenen Tangentialgeschwindigkeiten bei einer Sweep Anregung mit einer Sweepbreite von 50 Hz und Sweepdauer von 0.1 s

### Antriebsverbünde bestehend aus mehreren Einzelantrieben

Zur Sweep-Ansteuerung eines Verbunds gekoppelter Einzelantriebe wurden die Motorebenen Einzelantrieb - Eingangsparameter in Modell und Experiment siehe Tabelle 5.9 - und Antriebsverbund - Eingangsparameter siehe Tabelle 5.10 - getrennt voneinander betrachtet.

**Tabelle 5.10:** Eingangsparameter zur Ansteuerung mit einer Sweepanregung im resonanten Bereich auf Antriebsverbund-Ebene bestehend aus 2 und 4 Einzelantrieben

(a) Antriebsverbund bestehend aus 2 Einzelantrieben (Abbildung 5.14(b))

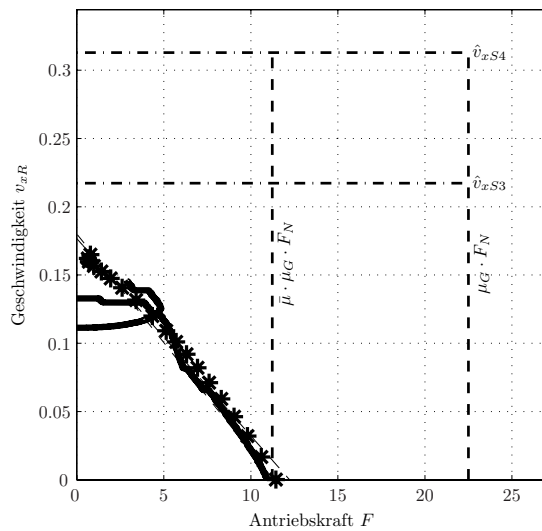
		Motor 3 ... 4
		Sys 5 ... 8
$f$	Hz	$84309 \pm 50$
$t_{\text{sweep}}$	s	0.1

(b) Antriebsverbund bestehend aus 4 Einzelantrieben (Abbildung 5.14(d))

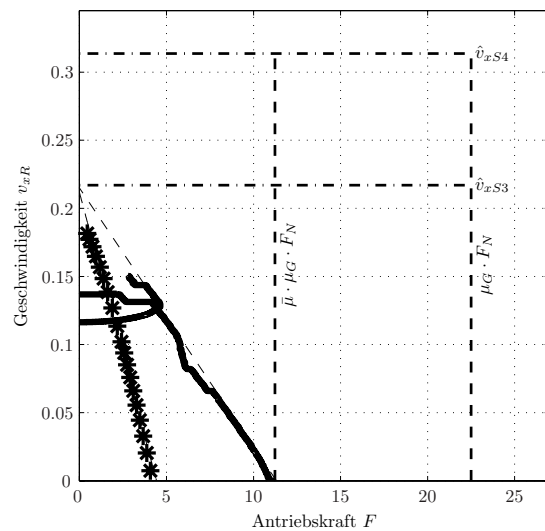
		Motor 1 ... 4
		Sys 1 ... 8
$f$	Hz	$84279 \pm 50$
$t_{\text{sweep}}$	s	0.1

In den Bildern 5.14(a) und 5.14(c) spiegeln sich die Ergebnisse aus den Messungen zum Ansteuerkonzept *resonante Festfrequenz* in Simulation und Experiment wider. Die Leerlaufgeschwindigkeit des Antriebsschlittens ist durch den Einzelantrieb mit der geringsten tangentialen Geschwindigkeitskomponente  $v_{xS_{\min}}$  vorgegeben. Der stationäre Geschwindigkeitsverlauf ist wie bei den Versuchen mit Einzelantrieben nicht konstant. Die um den Faktor des Mikrostoßreibwerts gesenkte maximale Vorschubkraft bildet auch für diese Motorkonfigurationen die Kraftgrenze.

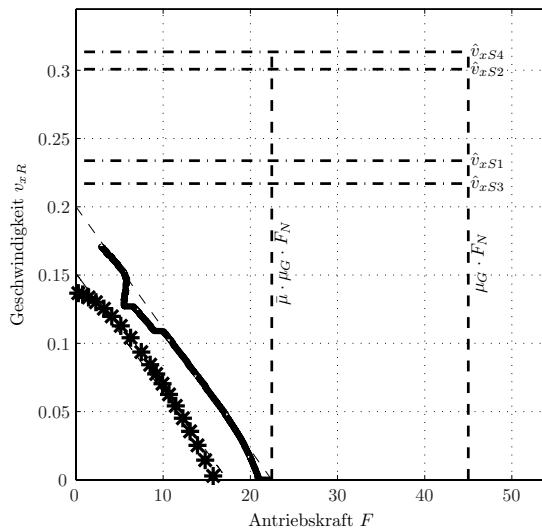
Die Messergebnisse in den Bildern 5.14(b) und 5.14(d) zeigen, dass sich die Sweep Ansteuerung auf Ebene des gesamten Antriebsverbunds nicht eignet. Obwohl zwei bzw. vier baugleiche Einzelantriebe genutzt wurden, ist ihr Betriebsverhalten bei denselben Frequenzen nicht identisch. Die Resonanzfrequenzen der Einzelantriebe liegen zwar in einem sehr engen Bereich von ca. 200 Hz beieinander, dieser Abstand reicht jedoch nicht zur parallelen Anregung mit einer Frequenz aus. Im Verlauf eines Frequenzsweeps wird jeweils nur ein Antrieb in seinem optimalen Frequenzbereich angesteuert. Bei dieser Strategie ist es sämtlichen Antrieben nicht möglich ihr Kraftpotential zur gleichen Zeit auszuschöpfen.



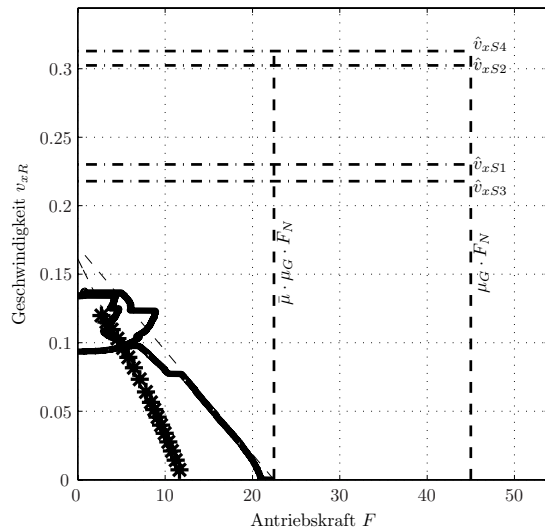
(a) Motorkennlinie Motoren 34 einzeln



(b) Motorkennlinie Motoren 34 gesamt



(c) Motorkennlinie Motoren 1234 einzeln



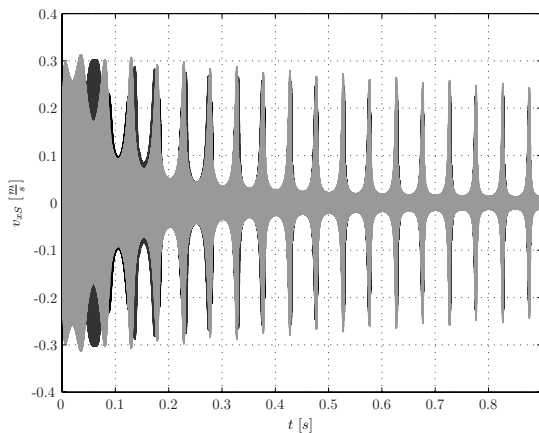
(d) Motorkennlinie Motoren 1234 gesamt

**Abbildung 5.14:** Experimentell (\*) und theoretisch (—) ermittelte Motorcharakteristiken von Antriebsverbünden bestehend aus 2 und 4 Einzelantrieben bei einer Sweep Anregung für das gesamte System bzw. jeden Einzelantrieb mit einer Sweepbreite von 100 Hz und Sweepdauer von 0.1 s

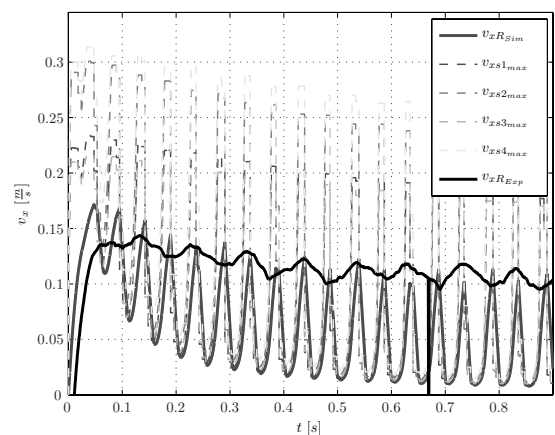
Besonders deutlich wird der Zusammenhang zwischen Schlitten- und den jeweilig unterschiedlichen Stößelgeschwindigkeiten der Einzelantriebe in der Modellbildung. Hier kommt es zu einer Art Abschaukeln der Vorschubgeschwindigkeit. Zunächst steigt die Schlittengeschwindigkeit während der Beschleunigungsphase auf ein Maximum an, sinkt jedoch nach dem Einschwingvorgang des Antriebstoßels sukzessive mit jedem Frequenzsweep auf ein niedrigeres Niveau ab.

Dieses wird maßgeblich durch das geringste Geschwindigkeitsmaximum der im Gesamtsystem vertretenen Einzelantriebe bestimmt. Insbesondere in der Modellbildung von Antriebsverbünden bestätigt sich diese Beobachtung.

Im Gegensatz zum Experiment durchlaufen die Sweepfrequenzen in der Simulation zeitgleich den Frequenzbereich von Start- bis Endfrequenz. Damit treffen sie im Sweepverlauf im selben Augenblick auf die jeweils optimale Anregfrequenz, die in diesem Fall der Resonanzfrequenz des Einzelsystems entspricht. Dieser Zeitpunkt spiegelt sich in Abbildung 5.15(a) durch die parallel auftretenden Geschwindigkeitsmaxima in der tangentialen Stößelgeschwindigkeit wider. Genauso verhält es sich in der Simulation mit den Geschwindigkeitsminima. Dadurch dass diese Bereiche jeweils gleichzeitig für alle Systeme angeregt werden, ist die relativ weite Schwankungsbreite in der simulierten Schlittengeschwindigkeit zu begründen.



(a) Tangentiale Schwinggeschwindigkeiten der vier Einzelschwinger aus dem Simulink Modell



(b) Gegenüberstellung von Mess- und Berechnungsergebnissen der Schlittengeschwindigkeiten. Zusätzlich sind die Hüllkurven der tangentialen Schwinggeschwindigkeiten der vier Antriebstoßel dargestellt

**Abbildung 5.15:** Verlauf der berechneten und gemessenen Tangentialgeschwindigkeiten bei einer Sweepanregung von 4 Einzelantrieben im Antriebsverbund mit einer Sweepbreite von 100 Hz und Sweepfrequenz von 10 Hz

Das Geschwindigkeitsverhalten des Antriebsschlittens wird in einem weitaus größerem Anteil von geringeren Stößelgeschwindigkeiten bestimmt. In Abbildung 5.15(b) ist die gemessene und modellierte Schlittengeschwindigkeit über der Zeit dargestellt. Die zusätzlich eingezeichneten Geschwindigkeitsmaxima der 4 Antriebstoßel aus der Simulation

erklären das Modellverhalten. Auch in diesem Fall orientiert sich das Minimum der Schlittengeschwindigkeit an den Minima der tangentialen Einzelschwinger Geschwindigkeiten  $\hat{v}_{xS1} \cdots \hat{v}_{xS4}$ .

## 5.4 Bewertung und Diskussion

Von den in dieser Arbeit behandelten Ansteuerstrategien für Einzelantriebe als auch Antriebsverbünde zeigten sich die Konzepte *Individuelle Ansteuerung* und *Festfrequenzanregung im nicht resonanten Bereich* als ungeeignet, da keine Antriebskräfte erzeugt wurden.

Die Untersuchungen der Ansteuerung mittels eines *Frequenzsweeps* zeigten die starken Abhängigkeiten zwischen Anregefrequenz und erzeugter Antriebskraft bzw. der daraus resultierenden Vorschubgeschwindigkeit des Antriebsschlittens.

Für ein Antriebskonzept, bei dem eine konstante Vorschubgeschwindigkeit gefordert wird, ist dieses Konzept nur mit Einschränkungen zu empfehlen. Die modelltechnisch dargelegten Ursachen für wechselnde Antriebsgeschwindigkeiten konnten zwar im Experiment nicht in diesem Maße nachgewiesen werden, jedoch waren auch hier teils deutliche Geschwindigkeitsschwankungen erkennbar. Um dieses Problem zu umgehen, würde sich ein sehr eng um die Resonanzfrequenz gewählter Sweepbereich anbieten. Damit verliert diese Strategie jedoch ihren Charme der Robustheit gegenüber Verschiebungen in der Aktorcharakteristik und konvergiert zum Ansteuerkonzept *Festfrequenzanregung im resonanten Bereich*.

Die Modellbildung konnte durch Einsatz eines Kontaktmodells mit Mikrostoßreibungwert vereinfacht werden. Die Gültigkeit der in Kapitel 3.4 gemachten Überlegungen und Annahmen wurde im Experiment nachgewiesen. Es ist möglich die auftretenden Antriebskräfte und daraus resultierenden Vorschubgeschwindigkeiten unter Anwendung des Modells mit  $F = \bar{\mu} \cdot \mu_G \cdot F_N$  sehr gut abzuschätzen.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

### Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschreibt Grundlagen, Herleitung, Implementierung und Anwendung eines Verfahrens zur Modellierung von Ansteuerstrategien für piezoelektrische Ultraschallantriebe mit Mikrostoßkontakt im Antriebsverbund.

Die Arbeit gliedert sich in zwei Abschnitte. Aufbauend auf die Entwicklung eines Modells zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens gekoppelter piezoelektrischer Ultraschallmotoren mit Stoßkontakt stellt die Untersuchung unterschiedlicher Ansteuerstrategien sowohl für einen Einzelantrieb als auch für Antriebsverbünde den zweiten Kernbestandteil dieser Arbeit dar.

