

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN
Lehrstuhl für
Betriebswissenschaften und Montagetechnik (*iwb*)

**Modellunterstützte Auslegung berührungsloser
Ultraschallgreifsysteme
für die Mikrosystemtechnik**

Michael W. Heinz

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Detlef Zühlke
Technische Universität Kaiserslautern

Die Dissertation wurde am 13.04.2011 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 27.09.2011 angenommen.

Michael Heinz

**Modellunterstützte Auslegung
berührungsloser Ultraschallgreifsysteme für
die Mikrosystemtechnik**



Herbert Utz Verlag · München

Forschungsberichte IWB

Band 254

Zugl.: Diss., München, Techn. Univ., 2011

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek: Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, der Entnahme von Abbildungen, der Wiedergabe auf fotomechanischem oder ähnlichem Wege und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen bleiben – auch bei nur auszugsweiser Verwendung – vorbehalten.

Copyright © Herbert Utz Verlag GmbH · 2012

ISBN 978-3-8316-4147-5

Printed in Germany
Herbert Utz Verlag GmbH, München
089-277791-00 · www.utzverlag.de

Geleitwort der Herausgeber

Die Produktionstechnik ist für die Weiterentwicklung unserer Industriegesellschaft von zentraler Bedeutung, denn die Leistungsfähigkeit eines Industriebetriebes hängt entscheidend von den eingesetzten Produktionsmitteln, den angewandten Produktionsverfahren und der eingeführten Produktionsorganisation ab. Erst das optimale Zusammenspiel von Mensch, Organisation und Technik erlaubt es, alle Potentiale für den Unternehmenserfolg auszuschöpfen.

Um in dem Spannungsfeld Komplexität, Kosten, Zeit und Qualität bestehen zu können, müssen Produktionsstrukturen ständig neu überdacht und weiterentwickelt werden. Dabei ist es notwendig, die Komplexität von Produkten, Produktionsabläufen und -systemen einerseits zu verringern und andererseits besser zu beherrschen.

Ziel der Forschungsarbeiten des *iwb* ist die ständige Verbesserung von Produktentwicklungs- und Planungssystemen, von Herstellverfahren sowie von Produktionsanlagen. Betriebsorganisation, Produktions- und Arbeitsstrukturen sowie Systeme zur Auftragsabwicklung werden unter besonderer Berücksichtigung mitarbeiterorientierter Anforderungen entwickelt. Die dabei notwendige Steigerung des Automatisierungsgrades darf jedoch nicht zu einer Verfestigung arbeitsteiliger Strukturen führen. Fragen der optimalen Einbindung des Menschen in den Produktentstehungsprozess spielen deshalb eine sehr wichtige Rolle.

Die im Rahmen dieser Buchreihe erscheinenden Bände stammen thematisch aus den Forschungsbereichen des *iwb*. Diese reichen von der Entwicklung von Produktionssystemen über deren Planung bis hin zu den eingesetzten Technologien in den Bereichen Fertigung und Montage. Steuerung und Betrieb von Produktionssystemen, Qualitätssicherung, Verfügbarkeit und Autonomie sind Querschnittsthemen hierfür. In den *iwb* Forschungsberichten werden neue Ergebnisse und Erkenntnisse aus der praxisnahen Forschung des *iwb* veröffentlicht. Diese Buchreihe soll dazu beitragen, den Wissenstransfer zwischen dem Hochschulbereich und dem Anwender in der Praxis zu verbessern.

Gunther Reinhart

Michael Zäh

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München.

Mein besonderer Dank gilt den Leitern des Instituts Herrn Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart und Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh für die uneingeschränkte Förderung sowie Unterstützung meines wissenschaftlichen Werdegangs und bei der Erstellung dieser Arbeit. Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Detlef Zühlke, dem Leiter des Zentrums für Mensch-Maschine-Interaktion am Deutschen Forschungszentrum für Künstliche Intelligenz (DFKI) GmbH, möchte ich für die Übernahme des Koreferates und die konstruktive Durchsicht der Arbeit herzlichst bedanken.

Des Weiteren gilt mein Dank allen Kolleginnen und Kollegen des Instituts für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*), im Besonderen jedoch den Kolleginnen und Kollegen der Themengruppe Montagetechnik, für die stets hervorragende Zusammenarbeit und die zahlreichen fachlichen Diskussionen. In diesem Zusammenhang möchte ich insbesondere Thomas Kirchmeier, Michael Schilp, Josef Zimmermann, Adolf Zitzmann, Tobias Zeilinger sowie Michael Loy danken, die mich bei der Entstehung dieser Arbeit mit Rat und Tat begleitet haben. Bei den zahlreichen Studenten, die meine Forschungsarbeit im Rahmen von Studienarbeiten unterstützt haben, bedanke ich mich für ihr Interesse und Engagement.