Nach einer kurzen Einführung werden für diese Arbeit notwendige Grundlagen zu piezoelektrischen Ultraschallantrieben erläutert. Es folgt eine Übersicht der wichtigsten Methoden zur Kontaktanalyse zwischen reibschlüssig agierenden Tribosystemen, die mit einem Kontaktmodell für Ultraschallantriebe mit Mikrostoßkontakt schließt. Das Bestreben in der Modellbildung eines Systems ist es, die Komplexität möglichst gering zu halten ohne dabei die Simulationsergebnisse zu verfälschen. Die Motorcharakteristik wird im Wesentlichen durch die Kontaktvorgänge zwischen Stator und Reibschicht des Antriebsschlittens beeinflusst.

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte analytische Modell des Kontaktprozesses basiert auf das Coulombsche Reibgesetz und dient zur Vorhersage des dynamischen Verhaltens sowohl von Einzelantrieben als auch von Antriebsverbünden. Kern dieses Modells ist ein sogenannter Mikrostoßreibwert  $\bar{\mu}$  der eine vereinfachte Modellierung und Simulationen der im Detail sehr komplexen Reibeffekte ermöglicht. Dabei wird anstelle einer Kontaktfallunterscheidung in jedem Berechnungsschritt eine zeitliche Mittelung der makroskopisch wirkenden Kräfte durchgeführt.

Zum einen senkt die reibschlüssige Kraftübertragung die maximal übertragbare Kraft um den Faktor des statischen Reibkoeffizienten ohne Ultraschalleinfluss  $\mu$ , zum anderen wird diese Kraftgrenze weiter um den Mikrostoßreibwert  $\bar{\mu}$  mit  $\bar{\mu} = f(v_{xR}, \hat{v}_{xS}, \Delta)$  gemindert. Der Anteil der Kontaktzeit  $\Delta$  und die Geschwindigkeitsverteilung von Stößel  $\hat{v}_{xS}$  und Antriebsschlitten  $v_{xR}$  im Kontaktintervall sind signifikante Einflussgrößen auf diesen Faktor.

Eine derartige Vereinfachung ist vor allem bei der numerisch sehr anspruchsvollen Berechnung dynamischen Verhaltens eines komplexen Antriebsystems bestehend aus mehreren Einzelantrieben notwendig. Im zweiten Teil der Arbeit wurden unterschiedliche

Ansteuerstrategien für einen Antriebsverbund bestehend aus mehreren Einzelantrieben erarbeitet und für unterschiedliche Antriebskonfigurationen in das entwickelte Kontaktmodell implementiert. Zur experimentellen Validierung wurde ein Prüfstand aufgebaut, der Messungen im Leistungsbereich der verwendeten Motoren mit den unterschiedlichen Ansteuerstrategien ermöglicht.

Von den in dieser Arbeit behandelten Ansteuerstrategien für Einzelantriebe als auch Antriebsverbünde zeigten sich die Konzepte *Individuelle Ansteuerung* und *Festfrequenzanregung im nicht resonanten Bereich* als ungeeignet. Im ersten Fall wird jedes Schwingssystem in seiner Resonanz angeregt. Eine angemessene Leistungsübertragung von Schwingungsenergie in Vorschubkraft war aber durch das Phänomen der Schwebung nicht möglich. Dieses Phänomen tritt bei mehrphasig angeregten Systemen auf, falls sie mit unterschiedlichen Anregfrequenzen beaufschlagt werden. Bei der zweiten Strategie konnte der Effekt der Resonanzüberhöhung nicht genutzt werden, wodurch wesentlich größere elektrische Spannungen notwendig sind, um Schwingungsamplituden zu erzielen, die einen Schlittenantrieb ermöglichen können. Darüber hinaus wurde im nicht resonanten Betrieb nicht nur die gewünschte Schwingungsform sondern eine unerwünschte Mischform zweier Schwingungsmoden angeregt.

Die Untersuchungen der Ansteuerung mittels eines *Frequenzsweeps* zeigten die starken Abhängigkeiten zwischen Anregfrequenz und erzeugter Antriebskraft bzw. der Vorschubgeschwindigkeit des Antriebsschlittens. Für ein Antriebskonzept, bei dem eine konstante Vorschubgeschwindigkeit gefordert wird, ist dieses Konzept nur mit Einschränkungen zu empfehlen. Um dieses Problem zu umgehen, würde sich ein sehr eng um die Resonanzfrequenz gewählter Sweepbereich anbieten. Damit einhergehend verliert diese Strategie ihre Robustheit gegenüber Verschiebungen in der Aktorcharakteristik und konvergiert zum Ansteuerkonzept *Festfrequenzanregung im resonanten Bereich*. Bei dieser Ansteuerstrategie ist zu beobachten, dass der langsamste Einzelantrieb die Maximalgeschwindigkeit des Antriebsverbunds vorgibt.

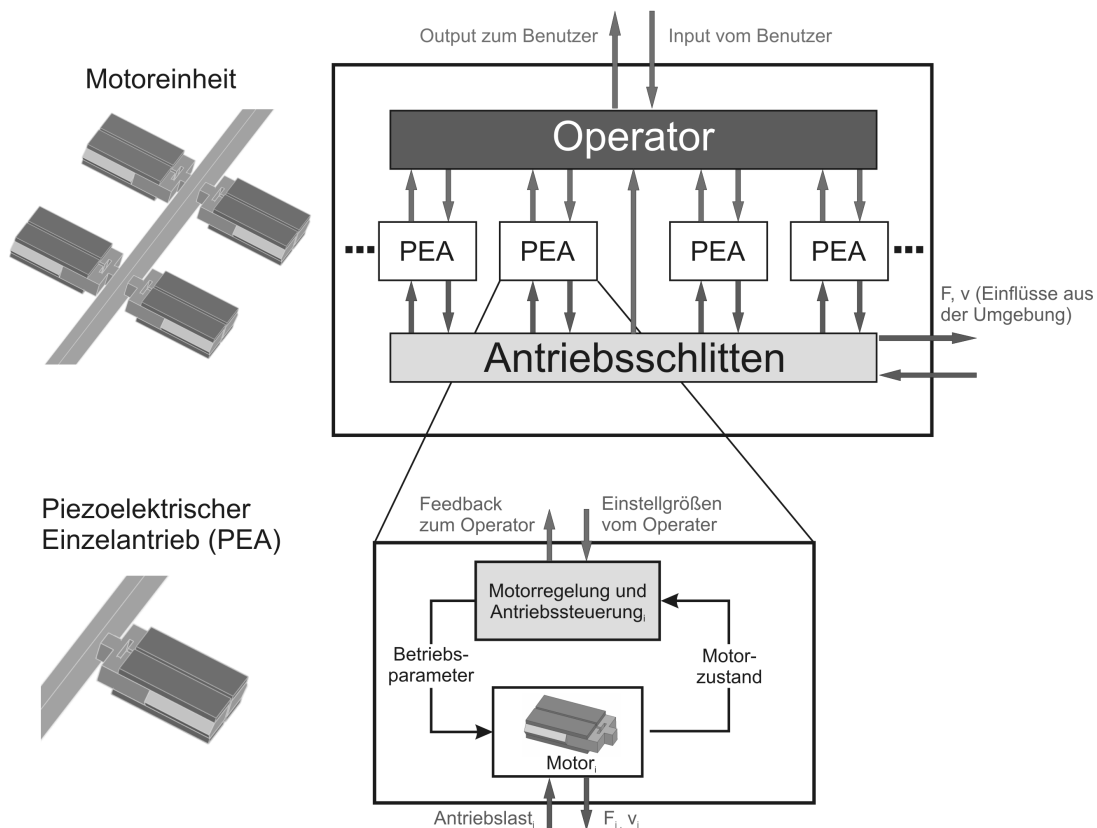
Die erfolgreiche Gegenüberstellung von Versuchs- und Simulationsergebnissen zeigen die Gültigkeit der Überlegungen und Annahmen zur Modellierung.

## Ausblick

In Abbildung 6.1 wird der schematische Aufbau des Grundsystems für eine zukünftige, selbst konfigurierende Regelung dargestellt. Zum einen soll durch die Vernetzung der einzelnen Aktoren eine Aufsummierung der Antriebskräfte erreicht werden, zum anderen soll im Betrieb nur eine lastabhängige Anzahl der Einzelantriebe arbeiten, die ihr Betriebsverhalten untereinander automatisch abstimmen.

Die Regelung eines einzelnen Motors beinhaltet eine Echtzeit-Messung seines tatsächlichen elektromechanischen Zustandes, welcher durch externe Parameter wie Alterung, Abnutzung oder Temperatur beeinflusst wird. Eine auf dem Modell basierende Analyse

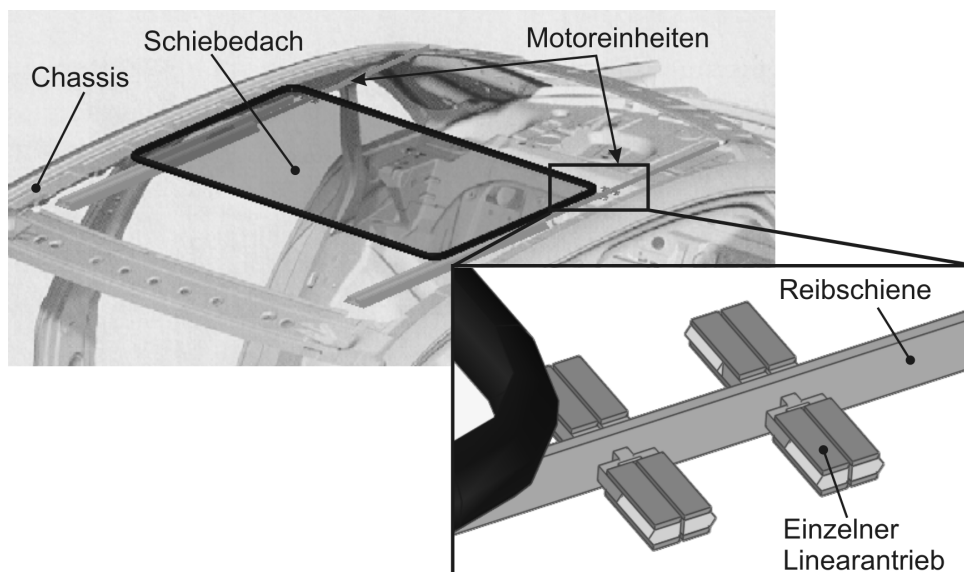
dieser Messung zeigt, ob Betriebsparameter wie Anrefrequenz, zugeführte Energie oder Anpresskraft geändert werden müssen, um die gewünschten Bewegungseigenschaften des einzelnen Antriebs zu erzielen.



**Abbildung 6.1:** Schematischer Aufbau des Grundsystems zum Betrieb komplexer Antriebssysteme bestehend aus einer Vielzahl von piezoelektrischen Einzelantrieben

Sobald mehrere Aktoren im Verbund arbeiten wird der Informationsverarbeitung der Mechatronik eine selbst-optimierende Informationsverarbeitung überlagert. Diese übergeordnete Einheit, der so genannte Operator, beinhaltet die Zielsysteme und eine mathematische Modellierung des Gesamtsystems. Durch Erfassung und Rückführung aller notwendigen Größen in dieses Gesamtmodell ist zu hoffen, dass Rückschlüsse auf das Gesamtverhalten gezogen werden können und eine Prozessregelung das gesamte System automatisch optimal konfigurieren kann. Abbildung 6.2 skizziert ein Zukunftsszenario für Antriebsverbünde bestehend aus einer Vielzahl an miniaturisierten Einzelantrieben.

Bei einem Ausfall des Operators sind die einzelnen Motoren noch in der Lage, das Schiebedach zu bewegen, jedoch ist keine Koordination zwischen den Einzelantrieben mehr möglich. Der Operator erhält zum einen Informationen von den einzelnen Motorregelungen (Motorzustand) und vom angetriebenen Teil und nimmt zum anderen Einflüsse von Außen auf (Benutzereingabe, Umgebungseinflüsse etc.). Er gibt sowohl den Motorregelungen (geänderte Zielspezifikationen) als auch dem Benutzer (z.B. Antriebsstatus, fällige Wartung, etc.) Rückmeldung.



**Abbildung 6.2:** Anwendungsszenario im Automobilbereich

Piezoelektrische Systeme können für Aktor- und zugleich für Sensorfunktionen genutzt werden. Insbesondere wird es möglich, nach Messung der elektrischen Eingangsgrößen ein Rückschluss auf das mechanische Betriebsverhalten zu ziehen. Hieraus ergeben sich weitere Forschungsthemen, da neben der Regelung auf einen optimalen Betriebspunkt weitergehende Funktionen realisierbar - beispielsweise ein Condition Monitoring des Gesamtsystems - sind.



# Literaturverzeichnis

- [AH91] ARMSTRONG-HELOUVRY, B.: *Control of machines with friction*. Boston : Kluwer Academic Publishers, 1991
- [Aki87] AKIYAMA, Yuji: *Ultraschallmotoren - Aktuatoren*. Triceps, 1987 (White Series No. 44 ISBN 4-88657-044-5)
- [AKS96] ADACHI, K. ; KATO, K. ; SASWATANI, S.: The micro-mechanism of friction drive with ultrasonic wave. In: *Wear* 194 (1996), S. 137–142
- [Arc63] ARCHANGELSKIJ, M. E.: Acoustic Motor. In: *Journal Acoustic* 9, (1963), S. 275
- [Bar73] BARTH, H.V.: Ultrasonic Driven Motor. In: *IBM Technical Disclosure Bulletin* (1973), Nr. Vol. 16, No. 7
- [Bau01] BAUER, M. G.: *Design of a linear high precision ultrasonic piezoelectric ultrasonic motor*, Graduate Faculty of North Carolina State University, Diss., 2001
- [BCJ64] BERLINCOURT, D.A. ; CURRAN, D.R. ; JAFFE, H.: Piezoelectric and piezo-magnetic materials and their function in transducers. In: *Physical Acoustics, W.P. Mason (Ed.), New York, Academic Press* (1964)
- [Bee97] BEEK, H.F. van: Nauwkeurig positioneren met piezo-elektrische elementen. In: *Mikroniek* (1997)
- [BII97] BURLEIGH INSTRUMENTS INC., Fishers: *The power of precision in nanopositioning*. Version: 1997. <http://www.burleigh.com>. Firmenschrift
- [BR78] BANSEVICHYUS, R. Y. ; RAGULSKIS, K. M.: Vibration motors as precision units for manipulators and robots. In: *Machines and Tooling* 49 (1978), Nr. 8, S. 23–27
- [BT50] BOWDEN, F.P. ; TABOR, D.: The friction and Lubrication of Solids. In: *Oxford Univ. Press*, (1950)
- [BT64] BOWDEN, F.P. ; TABOR, D.: The friction and Lubrication of Solids, Part II. In: *Oxford Univ. Press* (1964)

- [CC80] CURIE, P. ; CURIE, J.: *Developpement par compression de la electricite polaire dans les cristaux hemiedres a faces inclinees*. Bd. 3. Paris : Bulletin de la Societe Mineralogique de France, 1880
- [Ced05] *Cedrat Katalog 2005*. Firmenschrift, 2005
- [Cer06] CERAMTEC: *Piezoceramics*. CeramTec AG : Firmenschrift, 2006
- [CLC<sup>+</sup>96] CLAEYSSSEN, F. ; LETTY, R. L. ; CHOUTEAU, L. ; LHERMET, N. ; PETIT, L. ; BRIOT, R. ; GONNARD, P.: A new Multi-Mode Piezoelectric Motor, Actuator 96, 5th International Conference on New Actuators. Bremen, Germany, 1996, S. 152–156
- [CLLB<sup>+</sup>99] CLAEYSSSEN, F. ; LE LETTY, R. ; BARILLOT, F. ; LHERMET, N. ; DEBARNOT, M. ; SIX, M. F. ; THOMIN, G. ; PRIVAT, M.: Piezoelectric actuators for direct drive applications. In: *La Conversion Electromécanique Directe (CEMD)*, ENS Cachan (1999)
- [CW95] CAO, X. ; WALLASCHEK, J.: *Estimation of the tangential stresses in the stator/rotor contact of travelling wave ultrasonic motors using visco-elastic foundation models* *Contac Mechanics II*. Southampton, Boston : Computational Mechanics Publications, 1995. – 53–61 S.
- [Dah76] DAHL, P.: Solid friction damping of mechanical vibrations. In: *AIAA Journal* (1976), Nr. Vol. 14, Band Nr. 12
- [Dow98] DOWSON, Duncan: *History of Tribology, second edition*. Professional Engineering Publishing, 1998
- [Edo00] EDOCORPORATION: *High speed piezoelectric micropositioning motor*. Version: 2000. <http://www.edoceramic.com>. Katalog schrift von EDO Electro-Ceramic Products
- [Ell08] *Elliptec Homepage*. <http://www.elliptec.com/de/home.html>. Version: Sept. 2008, Abruf: Sept. 2008
- [Fly97] FLYNN, A. M.: *Piezoelectric Ultrasonic Micromotors*, MIT Artificial Intelligence Laboratory, Diss., 1997
- [Frö92] FRÖSCHLE, A.: *Analyse eines Piezo-Wanderwellenmotors*, Universität Stuttgart, Diss., 1992
- [Hem01] HEMSEL, T.: *Untersuchung und Weiterentwicklung linearer piezoelektrischer Schwingungsantriebe*, Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftreihe, Bd. 101, 2001

- [Her82] HERTZ, Heinrich R.: Ueber die Berührung fester elastischer Körper. In: *Journal für die reine und angewandte Mathematik* Volume 92 (1882), S. 156–171
- [HF91] HAESSIG, D. A. ; FRIEDLAND, B: On the modeling and simulation of friction. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transaction of the ASME* (1991)
- [HIM95] HAGOOD IV, N.W. ; MCFARLAND, A. J.: Modelling of a piezoelectric rotary ultrasonic motor. In: *IEEE Trans. On Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*. 42(2) (1995), S. 210–224
- [HK93] HONDA, T. ; KATO, K.: Fundamental properties of friction and wear on friction drive by ultrasonic wave type. In: *Ultrasonics. Japanese Journal of tribology* 38 (1993), Nr. 8, S. 1073–1084
- [HKW92] HAGEDORN, Peter ; KONRAD, Wolfgang ; WALLASCHEK, J.: Travelling Wave Ultrasonic Motors, Part II: A Numerical Method for the Flexural Vibrations of the Stator. In: *The Journal of Sound and Vibration* (1992)
- [HLW98] HEMSEL, T ; LITTMANN, W. ; WALLASCHEK, J.: Modellierung piezoelektrischer Stapel- und Vielschichtaktoren für dynamischen Betrieb. In: *2. Polnisch-deutscher Workshop: Werkzeuge der Mechatronik*. Ilmenau, 1998, S. 224–233
- [Hos89] HOSOE, Kazuya: An Ultrasonic Motor for Use in Autofocus Lens Assemblies. In: *Techno* (1989)
- [HS90] HESS, D. P. ; SOOM, A.: Friction as a lubricated line contact operating at oscillating sliding velocities. In: *Journal of Tribology* (1990), Nr. 112, S. 147–152
- [HS96a] HERMANN, M. ; SCHINKÖTHE, W.: Piezoelectric Travelling Wave Motors Generating Direct Linear Motion, Conference Proceedings, Actuator '96, 5th International Conference on New Actuators. Bremen, 1996, S. 200–203
- [HS96b] HERMANN, M. ; SCHINKÖTHE, W.: Piezoelektrische Wanderwellenmotoren für lineare Bewegungen, VDI- Bericht 1269, Tagung Innovative Kleinantriebe, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996, S. 301– 314
- [HSS<sup>+</sup>98] HAGEDORN, P. ; SATTEL, T. ; SPEZIARI, D. ; SCHMIDT, J. ; DIANA, J: The importance of rotor flexibility in ultrasonic travelling wave motors. In: *Smart Mater Struct*. 7 (1998), S. 352–368
- [HW92] HAGEDORN, P. ; WALLASCHEK, J.: Travelling Wave Ultrasonic Motors, Part I: Working Principle and Mathematical Modelling of the Stator. In: *Journal of Sound and Vibration* (1992), Nr. Vol. 155, No. 1

- [HW00] HEMSEL, T. ; WALLASCHEK, J.: Piezoelectric linear motors, in proceedings of the 7th International Conference on New Actuators. Bremen, Germany, 2000, S. 250–253
- [Inc00] INC., Micro Pulse S.: *Linear and rotary micropositioning and actuation with micro pulse systems piezoelectric drivers*. Version: 2000. <http://www.micropulsesystems.com>. Internetseiten von Micro Pulse Systems Inc.
- [ITK<sup>+</sup>87a] INABA, R. ; TOKUSHIMA, A. ; KAWASAKI, O. ; ISE, Y. ; YONENO, H.: Piezoelectric Ultrasonic Motor. In: *Proceedings of the IEEE Ultrasonics Symposium*, pp. 747-756., 1987
- [ITK<sup>+</sup>87b] INABA, R. ; TOKUSHIMA, A. ; KAWASAKI, O. ; ISE, Y. ; YONENO, H.: Piezoelectric Ultrasonic Motor Proceedings of the IEEE Ultrasonics Symposium, 1987
- [J.96] J., Blau P.: *Friction science and technology*. Dekker, 1996
- [Jan92] JANOCHA, D. J.: *Aktoren*. Springer Verlag, 1992
- [Jen95] JENDRITZA, H.: *Technische Anwendung neuer Aktoren*. Expert Verlag, 1995
- [Joh85] JOHNSON, K.L.: Contact Mechanics. In: *Cambridge University Press* (1985)
- [Kar85] KARNOPP, D.: Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Transactions ASME* (1985)
- [Kau07] KAUCZOR, C.: *Entwurf schwach gedämpfter piezoelektrischer Ultraschallsysteme*, Universität Paderborn, Diss., 2007
- [Kro99] KROME, J. W.: *Modelle zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Statoren für piezoelektrische Ultraschall-Wanderwellenmotoren*, Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Bd. 59, 1999
- [KSHK92] KASUGA, Masao ; SATOH, Takashi ; HIROTOMI, Jun ; KAWATA, Masayuki: Development of Ultrasonic Motor and Application to Silent Alarm Analog Quartz Watch, 4th Congres Europeen de Chronometrie. Lausanne, Switzerland, 1992
- [KU89] KUROSAWA, M. ; UEHA, S.: High speed ultrasonic linear motor with high transmission efficiency. In: *Ultrasonics* Bd. 27 (1989), S. 39–44
- [Kyo99] KYOCERA: *XY stage system - ultrasonic linear motor direct drive*. Firmenschrift, 1999

- [Lau03] LAUTERBACH, Marla Matilda; L. Matilda; Lauterbach: Dynamics of Ultrasonic Systems using. (2003)
- [Lav64] LAVRINENKO, V. V.: *Piezoelectric Motor*. Soviet Patent, 217509, 1964
- [LG08] LEUS, M. ; GUTOWSKI, P.: Analysis of longitudinal tangential contact vibration effect on friction force using Coulomb and Dahl models. In: *Theoretical and Applied Mechanics* 46 (2008), Nr. 1, S. 171–184
- [Lit03] LITTMANN, W.: *Piezoelektrische, resonant betriebene Ultraschall-Leistungswandler mit nichtlinearen mechanischen Randbedingungen*, Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut, Mechatronik und Dynamik, Diss., HNI-Verlagsschriftenreihe, Paderborn, Band 124, 2003
- [LPW01] LENK, A. ; PFEIFER, G. ; WERTHSCHÜTZKY, R.: *Elektromechanische Systeme - Mechanische und akustische Netzwerke, deren Wechselwirkungen und Anwendungen*. Springer, 2001
- [Maa98] MAAS, J.: *Modellierung und Regelung von stromrichter gespeisten Ultraschall-Wanderwellenmotoren*. Paderborn, Deutschland, Universität Paderborn, Diss., 1998
- [Mae05] MAENO, Takashi: Recent Progress of Ultrasonic Motors in Japan The First International Workshop on Ultrasonic Motors and Actuators. Yokohama, Japan, November 14-15 2005
- [MHVW04] MRACEK, Maik ; HEMSEL, Tobias ; VASILJEV, Piotr ; WALLASCHEK, Jörg: A novel approach for high power ultrasonics motors. In: Proceedings of the IEEE International Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control 50th Anniversary Joint Conference. Montreal, Canada, 2004
- [Mit68] MITSKEVICH, A. M.: Motion of a body over a tangentially vibrating surface, taking account of friction. In: *Soviet physics and acoustics* 13 (1968), Nr. 3, S. 348–351
- [MKR05] MRACEK, M. ; KRÓL, R. ; REDENIUS, A.: Eine Methodik zur Ableitung einfacher Ersatzmodelle zur automatischen Konfigurierung piezoelektrischer Antriebe mittels der Finite Elementen Methode. In: *VDI- Berichte: Mechatronik 2005 - Innovative Produktentwicklung* Nr. 1892, Bd. 1 (2005), Nr. ISBN 3-18-091892-6, S. 137–151
- [MO86a] MORI, K. ; OGISO, T.: *Actuator*. US-Patent 4613782, 1986
- [MO86b] MORI, K. ; OGISO, T.: *Actuator*. US-Patent 4613782, 1986

- [MOTM04] MAENO, Takashi ; OKUMURA, Ichiro ; TSUKIMOTO, Takayuki ; MORI, Takao: How to Make High-Efficiency Ultrasonic Motors. In: *Proc. Intl. Conf. Acoustics* (2004), S. I409–I412
- [Mra01a] MRACEK, M.: Development of an electronic element cooling system using a piezoelectric pump / Yamagata University and Tohoku Institute of Technology. Dept. of Electrical Engineering, Yamagata University, 4-3-16 Johnan, Yonezawa, Yamagata, Japan. 2001. – Forschungsbericht
- [Mra01b] MRACEK, M.: Ultraschallreibung / Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut, Mechatronik und Dynamik. 2001. – Studienarbeit
- [MWH04] MRACEK, Maik ; WALLASCHEK, Jörg ; HEMSEL, Tobias: Self configuration of miniature ultrasonic linear motors. In: Proceedings of the 18th International Congress on Acoustics (ICA 2004). Kyoto, Japan, 4-9 April 2004, S. 417–420
- [Nan08a] <http://www.nanomotion.com/>
- [Nan08b] NANOMOTION: *Nanomotion Katalog 2008*. Firmenschrift, 2008
- [Nik99] NIKON: *Ultrasonic linear actuator*. Nikon Co., Japan : Firmenschrift, 1999
- [OM87] OKUMURA, I. ; MUKOHJIMA, H.: A Structure of Ultrasonic Motor for Auto Focus Lenses, Proceedings of Motor Control, 1987
- [PI009] <http://www.physikinstrumente.de/>
- [Pie04] PIEZOTECH: *Patent KR-20040027753-A*. Patentanmeldung, April 2004
- [Pie07] PIEZOTECH: *Piezoelectric Technology Co. Ltd, Produktübersicht 2007*. <http://www.piezo-tech.com> : Katalog, 2007
- [PL66] POHLMANN, R. ; LEHFELD, E.: Influence of ultrasonic vibration on metallic friction. In: *Ultrasonics* Okt. 1966 (1966), S. 178–185
- [PLD97] PALIS, F. ; LANDRA, U. ; DZHANTIMIROV, S.: Modelling and control of piezoelectric actuators. 3rd ISTC UEES97. Alushta (Ukraine), 1997, S. 1017–1022
- [RBBK88] RAGULSKIS, K. ; BANSEVICIUS, R. ; BARAUSKAS, R. ; KULVIETIS, G.: Vibromotors for Precision Microrobots. In: *Hemisphere Publishing Co.* (1988)
- [Rus94] RUSCHMEYER, K.: *Piezokeramik*. Expert Verlag, 1994
- [Sam09] <http://samsung.de>

- [Sas82] SASHIDA, T.: Trial Construction and Operation of an Ultrasonic Vibration Drive Motor: Theoretical and Experimental Investigation of its Performances. In: *Oyo Butsuri* (1982), Nr. Vol. 51, No. 6
- [Sas83a] SASHIDA, T.: *Motor device using supersonic vibration*. Japanisches Patentamt, Offenlegungsschrift Nr. 58-148682, 1983
- [Sas83b] SASHIDA, Toshio: Approach to Development of an Ultrasonic Motor with Low-Speed, High-Torque Characteristics. In: *Mechanical Automation* (1983), Nr. Vol. 15, No. 12
- [Sas85a] SASHIDA, T.: *Motor device utilizing ultrasonic oscillation*. US Patent No. 4 562 374, 1985
- [Sas85b] SASHIDA, Toshiiku: Ultrasonic Motors. In: *Japanese Journal of Applied Physics* (1985), Nr. Volume 54, No. 6
- [Sat02] SATTEL, T.: *Dynamics of Ultrasonic Motors*. Darmstadt, Deutschland, Universität Darmstadt, Diss., 2002
- [Sca04] SCALE, New: *New Scale Tech Katalog 2004*. Firmenschrift, 2004
- [Sch90] SCHRÜFER, E.: *Elektrische Messtechnik, 4. Auflage*. Carl Hansa Verlag München Wien, 1990
- [Sch98] SCHALÜCK, C.: *Konstruktion eines durch piezoelektrische Ultraschallschwinger angetriebenen linearen Positioniersystems*, Heinz Nixdorf Institut, Universität Paderborn, Diplomarbeit, 1998
- [Sch99] SCHMIDT, J.: *Ein mechanisches Modell des Stator-Rotor-Kontaktes beim Ultraschall-Wanderwellen-Motor*. Darmstadt, Deutschland, Diss., Dez 1999
- [Sch04] SCHULTE, T.: *Stromrichter- und Regelungskonzepte für Ultraschall-Wanderwellenmotoren*, Universität Paderborn, Diss., Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 21, Nr. 363, VDI Verlag, Düsseldorf, 2004
- [SH86a] STAUFENBERG, C. W. ; HUBBELL, R. J.: *Piezoelectric electromechanical translation apparatus and method*. US-Patent Nr. 4622483, 1986
- [SH86b] STAUFENBERG, C. W. ; HUBBELL, R. J.: *Piezoelectric electromechanical translation apparatus and method*. US-Patent 4622483, 1986
- [SK93] SASHIDA, T. ; KENJO, T.: *An introduction to ultrasonic motors*. Oxford : Clarendon Press, 1993 (ISBN 0-19-856395-7)

- [SLWM02] STORCK, H. ; LITTMANN, W. ; WALLASCHEK, J. ; MRACEK, M.: The effect of friction reduction in presence of ultrasonic vibrations and its relevance to travelling wave ultrasonic motors. In: *Ultrasonics* 40 (2002), S. 379–383
- [SS90] SCHADEBRODT, G. ; SALOMON, B.: Piezo- Wanderwellenmotor. In: *Fachbeilage Mikroperipherik* Bd. 4 (1990)
- [SS93] SUN-SYN: Ultrasonic linear motor permits micrometer-level positioning, speed control. In: *Journal of electronic engineering, Denpa Publications Inc., Sun-Syn Co. Ltd.* (1993), Nr. 30, S. 56–57
- [Sto03] STORK, H.: *Optimierung der Kontaktvorgänge bei Wanderwellenmotoren*. Paderborn, Deutschland, Universität Paderborn, Heinz Nixdorf Institut, Mechatronik und Dynamik, Diss., 2003
- [Str02] STRIBECK, R.: Die Wesentlichen Eigenschaften der Gleit-und Rollenlager. In: *Z. Verein. Deut. Ing.* 46 (1902), S. 38ff
- [TKO<sup>+</sup>87] TOMIKAWA, Yoshiro ; KONDO, Tetsuya ; OGASAWARA, Toshiharu ; SUGAWARA, Sumio ; KONNO, Masashi: Fundamental Considerations of Excitation of a Flexural Progressive Wave and its Application. In: *Japanese Journal of Applied Physics* (1987), Nr. Vol. 26, Suppl. 26-1
- [TOT89] TOMIKAWA, Y. ; OGASAWARA, T. ; TAKANO, T.: Ultrasonic Motors - Constructions, Characteristics, Applications. In: *Ferroelectrics* (1989), Nr. Vol. 91
- [TTU92] TOMIKAWA, Y. ; TAKANO, T. ; UMEDA, H.: Thin rotary and linear ultrasonic motors using a double-mode piezoelectric vibrator of the first longitudinal and second bending modes. In: *Japanese Journal of Applied Physics* 31-1 (1992), Nr. 9B, S. 3073–3076
- [Ueh89] UEHA, Sadayuki: Present State of the Art of Ultrasonic Motors. In: *Japanese Journal of Applied Physics*, (1989), Nr. Vol. 28, Suppl. 28-1
- [UT93] UEHA, S. ; TOMIKAWA, Y.: Ultrasonic Motors: Theory and Applications. In: *Oxford University Press, Oxford* (1993)
- [VKK<sup>+</sup>77] VISHNEVSKY, V. S. ; KAVERTSEV, V. L. ; KARTASHEV, I. A. ; LAVRINENKO, V. V. ; NEKRASOV, M. M. ; PREZ, A. A.: *Piezoelectric motor structures*. US-Patent Nr. 4019073, 1977
- [Wac79] WACKER, M.: An optimized functional HR Commitment applied to the macaron mystery. In: *Donkey&Trunk Verlag, Aachen / New Tokyo University, Japan* (Hime 1979)



- [Wal84] WALRATH, C. D.: Adaptive Bearing Friction Compensation Based on Recent Knowledge of Dynamic Friction. In: *Journal Automatica* Volume 20 (1984), S. 717–727
- [Wal95] WALLASCHEK, J.: Piezoelectric Ultrasonic Motors. In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* Bd. 6, Nr.1 (1995), S. 71...83
- [Wal98] WALLASCHEK, J.: Contact mechanics of piezoelectric ultrasonic motors. In: *Smart Mat. Struct.* 7 (1998), S. 369–381
- [Wal00] WALLASCHEK, J.: *Piezoelektrische Werkstoffe und ihre technischen Anwendungen*. Universität Paderborn : Vorlesungsskript, 2000
- [Wal06] WALLENHAUER, A. Kappel; B. Gottlieb; T. Schwebel; C.: PAD - Piezoelectric Actuator Drive. In: *Actuator 2006, 10th International Conference on New Actuators*, 2006, S. 457–460
- [WB42] WILLIAMS, A. W. L. ; BROWN, W. J.: *Piezoelectric motor*. US-Patent Nr. 2439499, August 1942
- [WHM95] W, Nesbitt ; HAGOOD ; MCFARLAND, Andrew J.: Modeling of a Piezoelectric Rotary Ultrasonic Motor. In: *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* (1995), Nr. Vol. 42, No. 2
- [WKR04] WISCHNEWSKIY, W. ; KOVALEV, S. ; RAPP, J. ; VYSHNEVSKYY, O.: Simple new ultrasonic piezoelectric linear actuators for precision linear drives. *Proceedings of Actuator*, 2004
- [Yan03] YANO: The Latest Market Trend and Middle-Term Survey of Motors Watched with Keen Interest. In: *Yano Research Institute Ltd* (2003)
- [ZB97] ZUURVEEN, F. ; BEEK, H. F.: Nauwkeurig positioneren met piezo-elektrische elementen. In: *Mikroniek* Nr. 5 (1997), S. S. 137–139
- [ZCLW05] ZHANG, F. ; CHEN, W. ; LIU, J. ; WANG, Z.: Bidirectional linear ultrasonic motor using longitudinal vibrating transducers. In: *IEEE UFFFC Transactions Correspondence, Ferroelectrics and Frequency Control* 52 (2005), Januar, Nr. 1, S. 134–138
- [Zem90] ZEMELLA, Ricardo J.: *Design and Development of a Linear Travelling Wave Motor*, MITMaster's Thesis in Aeronautics and Astronautics, Diplomarbeit, May 1990





## **Das Heinz Nixdorf Institut – Interdisziplinäres Forschungszentrum für Informatik und Technik**

Das Heinz Nixdorf Institut ist ein Forschungszentrum der Universität Paderborn. Es entstand 1987 aus der Initiative und mit Förderung von Heinz Nixdorf. Damit wollte er Ingenieurwissenschaften und Informatik zusammenzuführen, um wesentliche Impulse für neue Produkte und Dienstleistungen zu erzeugen. Dies schließt auch die Wechselwirkungen mit dem gesellschaftlichen Umfeld ein.

Die Forschungsarbeit orientiert sich an dem Programm „Dynamik, Mobilität, Vernetzung: Eine neue Schule des Entwurfs der technischen Systeme von morgen“. In der Lehre engagiert sich das Heinz Nixdorf Institut in Studiengängen der Informatik, der Ingenieurwissenschaften und der Wirtschaftswissenschaften.

Heute wirken am Heinz Nixdorf Institut sieben Professoren mit insgesamt 200 Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern. Etwa ein Viertel der Forschungsprojekte der Universität Paderborn entfallen auf das Heinz Nixdorf Institut und pro Jahr promovieren hier etwa 30 Nachwuchswissenschaftlerinnen und Nachwuchswissenschaftler.

## **Heinz Nixdorf Institute – Interdisciplinary Research Centre for Computer Science and Technology**

The Heinz Nixdorf Institute is a research centre within the University of Paderborn. It was founded in 1987 initiated and supported by Heinz Nixdorf. By doing so he wanted to create a symbiosis of computer science and engineering in order to provide critical impetus for new products and services. This includes interactions with the social environment.

Our research is aligned with the program “Dynamics, Mobility, Integration: En-route to the technical systems of tomorrow.” In training and education the Heinz Nixdorf Institute is involved in many programs of study at the University of Paderborn. The superior goal in education and training is to communicate competencies that are critical in tomorrow's economy.

Today seven Professors and 200 researchers work at the Heinz Nixdorf Institute. The Heinz Nixdorf Institute accounts for approximately a quarter of the research projects of the University of Paderborn and per year approximately 30 young researchers receive a doctorate.

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |       |   |        |   |
|-------|---|--------|---|
| Bd. 1 | FAHRWINKEL, U.: Methoden zur Modellierung und Analyse von Geschäftsprozessen zur Unterstützung des Business Process Reengineering. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 1, Paderborn, 1995 – ISBN 3-931466-00-0 | Bd. 9  | HUMPERT, A.: Methodische Anforderungsverarbeitung auf Basis eines objektorientierten Anforderungsmodells. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 9, Paderborn, 1995 – ISBN 3-931466-08-6  |
| Bd. 2 | HORNPOSTEL, D.: Methode zur Modellierung der Informationsverarbeitung in Industrieunternehmen. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 2, Paderborn, 1995 – ISBN 3-931466-01-9                                     | Bd. 10 | AMEUR, F.: Space-Bounded Learning Algorithms. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Paderborn, Band 10, Paderborn, 1995 – ISBN 3-931466-09-4  |
| Bd. 3 | STEMANN, V.: Contention Resolution in Hashing Based Shared Memory Simulations. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 3, Paderborn, 1995 – ISBN 3-931466-02-7   | Bd. 11 | PAUL, M.: Szenariobasiertes Konzipieren neuer Produkte des Maschinenbaus auf Grundlage möglicher zukünftiger Technologieentwicklungen. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 11, Paderborn, 1996 – ISBN 3-931466-10-8                      |
| Bd. 4 | KETTERER, N.: Beschreibung von Datenaustausch eines verteilten Fertigungssteuerungssystems. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 4, Paderborn, 1995 – ISBN 3-931466-03-5                               | Bd. 12 | HOLL, F.: Ordnungsmäßigkeit von Informations- und Kommunikationssystemen. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Paderborn, Band 12, Paderborn, 1996 – ISBN 3-931466-11-6  |
| Bd. 5 | HARTMANN, T.: Spezifikation und Klassifikation von Methoden zur Definition hierarchischer Abläufe. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 5, Paderborn, 1995 – ISBN 3-931466-04-3                        | Bd. 13 | GAUSEMEIER, J. (Hrsg.): First European Workshop on Global Engineering Networking - organized by GLENnet e.V., HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 13, Paderborn, 1996 – ISBN 3-931466-12-4  |
| Bd. 6 | WACHSMANN, A.: Eine Bibliothek von Basisdiensten für Parallelrechner: Routing, Synchronisation, gemeinsamer Speicher. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Paderborn, Band 6, Paderborn, 1995 – ISBN 3-931466-05-1         | Bd. 14 | PETRI, K.: Vergleichende Untersuchung von Berechnungsmodellen zur Simulation der Dynamik von Fahrleitung-Stromabnehmer-Systemen. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 14, Paderborn, 1996 – ISBN 3-931466-13-2                            |
| Bd. 7 | GAUSEMEIER, J. (Hrsg.): Die Szenariotechnik – Werkzeug für den Umgang mit einer multiplen Zukunft. 1. Paderborner Szenario-Workshop, 14. November 1995, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 7, Paderborn, 1995 – ISBN 3-931466-06-X   | Bd. 15 | LESCHKA, S.: Fallbasiertes Störungsmanagement in flexiblen Fertigungssystemen. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 15, Paderborn, 1996 – ISBN 3-931466-14-0  |
| Bd. 8 | CZUMAJ, A.: Parallel Algorithmic Techniques: PRAM Algorithms and PRAM Simulations. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 8, Paderborn, 1995 – ISBN 3-931466-07-8   | Bd. 16 | SCHNEIDER, U.: Ein formales Modell und eine Klassifikation für die Fertigungssteuerung - Ein Beitrag zur Systematisierung der Fertigungssteuerung. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 16, Paderborn, 1996 – ISBN 3-931466-15-9 |

---

Bezugsadresse:  
 Heinz Nixdorf Institut  
 Universität Paderborn  
 Fürstenallee 11  
 33102 Paderborn

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |   |   |
|---|---|
| <p>Bd. 17 FELSER, W.: Eine Methode zur Erstellung von Fertigungssteuerungsverfahren aus Bausteinen. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 17, Paderborn, 1996 – ISBN 3-931466-16-7</p>              | <p>Bd. 25 EBBESMEYER, P.: Dynamische Texturwände - Ein Verfahren zur echtzeitorientierten Bildgenerierung für Virtuelle Umgebungen technischer Objekte. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 25, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-24-8</p>       |
| <p>Bd. 18 GAUSEMEIER, J.; ALEXANDER FINK, A.: Neue Wege zur Produktentwicklung – Erfolgspotentiale der Zukunft. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 18, Paderborn, 1996 – ISBN 3-931466-17-5</p>  | <p>Bd. 26 FRANK, G.: Ein digitales Hardwaresystem zur echtzeitfähigen Simulation biologienaher neuronaler Netze. Dissertation, Fachbereich für Elektrotechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 26, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-25-6</p>  |
| <p>Bd. 19 DANGELMAIER, W.; GAUSEMEIER, J.: Fortgeschrittene Informationstechnologie in der Produktentwicklung und Fertigung. 2. Internationales Heinz Nixdorf Symposium, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 19, Paderborn, 1996 – ISBN 3-931466-18-3</p>                         | <p>Bd. 27 DITTRICH, W.: Communication and I/O Efficient Parallel Data Structures. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 27, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-26-4</p>   |
| <p>Bd. 20 HÜLLERMEIER, E.: Reasoning about Systems based on Incomplete and Uncertain Models. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 20, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-19-1</p>                     | <p>Bd. 28 BÄUMKER, A.: Communication Efficient Parallel Searching. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 28, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-27-2</p>  |
| <p>Bd. 21 GAUSEMEIER, J.: International Symposium on Global Engineering Network - Antwort, Belgium, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 21, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-20-5</p>  | <p>Bd. 29 PINTASKE, C.: System- und Schaltungstechnik neuronaler Assoziativspeicher. Dissertation, Fachbereich für Elektrotechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 29, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-28-0</p>  |
| <p>Bd. 22 BURGER, A.: Methode zum Nachweis der Wirtschaftlichkeit von Investitionen in die Rechnerintegrierte Produktion. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 22, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-21-3</p> | <p>Bd. 30 HENKEL, S.: Ein System von Software-Entwurfsmustern für die Propagation von Ereignissen in Werkzeugen zur kooperativen Fabrikmodellierung. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 30, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-29-9</p> |
| <p>Bd. 23 GAUSEMEIER, J.: Entwicklung und Transfer von Entwicklungssystemen der Mechatronik - Paderborner Workshop TransMechatronik. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 23, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-22-1</p>   | <p>Bd. 31 DANGELMAIER, W.: Vision Logistik – Logistik wandelbarer Produktionsnetze. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 31, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-30-2</p>  |
| <p>Bd. 24 GERDES, K.-H.: Architekturkonzeption für Fertigungsleitsysteme der flexiblen automatischen Fertigung. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 24, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-23-X</p>           | <p>Bd. 32 BREXEL, D.: Methodische Strukturmodellierung komplexer und variantenreicher Produkte des integrativen Maschinenbaus. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 32, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-31-0</p>                                |

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |  |  |
|--|--|
| <p>Bd. 33    HAHN, A.: Integrationsumgebung für verteilte objektorientierte Ingenieursysteme. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 33, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-32-9</p>  | <p>Bd. 41    DANGELMAIER, W.: KOMNET – Kommunikationsplattform für KMU-Netzwerke. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 41, Paderborn, 1998 – ISBN 3-931466-40-X</p>   |
| <p>Bd. 34    SABIN, A.: Semantisches Modell zum Aufbau von Hilfsorientierungsdiensten in einem globalen Engineering Netzwerk. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 34, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-33-7</p>  | <p>Bd. 42    KALLMEYER, F.: Eine Methode zur Modellierung prinzipieller Lösungen mechatronischer Systeme. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 42, Paderborn, 1998 – ISBN 3-931466-41-8</p>  |
| <p>Bd. 35    STROTHMANN, W.-B.: Bounded Degree Spanning Trees. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 35, Paderborn, 1997 – ISBN 3-931466-34-5</p>   | <p>Bd. 43    TRAPP, R.: Stereoskopische Korrespondenzbestimmung mit impliziter Detektion von Okklusionen. Dissertation, Fachbereich für Elektrotechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 43, Paderborn, 1998 – ISBN 3-931466-42-6</p>  |
| <p>Bd. 36    MÜLLER, W.; RAMMIG, F.-J.: Methoden und Beschreibungssprachen zur Modellierung und Verifikation von Schaltungen und Systemen. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 36, Paderborn, 1998 – ISBN 3-931466-35-3</p>  | <p>Bd. 44    GAUSEMEIER, J.; FINK, A; SCHLAKE, O.: Grenzen überwinden - Zukünfte gestalten. 2. Paderborner Konferenz für Szenario-Management, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 44, Paderborn, 1998 – ISBN 3-931466-43-4</p>   |
| <p>Bd. 37    SCHNEIDER, W.: Anwenderorientierte Integration von CAE-Systemen. Ein Verfahren zur Realisierung eines durchgehenden Informationsflusses entlang des Produktentwicklungsprozesses. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 37, Paderborn, 1998 – ISBN 3-931466-36-1</p> | <p>Bd. 45    nicht erschienen!</p>   |
| <p>Bd. 38    DEMEL, W.; SCHMITZ, G. (Hrsg.): Entwicklung und Transfer von Entwicklungssystemen der Mechatronik. Aachener Workshop TransMechatronik, 26. Juni 1998, Technologiezentrum am Europaplatz Aachen, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 38, Paderborn, 1998 – ISBN 3-931466-37-X</p>  | <p>Bd. 46    VÖCKING, B.: Static and Dynamic Data Management in Networks. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 46, Paderborn, 1998 – ISBN 3-931466-45-0</p>  |
| <p>Bd. 39    GROBBEL, R.; LANGEMANN, T.: Leitfaden PPS-Systeme: Auswahl und Einführung in der Möbelindustrie. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 39, Paderborn, 1998 – ISBN 3-931466-38-8</p>   | <p>Bd. 47    SCHEKELMANN, A.: Materialflußsteuerung auf der Basis des Wissens mehrerer Experten. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 47, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-46-9</p>  |
| <p>Bd. 40    REHBEIN, P.: Tribologische Untersuchung von hochfrequent schwingenden Gleitkontakten für den Einsatz in Reibkraftschlüssigen Antrieben. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 40, Paderborn, 1998 – ISBN 3-931466-39-6</p>   | <p>Bd. 48    GECK-MÜGGE, K.: Herleitung und Spezifikation generischer Bausteine zur einheitlichen Modellierung von Fertigungsinformationen für die Fertigungssteuerung. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 48, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-47-7</p> |
|  | <p>Bd. 49    WALLASCHEK, J.; LÜCKEL, J.; LITTMANN, W.: Heinz Nixdorf Symposium on Mechatronics and Advanced Motion Control. 3. Internationales Heinz Nixdorf Symposium, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 49, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-48-5</p>   |

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |   |   |
|---|---|
| <p>Bd. 50 FINK, A.: Szenariogestützte Führung industrieller Produktionsunternehmen. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 50, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-49-3</p>   | <p>Bd. 58 THIELEMANN, F.: Integrierte Methodik zur Gestaltung von Leistungserstellungsprozessen mittels Workflowmanagement. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 58, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-57-4</p>                 |
| <p>Bd. 51 HOLTkamp, R.: Ein objektorientiertes Rahmenwerk zur Erstellung individueller, verteilter Fertigungslenkungssysteme. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 51, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-50-7</p>  | <p>Bd. 59 KROME, J.: Modelle zur Untersuchung des Schwingungsverhaltens von Statoren für piezoelektrische Ultraschall-Wanderwellen-Motoren. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 59, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-58-2</p> |
| <p>Bd. 52 KUHN, A.: Referenzmodelle für Produktionsprozesse zur Untersuchung und Gestaltung von PPS-Aufgaben. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 52, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-51-5</p>  | <p>Bd. 60 DEMEL, W.; SCHMITZ, G. (Hrsg.): Entwicklung und Transfer von Entwicklungssystemen der Mechatronik. Krefelder Workshop TransMechatronik, 24. August 1999 Fachhochschule Niederrhein, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 60, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-59-0</p>                      |
| <p>Bd. 53 SIEBE, A.: Systematik der Umsetzung von IT-orientierten Veränderungsprojekten in dynamischen Umfeldern. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 53, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-52-3</p>   | <p>Bd. 61 LANGEMANN, T.: Modellierung als Kernfunktion einer systemorientierten Analyse und Bewertung der diskreten Produktion. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 61, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-60-4</p>    |
| <p>Bd. 54 KLAHOLD, R. F.: Dimensionierung komplexer Produktionsnetzwerke. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 54, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-53-1</p>  | <p>Bd. 62 KÜMMEL, M.: Integration von Methoden und Werkzeugen zur Entwicklung von mechatronischen Systemen. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 62, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-61-2</p>                                 |
| <p>Bd. 55 SCHÜRholz, A.: Synthese eines Modells zur simulationsgestützten Potentialanalyse der Distribution. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 55, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-54-X</p>   | <p>Bd. 63 LUKOVSKI, T.: New Results on Geometric Spanners and Their Applications. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 63, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-62-0</p>   |
| <p>Bd. 56 GEHNEN, G.: Integriertes Netzwerk zur Fertigungssteuerung und –automatisierung. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 56, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-55-8</p>   | <p>Bd. 64 LÖFFLER, A.; MONDADA, F.; RÜCKERT, U. (Hrsg.): Experiments with the Mini-Robot Khepera, Proceedings of the 1st International Khepera Workshop. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 64, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-63-9</p>   |
| <p>Bd. 57 KRESS, S.: Architektur eines workflow-basierten Planungsinstruments für die technische Auftragsbearbeitung unter besonderer Berücksichtigung des Einsatzes der Telearbeit. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 57, Paderborn, 1999 – ISBN 3-931466-56-6</p> | <p>Bd. 65 SCHÄFERMEIER, U.; BISCHOFF, C.: KMUnet – Ein Konzept zur ablauforganisatorischen Gestaltung der Lieferanteneinbindung. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 65, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-64-7</p>   |



## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |   |  |
|---|--|
| <p>Bd. 66    HOLTHÖFER, N.: Regeln in einer Mengenplanung unter Ausbringungsgrenzen. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 66, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-69-8</p>                   | <p>Bd. 74    WENSKI, R.: Eine objektorientierte Systemkomponente zur Workflow-Modellierung und -Ausführung unter besonderer Berücksichtigung der Telekooperation. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 74, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-73-6</p> |
| <p>Bd. 67    SCHLAKE, O.: Verfahren zur kooperativen Szenario-Erstellung in Industrieunternehmen. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, 67, Paderborn, Band 2000 – ISBN 3-931466-66-3</p>               | <p>Bd. 75    GRASMANN, M.: Produktkonfiguration auf Basis von Engineering Data Management-Systemen. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 75, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-74-4</p>  |
| <p>Bd. 68    LEWANDOWSKI, A.: Methode zur Gestaltung von Leistungserstellungsprozessen in Industrieunternehmen. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 68, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-67-1</p> | <p>Bd. 76    DITZE, C.: Towards Operating System Synthesis. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 76, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-75-2</p>  |
| <p>Bd. 69    SCHMIDTMANN, A.: Eine Spezifikationsprache für die Fertigungslenkung. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 69, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-68-X</p>                     | <p>Bd. 77    KÖRNER, T.: Analog VLSI Implementation of a Local Cluster Neural Network. Dissertation, Fachbereich für Elektrotechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 77, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-76-0</p>   |
| <p>Bd. 70    GROBBEL, R.: Eine Referenzarchitektur für Kooperationsbörsen. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 70, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-69-8</p>                             | <p>Bd. 78    SCHEIDELER, C.: Probabilistic Methods for Coordination Problems. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 78, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-77-9</p>  |
| <p>Bd. 71    WESSEL, R.: Modelocked Waveguide Lasers in Lithium Niobate. Dissertation, Fachbereich für Physik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 71, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-70-1</p>  | <p>Bd. 79    GAUSEMEIER, J.; LINDEMANN, U.; REINHART, G.; WIENDAHL, H.-P.: Kooperatives Produktengineering - Ein neues Selbstverständnis des ingenieurmäßigen Wirkens. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 79, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-78-7</p>  |
| <p>Bd. 72    LÖFFLER, A.: Energetische Modellierung neuronaler Signalverarbeitung. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 72, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931433-71-X</p>                                    | <p>Bd. 80    GAUSEMEIER, J.; LÜCKEL, J.: Entwicklungsumgebungen Mechatronik - Methoden und Werkzeuge zur Entwicklung mechatronischer Systeme. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 80, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-79-5</p>   |
| <p>Bd. 73    LUDWIG, L. A.: Computational Intelligence in der Produktionswirtschaft. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 73, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-72-8</p>                   | <p>Bd. 81    RIEPING, I.: Communication in Parallel Systems-Models, Algorithms and Implementations. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 81, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-80-9</p>  |

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |  |  |
|--|--|
| <p>Bd. 82 GAUSEMEIER, J; LÜCKEL, J.: Auf dem Weg zu den Produkten für die Märkte von morgen. 4. Internationales Heinz Nixdorf Symposium, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 82, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-81-7</p>  | <p>Bd. 90 WESTERMANN, M.: Caching in Networks: Non-Uniform Algorithms and Memory Capacity Constraints. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 90, Paderborn, 2001 – ISBN 3-931466-89-2</p>                                     |
| <p>Bd. 83 DEL CASTILLO, G.: The ASM Workbench - A Tool Environment for Computer-Aided Analysis and Validation of Abstract State Machine Models. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 83, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-82-5</p>  | <p>Bd. 91 LEMKE, J.: Nutzenorientierte Planung des Einsatzes von CAD- / CAE-Systemen. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 91, Paderborn, 2001 – ISBN 3-935433-00-X</p>  |
| <p>Bd. 84 SCHÄFERMEIER, U.: Eine Methode zur systemorientierten organisatorischen Gestaltung der Zweckaufgabenverrichtung in kooperativen Verbünden; Klassifikation, Aufgabenzuordnung. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 84, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-83-3</p>   | <p>Bd. 92 VON BOHUSZEWICZ, O.: Eine Methode zur Visualisierung von Geschäftsprozessen in einer virtuellen Umgebung. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 92, Paderborn, 2001 – ISBN 3-935433-01-8</p>                  |
| <p>Bd. 85 KRÜGER, J.: Ganzheitliche Beherrschung von Abläufen in und zwischen soziotechnischen Systemen: Ein Beitrag zur Modellbildung und zum paradigmatischen Verständnis von Industrieunternehmen zur Integration von Mensch und Maschine; Prozess und Struktur. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 85, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-84-1</p> | <p>Bd. 93 BÖRNCHEN, T.: Zur Entwicklung dynamischer Komponenten für variables Kraftfahrzeug-Scheinwerferlicht. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 93, Paderborn, 2001 – ISBN 3-935433-02-6</p>                       |
| <p>Bd. 86 BARTSCHER, T.: Methoden des Integrierten Workflowmanagements (IWFm). Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 86, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-85-X</p>   | <p>Bd. 94 WINDELER, I.: Auswahl von Restrukturierungsprojekten in Forschungs- und Entwicklungsorganisationen der Automobilindustrie. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 94, Paderborn, 2001 – ISBN 3-935433-03-4</p> |
| <p>Bd. 87 QUINTANILLA, J.: Ein Verifikationsansatz für eine netzbasierte Modellierungsmethode für Fertigungssteuerungssysteme. Dissertation, Fachbereich für Informatik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 87, Paderborn, 2000 – ISBN 3-931466-86-8</p>   | <p>Bd. 95 WOLFF, C.: Parallele Simulation großer pulscodierter neuronaler Netze. Dissertation, Fachbereich für Elektrotechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 95, Paderborn, 2001 – ISBN 3-935433-04-2</p>   |
| <p>Bd. 88 PREIS, R.: Analyses and Design of Efficient Graph Partitioning Methods. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 88, Paderborn, 2001 – ISBN 3-931466-87-6</p>  | <p>Bd. 96 HENKE, A.: Modellierung, Simulation und Optimierung piezoelektrischer Stellsysteme. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 96, Paderborn, 2001 – ISBN 3-935433-05-0</p>  |
| <p>Bd. 89 nicht erschienen!</p>  | <p>Bd. 97 RÜCKERT, U.; SITTE, J.; WITKOWSKI, U. (Hrsg.): Autonomous Minirobots for Research and Edutainment AMiRE2001. 5. Internationales Heinz Nixdorf Symposium, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 97, Paderborn, 2001 – ISBN 3-935433-06-9</p>  |

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |  |   |
|--|---|
| <p>Bd. 98    LI, P.: Datenkonversion für den Datenaustausch in verteilten Fertigungs-Lenkungssystemen. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 98, Paderborn, 2001 – ISBN 9-935433-07-7</p> <p>Bd. 99    BRANDT, C.: Eine modellbasierte Methode zum strukturierten Entwurf virtueller Umgebungen. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 99, Paderborn, 2001 – ISBN 9-935433-08-5</p> <p>Bd. 100    WLEKLINSKI, C.: Methode zur Effektivitäts- und Effizienzbewertung der Entwicklung maschinenbaulicher Anlagen. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 100, Paderborn, 2001 – ISBN 3-935433-09-3</p> <p>Bd. 101    HEMSEL, T.: Untersuchung und Weiterentwicklung linearer piezoelektrischer Schwingungsantriebe. Dissertation, Fachbereich für Maschinentechnik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 101, Paderborn, 2001 – ISBN 3-935433-10-7</p> <p>Bd. 102    MAUERMANN, H.: Leitfaden zur Erhöhung der Logistikqualität durch Analyse und Neugestaltung der Versorgungsketten. Dissertation, Fachbereich für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 102, Paderborn, 2001 – ISBN 3-935433-11-5</p> <p>Bd. 103    WAGENBLAßT, D.: Eine Analyse- und Beurteilungsmethode zur Beurteilung der Funktionssicherheit von gemischt analog-digitalen Schaltungen. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 103, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-12-3</p> <p>Bd. 104    PORRMANN, M.: Leistungsbewertung eingebetteter Neurocomputersysteme. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 104, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-13-1</p> <p>Bd. 105    SEIFERT, L.: Methodik zum Aufbau von Informationsmodellen für Electronic Business in der Produktentwicklung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 105, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-14-X</p> | <p>Bd. 106    SOETEBEER, M.: Methode zur Modellierung, Kontrolle und Steuerung von Produktstrategien. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 106, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-15-8</p> <p>Bd. 107    GAUSEMEIER, J.; GRAFE, M. (Hrsg.): 1. Paderborner Workshop Augmented &amp; Virtual Reality in der Produktentstehung. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 107, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-16-6</p> <p>Bd. 108    FLATH, M.: Methode zur Konzipierung mechatronischer Produkte. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 108, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-17-4</p> <p>Bd. 109    AVENARIUS, J.: Methoden zur Suche und Informationsbereitstellung von Lösungselementen für die Entwicklung mechatronischer Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 109, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-18-2</p> <p>Bd. 110    HELMKE, S.: Eine simulationsgegestützte Methode für Budgetentscheidungen im Kundenbindungsmanagement. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 110, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-19-0</p> <p>Bd. 111    CZUBAYKO, R.: Rechnerinterne Repräsentation von informationsverarbeitenden Lösungselementen für die verteilte kooperative Produktentwicklung in der Mechatronik. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 111, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-20-4</p> <p>Bd. 112    GOLDSCHMIDT, S.: Anwendung mengenorientierter numerischer Methoden zur Analyse nichtlinearer dynamischer Systeme am Beispiel der Spurführungsdynamik von Schienenfahrzeugen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 112, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-21-2</p> <p>Bd. 113    LEHMANN, T.: Towards Device Driver Synthesis. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 113, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-22-0</p> |
|--|---|

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |   |  |
|---|--|
| <p>Bd. 114 HÄRTEL, W.: Issueorientierte Frühaufklärung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 114, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-23-9</p>   | <p>Bd. 122 GAUSEMEIER, J.; LÜCKEL, J.; WALLASCHEK, J. (Hrsg.): 1. Paderborner Workshop Intelligente mechatronische Systeme. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 122, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-31-X</p>  |
| <p>Bd. 115 ZIEGLER, M.: Zur Berechenbarkeit reeller geometrischer Probleme. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 115, Paderborn, 2002 – ISBN 3-935433-24-7</p>  | <p>Bd. 123 GAUSEMEIER, J.; GRAFE, M. (Hrsg.): 2. Paderborner Workshop Augmented &amp; Virtual Reality in der Produktentstehung. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 123, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-32-8</p>  |
| <p>Bd. 116 SCHMIDT, M.: Neuronale Assoziativspeicher im Information Retrieval. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 116, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-25-5</p>   | <p>Bd. 124 LITTMANN, W.: Piezoelektrische resonant betriebene Ultraschall-Leistungswandler mit nichtlinearen mechanischen Randbedingungen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 124, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-33-6</p>  |
| <p>Bd. 117 EL-KEBBE, D. A.: Towards the MaSHReC Manufacturing System under Real-Time Constraints. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 117, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-26-3</p>  | <p>Bd. 125 WICKORD, W.: Zur Anwendung probabilistischer Methoden in den frühen Phasen des Systementwurfs. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 125, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-34-4</p>  |
| <p>Bd. 118 PUSCH, R.: Personalplanung und -entwicklung in einem integrierten Vorgehensmodell zur Einführung von PDM-Systemen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 118, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-27-1</p>   | <p>Bd. 126 HEITTMANN, A.: Ressourceneffiziente Architekturen neuronaler Assoziativspeicher. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 126, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-35-2</p>                                       |
| <p>Bd. 119 SOHLER, C.: Property Testing and Geometry. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 119, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-28-X</p>  | <p>Bd. 127 WITKOWSKI, U.: Einbettung selbstorganisierender Karten in autonome Miniroboter. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 127, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-36-0</p>  |
| <p>Bd. 120 KESPOHL, H.: Dynamisches Matching – Ein agentenbasiertes Verfahren zur Unterstützung des Kooperativen Produktengineering durch Wissens- und Technologietransfer. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 120, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-29-8</p> | <p>Bd. 128 BOBDA, C.: Synthesis of Dataflow Graphs for Reconfigurable Systems using Temporal Partitioning and Temporal Placement. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 128, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-37-9</p> |
| <p>Bd. 121 MOLT, T.: Eine domänenübergreifende Softwarespezifikationstechnik für automatisierte Fertigungsanlagen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 121, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-30-1</p>  | <p>Bd. 129 HELLER, F.: Wissensbasiertes Online-Störungsmanagement flexibler, hoch automatisierter Montagesysteme. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 129, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-38-7</p>                                 |

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |  |  |
|--|--|
| <p>Bd. 130 KÜHN, A.: Systematik des Ideenmanagements im Produktentstehungsprozess. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 130, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-39-5</p> <p>Bd. 131 KEIL-SLAWIK, R.; BRENNKE, A.; HOHENHAUS, M.: ISIS -Installationshandbuch für lernförderliche Infrastrukturen. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 131, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-40-9</p> <p>Bd. 132 OULD HAMADY, M.: Ein Ansatz zur Gestaltung des operativen Fertigungsmanagements innerhalb der Lieferkette. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 132, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-41-7</p> <p>Bd. 133 HOLTZ, C.: Theoretical Analysis of Unsupervised On-line Learning through Soft Competition. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 133, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-42-5</p> <p>Bd. 134 UEBEL, M.: Ein Modell zur Steuerung der Kundenbearbeitung im Rahmen des Vertriebsmanagements. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 134, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-43-3</p> <p>Bd. 135 BRINKMANN, A.: Verteilte Algorithmen zur Datenplatzierung und zum Routing in gegnerischen Netzwerken. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 135, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-44-1</p> <p>Bd. 136 FRÜND, E.: Aktive Kompensation von periodischen Schwingungen an rotierenden Walzen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 136, Paderborn, 2003 – ISBN 3-935433-45-X</p> <p>Bd. 137 KEIL-SLAWIK, R. (Hrsg.): Digitale Medien in der Hochschule: Infrastrukturen im Wandel. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 137, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-46-8</p> <p>Bd. 138 STORCK, H.: Optimierung der Kontaktvorgänge bei Wanderwellenmotoren. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 138, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-47-6</p> | <p>Bd. 139 KALTE, H.: Einbettung dynamisch rekonfigurierbarer Hardwarearchitekturen in eine Universalprozessorumgebung. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 139, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-48-4</p> <p>Bd. 140 ISKE, B.: Modellierung und effiziente Nutzung aktiver Infrarotsensorik in autonomen Systemen. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 140, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-49-2</p> <p>Bd. 141 BÄTZEL, D.: Methode zur Ermittlung und Bewertung von Strategiealternativen im Kontext Fertigungstechnik. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 141, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-50-6</p> <p>Bd. 142 BÖKE, C.: Automatic Configuration of Real-Time Operating Systems and Real-Time Communication Systems for Distributed Embedded Applications. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 142, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-51-4</p> <p>Bd. 143 KÖCKERLING, M.: Methodische Entwicklung und Optimierung der Wirkstruktur mechatronischer Produkte. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 143, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-52-2</p> <p>Bd. 144 HENZLER, S.: Methodik zur Konzeption der Struktur und der Regelung leistungsverzweigter Getriebe mit Toroidvariator. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 144, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-53-0</p> <p>Bd. 145 GAUSEMEIER, J.; LÜCKEL, J.; WALLASCHEK, J. (Hrsg.): 2. Paderborner Workshop Intelligente mechatronische Systeme. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 145, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-54-9</p> |
|--|--|

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |  |  |
|--|--|
| <p>Bd. 146 LESSING, H.: Prozess zur multivariaten Prognose von Produktionsprogrammen für eine effiziente Kapazitätsplanung bei typisierten Dienstleistungen. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 146, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-55-7</p> <p>Bd. 147 HAMOUDIA, H.: Planerische Ablaufgestaltung bei prozessorientierten Dienstleistungen. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 147, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-56-5</p> <p>Bd. 148 BUSCH, A.: Kollaborative Änderungsplanung in Unternehmensnetzwerken der Serienfertigung – ein verhandlungsbasierter Ansatz zur interorganisationalen Koordination bei Störungen. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 148, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-57-3</p> <p>Bd. 149 GAUSEMEIER, J.; GRAFE, M. (Hrsg.): 3. Paderborner Workshop Augmented &amp; Virtual Reality in der Produktentstehung. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 149, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-58-1</p> <p>Bd. 150 MEYER, B.: Value-Adding Logistics for a World Assembly Line. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 150, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-59-X</p> <p>Bd. 151 GRIENITZ, V.: Methodik zur Erstellung von Technologieszenarien für die strategische Technologieplanung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 151, Paderborn, 2004 – ISBN 3-9354 33-60-3</p> <p>Bd. 152 FRANKE, H.: Eine Methode zur unternehmensübergreifenden Transportdisposition durch synchron und asynchron kommunizierende Agenten. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 152, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-61-1</p> <p>Bd. 153 SALZWEDEL, K. A.: Data Distribution Algorithms for Storage Networks. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 153, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-62-X</p> | <p>Bd. 154 RÄCKE, H.: Data Management and Routing in General Networks. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 154, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-63-8</p> <p>Bd. 155 FRANK, U.; GIESE, H.; KLEIN, F.; OBERSCHELP, O.; SCHMIDT, A.; SCHULZ, B.; VÖCKING, H.; WITTING, K.; GAUSEMEIER, J. (Hrsg.): Selbstoptimierende Systeme des Maschinenbaus – Definitionen und Konzepte. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 155, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-64-6</p> <p>Bd. 156 MÖHRINGER, S.: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. Habilitation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 156, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-65-4</p> <p>Bd. 157 FAHRENTHOLZ, M.: Konzeption eines Betriebskonzepts für ein bedarfsgesteuertes schienengebundenes Shuttle-System. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 157, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-66-2</p> <p>Bd. 158 GAJEWSKI, T.: Referenzmodell zur Beschreibung der Geschäftsprozesse von After-Sales-Dienstleistungen unter besonderer Berücksichtigung des Mobile Business. Dissertation Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 158, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-67-0</p> <p>Bd. 159 RÜTHER, M.: Ein Beitrag zur klassifizierenden Modularisierung von Verfahren für die Produktionsplanung. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 159, Paderborn, 2004 – ISBN 3-935433-68-9</p> <p>Bd. 160 MUECK, B.: Eine Methode zur benutzerstimulierten detaillierungsvarianten Berechnung von diskreten Simulationen von Materialflüssen. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, , Band 160, Paderborn 2004 – ISBN 3-935433-69-7</p> |
|--|--|

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |  |   |
|--|---|
| <p>Bd. 161    LANGEN, D.: Abschätzung des Ressourcenbedarfs von hochintegrierten mikroelektronischen Systemen. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 161, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-70-0</p> <p>Bd. 162    ORLIK, L.: Wissensbasierte Entscheidungshilfe für die strategische Produktplanung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 162, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-71-9</p> <p>Bd. 163    GAUSEMEIER, J.; RAMMIG, F.; SCHÄFER, W.; WALLASCHEK, J. (Hrsg.): 3. Paderborner Workshop Intelligente mechatronische Systeme. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 163, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-72-7</p> <p>Bd. 164    FISCHER, M.: Design, Analysis, and Evaluation of a Data Structure for Distributed Virtual Environments. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 164, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-73-5</p> <p>Bd. 165    MATYSCZOK, C.: Dynamische Kantenextraktion - Ein Verfahren zur Generierung von Tracking-Informationen für Augmented Reality-Anwendungen auf Basis von 3D-Referenzmodellen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 165, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-74-3</p> <p>Bd. 166    JANIA, T.: Änderungsmanagement auf Basis eines integrierten Prozess- und Produktdatenmodells mit dem Ziel einer durchgängigen Komplexitätsbewertung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 166, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-75-1</p> <p>Bd. 167    GAUSEMEIER, J.; GRAFE, M. (Hrsg.): 4. Paderborner Workshop Augmented &amp; Virtual Reality in der Produktentstehung. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 167, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-76-X</p> <p>Bd. 168    VOLBERT, K.: Geometric Spanners for Topology Control in Wireless Networks. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 168, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-77-8</p> | <p>Bd. 169    ROSLAK, J.: Entwicklung eines aktiven Scheinwerfersystems zur blendungsfreien Ausleuchtung des Verkehrsraumes. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 167, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-78-6</p> <p>Bd. 170    EMMRICH, A.: Ein Beitrag zur systematischen Entwicklung produktorientierter Dienstleistungen. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 170, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-79-4</p> <p>Bd. 171    NOWACZYK, O.: Explorationen: Ein Ansatz zur Entwicklung hochgradig interaktiver Lernbausteine. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 171, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-80-8</p> <p>Bd. 172    MAHMOUD, K.: Theoretical and experimental investigations on a new adaptive duo servo drum brake with high and constant brake shoe factor. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 172, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-81-6</p> <p>Bd. 173    KLIEWER, G.: Optimierung in der Flugplanung: Netzwerkentwurf und Flottenzuweisung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 173, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-82-4</p> <p>Bd. 174    BALÁŽOVÁ, M.: Methode zur Leistungsbewertung und Leistungssteigerung der Mechatronikentwicklung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 174, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-83-2</p> <p>Bd. 175    FRANK, U.: Spezifikationstechnik zur Beschreibung der Prinziplösung selbstoptimierender Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 175, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-84-0</p> <p>Bd. 176    BERGER, T.: Methode zur Entwicklung und Bewertung innovativer Technologiestrategien. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 176, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-85-9</p> |
|--|---|

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |  |  |
|--|--|
| <p>Bd. 177    BERSSENBRÜGGE, J.: Virtual Nightdrive - Ein Verfahren zur Darstellung der komplexen Lichtverteilungen moderner Scheinwerfersysteme im Rahmen einer virtuellen Nachtfahrt. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 177, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-86-7</p> <p>Bd. 178    GAUSEMEIER, J. (Hrsg.): Vorausschau und Technologieplanung. 1. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung Heinz Nixdorf Institut, 3. und 4. November 2005, Schloß Neuhausen, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 178, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-87-5</p> <p>Bd. 179    FU, B.: Piezoelectric actuator design via multiobjective optimization methods. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 179, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-88-3</p> <p>Bd. 180    WALLASCHEK, J.; HEMSEL, T.; MRACEK, M.: Proceedings of the 2nd International Workshop on Piezoelectric Materials and Applications in Actuators. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 180, Paderborn, 2005 – ISBN 3-935433-89-1</p> <p>Bd. 181    MEYER AUF DER HEIDE, F.; MONIEN, B. (Hrsg.): New Trends in Parallel &amp; Distributed Computing. 6. Internationales Heinz Nixdorf Symposium, 17. und 18. Januar 2006, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 181, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-00-1</p> <p>Bd. 182    HEIDENREICH, J.: Adaptierbare Änderungsplanung der Mengen und Kapazitäten in Produktionsnetzwerken der Serienfertigung. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 182, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-01-X</p> <p>Bd. 183    PAPE, U.: Umsetzung eines SCM-Konzeptes zum Liefermanagement in Liefernetzwerken der Serienfertigung. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 183, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-02-8</p> <p>Bd. 184    BINGER, V.: Konzeption eines wissensbasierten Instruments für die strategische Vorausschau im Kontext der Szenariotechnik. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 184, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-03-6</p> | <p>Bd. 185    KRIESEL, C.: Szenarioorientierte Unternehmensstrukturoptimierung – Strategische Standort- und Produktionsplanung. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 185, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-04-4</p> <p>Bd. 186    KLEIN, J.: Efficient collision detection for point and polygon based models. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 186, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-05-2</p> <p>Bd. 187    WORTMANN, R.: Methodische Entwicklung von Echtzeit 3D-Anwendungen für Schulung und Präsentation. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 187, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-06-0</p> <p>Bd. 188    GAUSEMEIER, J.; GRAFE, M. (Hrsg.): 5. Paderborner Workshop Augmented &amp; Virtual Reality in der Produktentstehung. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 188, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-07-9</p> <p>Bd. 189    GAUSEMEIER, J.; RAMMIG, F.; SCHÄFER, W.; TRÄCHTLER, A.; WALLASCHEK, J. (Hrsg.): 4. Paderborner Workshop Entwurf mechatronischer Systeme. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 189, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-08-7</p> <p>Bd. 190    DAMEROW, V.: Average and Smoothed Complexity of Geometric Structures. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 190, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-09-5</p> <p>Bd. 191    GIESE, H.; NIGGEMANN, O. (Hrsg.): Postworkshop Proceedings of the 3rd Workshop on Object-oriented Modeling of Embedded Real-Time Systems (OMER 3), HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 191, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-10-9</p> <p>Bd. 192    RADKOWSKI, R.: Anwendung evolutionärer Algorithmen zur Unterstützung des Entwurfs selbstoptimierender Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 192, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-11-7</p> |
|--|--|



## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |  |  |
|--|--|
| <p>Bd. 193 SHEN, Q.: A Method for Composing Virtual Prototypes of Mechatronic Systems in Virtual Environments. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 193, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-12-5</p>   | <p>Bd. 201 KÖSTERS, C.: Ein ontologiebasiertes Modell zur Beschreibung der Abläufe in einem Produktionssystem unter besonderer Berücksichtigung einer diskreten Produktion. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 201, Paderborn, 2006 – ISBN 978-3-939350-20-0</p> |
| <p>Bd. 194 REDENIUS, A.: Verfahren zur Planung von Entwicklungsprozessen für fortgeschrittene mechatronische Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 194, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-13-3</p>                                    | <p>Bd. 202 HALFMEIER, S.: Modellierung und Regelung von Halbtoroidvariationen in leistungsverzweigten Getriebestrukturen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 202, Paderborn, 2006 – ISBN 978-3-939350-21-7</p>  |
| <p>Bd. 195 KÜHL, P.: Anpassung der Lichtverteilung des Abblendlichtes an den vertikalen Straßenverlauf. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 195, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-14-1</p>  | <p>Bd. 203 RÜHRUP, S.: Position-based Routing Strategies. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 203, Paderborn, 2006 – ISBN 978-3-939350-22-4</p>   |
| <p>Bd. 196 MICHELS, J. S.: Integrative Spezifikation von Produkt- und Produktionssystemkonzeptionen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 196, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-15-X</p>   | <p>Bd. 204 SCHMIDT, A.: Wirkmuster zur Selbstoptimierung – Konstrukte für den Entwurf selbstoptimierender Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 204, Paderborn, 2006 – ISBN 978-3-939350-23-1</p>   |
| <p>Bd. 197 RIPS, S.: Adaptive Steuerung der Lastverteilung datenparalleler Anwendungen in Grid-Umgebungen. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 197, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-16-8</p>                  | <p>Bd. 205 IHMOR, S.: Modeling and Automated Synthesis of Reconfigurable Interfaces. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 205, Paderborn, 2006 – ISBN 978-3-939350-24-8</p>  |
| <p>Bd. 198 GAUSEMEIER, J. (Hrsg.): Vorausschau und Technologieplanung. 2. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung Heinz Nixdorf Institut, 9. und 10. November 2006, Schloß Neuhausen, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 198, Paderborn, 2006 – ISBN 3-939350-17-6</p>                           | <p>Bd. 206 ECKES, R.: Augmented Reality – basiertes Verfahren zur Unterstützung des Anlaufprozesses von automatisierten Fertigungssystemen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 206, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-25-5</p>  |
| <p>Bd. 199 FRANKE, W.: Wiederverwendungsorientierte Herleitung von Inter-Fachkomponentenkonzepten für Lagerverwaltungssysteme. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 199, Paderborn, 2006 – ISBN 978-3-939350-18-7</p>          | <p>Bd. 207 STEFFEN, D.: Ein Verfahren zur Produktstrukturierung für fortgeschrittene mechatronische Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 207, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-26-2</p>   |
| <p>Bd. 200 SCHEIDELER, P.: Ein Beitrag zur erfahrungsbasierten Selbstoptimierung einer Menge technisch homogener fahrerloser Fahrzeuge. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 200, Paderborn, 2006 – ISBN 978-3-939350-19-4</p> |  |

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |   |   |
|---|---|
| <p>Bd. 208 LAROCHE, C.: Ein mehrbenutzerfähiges Werkzeug zur Modellierung und richtungsoffenen Simulation von wahlweise objekt- und funktionsorientiert gegliederten Fertigungssystemen. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 208, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-27-9</p> <p>Bd. 209 GAUSEMEIER, J.; GRAFE, M. (Hrsg.): 6. Paderborner Workshop Augmented &amp; Virtual Reality in der Produktentstehung. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 209, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-28-6</p> <p>Bd. 210 GAUSEMEIER, J.; RAMMIG, F.; SCHÄFER, W.; TRÄCHTLER, A.; WALLASCHEK, J. (Hrsg.): 5. Paderborner Workshop Entwurf mechatronischer Systeme. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 210, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-29-3</p> <p>Bd. 211 KAUSCHKE, R.: Systematik zur lichttechnischen Gestaltung von aktiven Scheinwerfern. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 211, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-30-9</p> <p>Bd. 212 DU, J.: Zellen-basierte Dienst-Entdeckung für Roboternetzwerke. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 212, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-31-6</p> <p>Bd. 213 DANNE, K.: Real-Time Multitasking in Embedded Systems Based on Reconfigurable Hardware. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 213, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-32-3</p> <p>Bd. 214 EICKHOFF, R.: Fehlertolerante neuronale Netze zur Approximation von Funktionen. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 214, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-33-0</p> <p>Bd. 215 KÖSTER, M.: Analyse und Entwurf von Methoden zur Ressourcenverwaltung partiell rekonfigurierbarer Architekturen. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 215, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-34-7</p> | <p>Bd. 216 RÜCKERT, U.; SITTE, J.; WITKOWSKI, U.: Proceedings of the 4th International Symposium on Autonomous Minirobots for Research and Edutainment – AMiRE2007. Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 216, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-35-4</p> <p>Bd. 217 PHAM VAN, T.: Proactive Ad Hoc Devices for Relaying Real-Time Video Packets. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 217, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-36-1</p> <p>Bd. 218 VIENENKÖTTER, A.: Methodik zur Entwicklung von Innovations- und Technologie-Roadmaps. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 218, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-37-8</p> <p>Bd. 219 GAUSEMEIER, J. (Hrsg.): Vorausschau und Technologieplanung. 3. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung Heinz Nixdorf Institut, 29. und 30. November 2007, Miele &amp; Cie. KG Gütersloh, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 219, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-38-5</p> <p>Bd. 220 FRÜND, J.: Eine Architekturkonzeption für eine skalierbare mobile Augmented Reality Anwendung für die Produktpräsentation. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 220, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-39-2</p> <p>Bd. 221 PEITZ, T.: Methodik zur Produktoptimierung mechanisch elektronischer Baugruppen durch die Technologie MID (Molded Interconnect Devices). Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 221, Paderborn, 2007 – ISBN 978-3-939350-40-8</p> <p>Bd. 222 MEYER AUF DER HEIDE, F. (Hrsg.): The European Integrated Project "Dynamically Evolving, Large Scale Information Systems (DELIS)", Proceedings of the Final Workshop, Barcelona, February 27-28, 2008, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 222, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-41-5</p> |
|---|---|

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |   |  |
|---|--|
| <p>Bd. 223 GAUSEMEIER, J.; RAMMIG, F.; SCHÄFER, W. (Hrsg.): Self-optimizing Mechatronic Systems: Design the Future. 7. Internationales Heinz Nixdorf Symposium, 20. und 21. Februar 2008, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 223, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-42-2</p> <p>Bd. 224 RATH, M.: Methode zur Entwicklung hybrider Technologie- und Innovationsstrategien – am Beispiel des Automobils. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 224, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-43-9</p> <p>Bd. 225 GRÜNEWALD, M.: Protokollverarbeitung mit integrierten Multiprozessoren in drahtlosen Ad-hoc-Netzwerken. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 225, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-44-6</p> <p>Bd. 226 STRAUSS, S.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Einsatz gepulster Halbleiterlichtquellen in der Kraftfahrzeugbeleuchtung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 226, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-45-3</p> <p>Bd. 227 ZEIDLER, C.: Systematik der Materialflussplanung in der frühen Phase der Produktionssystementwicklung. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 227, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-46-0</p> <p>Bd. 228 PARISI, S.: A Method for the intelligent Authoring of 3D Animations for Training and Maintenance. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 228, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-47-7</p> <p>Bd. 229 DITTMANN, F.: Methods to Exploit Reconfigurable Fabrics. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 229, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-48-4</p> | <p>Bd. 230 TONIGOLD, C.: Programm-, Ressourcen- und Prozessoptimierung als Bestandteile der Anpassungsplanung von spanenden Fertigungssystemen in der Fließfertigung von Aggregaten. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 230, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-49-1</p> <p>Bd. 231 BRANDT, T.: A Predictive Potential Field Concept for Shared Vehicle Guidance. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 231, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-50-7</p> <p>Bd. 232 GAUSEMEIER, J.; GRAFE, M. (Hrsg.): 7. Paderborner Workshop Augmented &amp; Virtual Reality in der Produktentstehung. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 232, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-51-4</p> <p>Bd. 233 CHANG, H.: A Methodology for the Identification of Technology Indicators. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 233, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-52-1</p> <p>Bd. 234 ADEL, P.; DONOTH, J.; GAUSEMEIER, J.; GEISLER, J.; HENKLER, S.; KAHL, S.; KLÖPPER, B.; KRUPP, A.; MÜNCH, E.; OBERTHÜR, S.; PAIZ, C.; PORRMANN, M.; RADKOWSKI, R.; ROMANUS, C.; SCHMIDT, A.; SCHULZ, B.; TSCHESCHNER, T.; VÖCKING, H.; WITKOWSKI, U.; WITTING, K.; ZNAMENSHCHYKOV, O.: Selbstoptimierende Systeme des Maschinenbaus – Definitionen, Anwendungen, Konzepte. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 234, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-53-8</p> <p>Bd. 235 DELL'AERE, A.; HIRSCH, M.; KLÖPPER, B.; KOESTER, M.; KRÜGER, M.; KRUPP, A.; MÜLLER, T.; OBERTHÜR, S.; POOK, S.; PRIESTERJAHN, C.; ROMANUS, C.; SCHMIDT, A.; SONDERMANN-WÖLKE, C.; TICHY, M.; VÖCKING, H.; ZIMMER, D.: Verlässlichkeit selbstoptimierender Systeme – Potenziale nutzen und Risiken vermeiden. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 235, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-54-5</p> <p>Bd. 236 GEHRKE, M.; GIESE, H.; STROOP, J.: Proceedings of the 4th Workshop on Object-oriented Modeling of Embedded Real-Time Systems (OMER4), Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 236, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-55-2</p> |
|---|--|

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |  |  |
|--|--|
| <p>Bd. 237 GAUSEMEIER, J. (Hrsg.): Vorausschau und Technologieplanung. 4. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung Heinz Nixdorf Institut, 30. und 31. Oktober 2008, Brandenburgische Akademie der Wissenschaften, Berlin, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 237, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-56-9</p> <p>Bd. 238 BRÖKELMANN, M.: Entwicklung einer Methodik zur Online-Qualitätsüberwachung des Ultraschall-Drahtbondprozesses mittels integrierter Mikrosensorik. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 238, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-57-6</p> <p>Bd. 239 KETTELHOIT, B.: Architektur und Entwurf dynamisch rekonfigurierbarer FPGA-Systeme. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 239, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-58-3</p> <p>Bd. 240 ZAMBALDI, M.: Concepts for the development of a generic Multi-Level Test Bench covering different areas of applications. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 240, Paderborn, 2008 – ISBN 978-3-939350-59-0</p> <p>Bd. 241 OBERSCHELP, O.: Strukturierter Entwurf selbstoptimierender mechatronischer Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 241, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-60-6</p> <p>Bd. 242 STOLLT, G.: Verfahren zur strukturierten Vorausschau in globalen Umfeldern produzierender Unternehmen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 242, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-61-3</p> <p>Bd. 243 WENZELMANN, C.: Methode zur zukunftsorientierten Entwicklung und Umsetzung von Strategieoptionen unter Berücksichtigung des antizipierten Wettbewerbsverhaltens. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 243, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-62-0</p> | <p>Bd. 244 BRÜSEKE, U.: Einsatz der Bibliometrie für das Technologiemanagement. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 244, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-63-7</p> <p>Bd. 245 TIMM, T.: Ein Verfahren zur hierarchischen Struktur-, Dimensions- und Materialbedarfsplanung von Fertigungssystemen. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 245, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-64-4</p> <p>Bd. 246 GRIESE, B.: Adaptive Echtzeitkommunikationsnetze. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 246, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-65-1</p> <p>Bd. 247 NIEMANN, J.-C.: Ressourceneffiziente Schaltungstechnik eingebetteter Parallelrechner. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 247, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-66-8</p> <p>Bd. 248 KAISER, I.: Systematik zur Entwicklung mechatronischer Systeme in der Technologie MID. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 248, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-67-5</p> <p>Bd. 249 GANS, J. E.: Neu- und Anpassungsplanung der Struktur von getakteten Fließproduktionssystemen für variantenreiche Serienprodukte in der Montage. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 249, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-68-2</p> <p>Bd. 250 GAUSEMEIER, J.; RAMMIG, F.; SCHÄFER, W.; TRÄCHTLER, A. (Hrsg.): 6. Paderborner Workshop Entwurf mechatronischer Systeme. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 250, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-69-9</p> <p>Bd. 251 LESSMANN, J.: Protocols for Telephone Communications in Wireless Multi-Hop Ad Hoc Networks. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 251, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-70-5</p> |
|--|--|

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |  |   |
|--|---|
| <p>Bd. 252 GAUSEMEIER, J.; GRAFE, M. (Hrsg.): 8. Paderborner Workshop Augmented &amp; Virtual Reality in der Produktentstehung. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 252, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-71-2</p>  | <p>Bd. 259 SCHOMAKER, G.: Distributed Resource Allocation and Management in Heterogeneous Networks. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 259, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-78-1</p>  |
| <p>Bd. 253 KLÖPPER, B.: Ein Beitrag zur Verhaltensplanung für interagierende intelligente mechatronische Systeme in nicht-deterministischen Umgebungen. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 253, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-72-9</p> | <p>Bd. 260 MENSE, M.: On Fault-Tolerant Data Placement in Storage Networks. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 260, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-79-8</p>  |
| <p>Bd. 254 LOW, C. Y.: A Methodology to Manage the Transition from the Principle Solution towards the Controller Design of Advanced Mechatronic Systems. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 254, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-73-6</p>             | <p>Bd. 261 LÜRWER-BRÜGGEMEIER, K.: Mächtigkeit und Komplexität von Berechnungen mit der ganzzahligen Division. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 261, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-80-4</p>   |
| <p>Bd. 255 XU, F.: Resource-Efficient Multi-Antenna Designs for Mobile Ad Hoc Networks. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 255, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-74-3</p>   | <p>Bd. 262 ALTEMEIER, S.: Kostenoptimale Kapazitätsabstimmung in einer getakteten Variantenfließlinie unter expliziter Berücksichtigung des Unterstützereinsatzes und unterschiedlicher Planungszeiträume. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 262, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-81-1</p> |
| <p>Bd. 256 MÜLLER, T.: Integration von Verlässlichkeitsanalysen und -konzepten innerhalb der Entwicklungsmethodik mechatronischer Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 256, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-75-0</p>                           | <p>Bd. 263 MAHAJAN, K.: A combined simulation and optimization based method for predictive-reactive scheduling of flexible production systems subject to execution exceptions. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 263, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-82-8</p>                             |
| <p>Bd. 257 BONORDEN, O.: Versatility of Bulk Synchronous Parallel Computing: From the Heterogeneous Cluster to the System on Chip. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 257, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-76-7</p>      | <p>Bd. 264 CHRISTIANSEN, S. K.: Methode zur Klassifikation und Entwicklung reifegradbasierter Leistungsbewertungs- und Leistungssteigerungsmodelle. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 264, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-83-5</p>   |
| <p>Bd. 258 KORTENJAN, M.: Size Equivalent Cluster Trees - Rendering CAD Models in Industrial Scenes. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 258, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-77-4</p>                                    | <p>Bd. 265 GAUSEMEIER, J. (Hrsg.): Vorausschau und Technologieplanung. 5. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung, Heinz Nixdorf Institut, 19. und 20. November 2009, Brandenburgische Akademie der Wissenschaften, Berlin, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 265, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-84-2</p>  |

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- Bd. 266 KAULMANN, T.: Ressourceneffiziente Realisierung Pulsodierter Neuronaler Netze. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 266, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-85-9
- Bd. 267 WEHRMEISTER, M. A.: An Aspect-Oriented Model-Driven Engineering Approach for Distributed Embedded Real-Time Systems. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 267, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-86-6
- Bd. 268 DANNE, C.: Assessing the Cost of Assortment Complexity in Consumer Goods Supply Chains by Reconfiguration of Inventory and Production Planning Parameters in Response to Assortment Changes. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 268, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-87-3
- Bd. 269 AUFENANGER, M.: Situativ trainierte Regeln zur Ablaufsteuerung in Fertigungssystemen und ihre Integration in Simulationssysteme. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 269, Paderborn, 2009 – ISBN 978-3-939350-88-0
- Bd. 270 STOLL, K.: Planung und Konzipierung von Marktleistungen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 270, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-939350-89-7
- Bd. 271 IHMELS, S.: Verfahren zur integrierten informationstechnischen Unterstützung des Innovationsmanagements. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 271, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-939350-90-3
- Bd. 272 GAUSEMEIER, J.; RAMMIG, F.; SCHÄFER, W.; TRÄCHTLER, A. (Hrsg.): 7. Paderborner Workshop Entwurf mechatronischer Systeme. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 272, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-939350-91-0
- Bd. 273 PURNAPRAJNA, M.: Run-time Reconfigurable Multiprocessors. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 273, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-939350-92-7
- Bd. 274 GAUSEMEIER, J.; GRAFE, M. (Hrsg.): 9. Paderborner Workshop Augmented & Virtual Reality in der Produktentstehung. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 274, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-939350-93-4
- Bd. 275 WEDMAN, S.: Lebensdauerüberwachung in mechatronischen Systemen. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 275, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-939350-94-1
- Bd. 276 GAUSEMEIER, J. (Hrsg.): Vorausschau und Technologieplanung. 6. Symposium für Vorausschau und Technologieplanung, Heinz Nixdorf Institut, 28. und 29. Oktober 2010, Brandenburgische Akademie der Wissenschaften, Berlin, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 276, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-939350-95-8
- Bd. 277 HUBER, D.: Geregelte Vereinfachung hierarchischer Partitionen von Modellen in der Materialflusssimulation. Dissertation, Fakultät für Wirtschaftswissenschaften, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 277, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-939350-96-5
- Bd. 278 DEGENER, B.: Local, distributed approximation algorithms for geometric assignment problems. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 278, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-939350-97-2
- Bd. 279 WARKENTIN, A.: Systematik zur funktionsorientierten Modellierung von Elektrik/Elektronik-Systemen über den Produktlebenszyklus. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 279, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-939350-98-9
- Bd. 280 BRINK, V.: Verfahren zur Entwicklung konsistenter Produkt- und Technologiestrategien. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 280, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-939350-99-6

## Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe

- |  |  |
|--|--|
| <p>Bd. 281 SAMARA, S.: Adaptable OS Services for Distributed Reconfigurable Systems on Chip. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 281, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-942647-00-7</p> <p>Bd. 282 BIENKOWSKI, M.: Page migration in dynamic networks. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 282, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-942647-01-4</p> <p>Bd. 283 MAHLMANN, P.: Peer-to-peer networks based on random graphs. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 283, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-942647-02-1</p> <p>Bd. 284 DYNIA, M.: Collective graph exploration. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 284, Paderborn, 2010 – ISBN 978-3-942647-03-8</p> <p>Bd. 285 POHL, C.: Konfigurierbare Hardwarebeschleuniger für selbst-organisierende Karten. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 285, Paderborn, 2011 – ISBN 978-3-942647-04-5</p> <p>Bd. 286 DUMITRESCU, R.: Entwicklungssystematik zur Integration kognitiver Funktionen in fortgeschrittene mechatronische Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 286, Paderborn, 2011 – ISBN 978-3-942647-05-2</p> <p>Bd. 287 MEHLER, J.: Power-Aware Online File Allocation in Dynamic Networks. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 287, Paderborn, 2011 – ISBN 978-3-942647-06-9</p> <p>Bd. 288 HARCHENKO, J.: Mechatronischer Entwurf eines neuartigen aktiven Fahrzeugfederungssystems für PKW unter Verwendung einer reversiblen Flügelzellenpumpe. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 288, Paderborn, 2011 – ISBN 978-3-942647-07-6</p> | <p>Bd. 289 KORZENIOWSKI, M.: Dynamic Load Balancing in Peer-to-Peer Networks. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 289, Paderborn, 2011 – ISBN 978-3-942647-08-3</p> <p>Bd. 290 FRAHLING, G.: Algorithms for Dynamic Geometric Data Streams. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 290, Paderborn, 2011 – ISBN 978-3-942647-09-0</p> <p>Bd. 291 REYES PÉREZ, M.: A Specification Technique for the Conceptual Design of Manufacturing Systems. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 291, Paderborn, 2011 – ISBN 978-3-942647-10-6</p> <p>Bd. 292 STEHR, J.: On the design and implementation of reliable and economical telematics software architectures for embedded systems: a domain-specific framework. Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik, Informatik und Mathematik, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 292, Paderborn, 2011 – ISBN 978-3-942647-11-3</p> <p>Bd. 293 KRÓL, R.: Eine Reduktionsmethode zur Ableitung elektromechanischer Ersatzmodelle für piezoelektrische Wandler unter Verwendung der Finite-Elemente-Methode (FEM). Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 293, Paderborn, 2011 – ISBN 978-3-942647-12-0</p> <p>Bd. 294 GAUSEMEIER, J.; RAMMIG, F.; SCHÄFER, W.; TRÄCHTLER, A. (Hrsg.): 8. Paderborner Workshop Entwurf mechatronischer Systeme. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 294, Paderborn, 2011 – ISBN 978-3-942647-13-7</p> <p>Bd. 295 GAUSEMEIER, J.; GRAFE, M.; MEYER AUF DER HEIDE, F. (Hrsg.): 10. Paderborner Workshop Augmented &amp; Virtual Reality in der Produktentstehung. HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 295, Paderborn, 2011 – ISBN 978-3-942647-14-4</p> |
|--|--|

## **Bände der HNI-Verlagsschriftenreihe**

- Bd. 296 Pook, S.: Eine Methode zum Entwurf von Zielsystemen selbstoptimierender mechatronischer Systeme. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Universität Paderborn, HNI-Verlagsschriftenreihe, Band 296, Paderborn, 2011 – ISBN 978-3-942647-15-1