Darüber hinaus gilt mein persönlicher Dank Michael Loy für die kritische Begutachtung der Arbeit und die vielen konstruktiven Anregungen. Im Besonderen möchte ich mich auch bei Adolf Zitzmann von der Zimmermann & Schilp Handhabungstechnik GmbH für die unzähligen Diskussionen und Impulse bedanken. Zudem möchte ich noch ganz besonders meinen langjährigen Studenten, Begleiter, Kollegen und guten Freund Johannes Stock hervorheben, der mich mit Adolf Zitzmann von Anfang an bei der Entstehung dieser Arbeit treu begleitet hat.

Mein ganz persönlicher Dank trifft jedoch meine Eltern Gabriele und Josef sowie meine Brüder Paul und Josef. Diese haben immer an mich geglaubt und mir durch Ihre uneingeschränkte Unterstützung sowie Ihre Rückendeckung die Entstehung dieser Arbeit erst ermöglicht! Vor allem jedoch möchte ich mich bei meiner Lebensgefährtin Frau Dr. Katrin Marx bedanken. Sie hat mich vor allem in den letzten Schritten meiner Promotion maßgeblich und uneingeschränkt unterstützt. Durch Ihre Ruhe und Geduld, insbesondere jedoch durch ihre Zuneigung und Liebe, vermittelt sie mir auch in schwierigen Situationen immer die erforderliche moralische Unterstützung und den Glauben an mich selbst!

München, im September 2011

Michael Heinz

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik	3
2.1	Innovationsmotor Mikrosystemtechnik - Überblick und Definitionen .	3
2.1.1	Einführung	3
2.1.2	Wirtschaftliche Bedeutung der Mikrosystemtechnik	4
2.1.3	Historische Entwicklung der Mikrosystemtechnik	5
2.2	Mikromontage	7
2.2.1	Einordnung der Mikromontage in die Montage- und die Mikro- produktionstechnik	7
2.2.2	Montage- und Handhabungsaufgabenstellungen in der Mikrosystemtechnik	12
2.2.3	Einschränkende Randbedingungen bei der Montage und Hand- habung miniaturisierter Komponenten	17
2.3	Konventionelle Handhabungs- und Greiftechnologien	21
2.3.1	Definition Handhaben	21
2.3.2	Definition Greifer, Greifphasen und Wirkprinzipien	23
2.3.3	Stand der Technik bei taktilen Greifern	24
2.4	Berührungslose Handhabungs- und Greiftechnologien	33
2.4.1	Definition berührungsloses Handhaben	33
2.4.2	Adhäsive Effekte und Handhabungssysteme	34
2.4.3	Magnetische Effekte und Handhabungssysteme	35
2.4.4	Elektrostatische Effekte und Handhabungssysteme	36
2.4.5	Luftlager und Luftkissen	38
2.4.6	Das hydrodynamische Paradoxon und Bernoulligreifer	40
2.4.7	Ultraschallbasierte Handhabungssysteme	41
3	Forschungs- und Entwicklungsbedarf	49
3.1	Funktions- und Prozessanalyse berührungsloser Ultraschallhandhabungssysteme	49
3.2	Defizite bekannter Ansätze aus dem Stand der Technik	51
3.3	Zielsetzung	53
4	Strömungsmechanische Grundlagen der Squeeze-Film-Levitation	55
4.1	Allgemeines	55
4.2	Experimentelle Untersuchung der Squeeze-Film-Levitation	56
4.2.1	Versuchsaufbauten zur messtechnischen Erfassung des Druckpro- fils und des Traglastverhaltens	56

4.2.2	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen der SFL . .	59
4.3	Fundamentale Gleichungen	
	reibungsbefahreter, kompressibler Strömungen	62
4.4	Modellvorstellungen für die Charakteristik der Squeeze-Film-Levitation	66
4.4.1	Akustische Modelle	66
4.4.2	Ein einfaches thermodynamisches Modell für die Squeeze-Film-Levitation	66
4.4.3	Modellbasierte Abschätzung der Unterschiede zwischen der Schmierfilmtheorie und der Squeeze-Film-Levitation	68
4.4.4	Die Reynolds-Gleichung	73
4.4.5	Erweiterung der Reynolds-Gleichung um den Einfluss der Trägheitskräfte	76
4.4.6	Vereinfachung der Navier-Stokes-Gleichungen für die SFL . .	81
4.5	Diskussion der Modelle	84
5	Systementwurf von Longitudinalschwingern zur Erzeugung von Ultraschall	91
5.1	Allgemeines	91
5.2	Anwendungen und Grundprinzipien der Ultraschalltechnik	92
5.2.1	Stand der Technik in der Entwicklung und Anwendung von Ultraschallsystemen	92
5.2.2	Grundaufbau des Gesamtsystems und Halbwellsynthese . .	92
5.3	Elektromechanische Analogien und Grundelemente der Ultraschallerzeugung	95
5.3.1	Elektrische und mechanische Analogien	95
5.3.2	Der eindimensionale Wellenleiter	97
5.3.3	Der piezoelektrische Längsschwinger als Wellenleiter	103
5.4	Elektromechanische Netzwerksynthese von Ultraschallsystemen . .	106
5.4.1	Elektromechanische Netzwerksynthese von zwei piezoelektrischen Scheiben	107
5.4.2	Elektromechanische Netzwerksynthese von Longitudinalschwingern	111
6	Systematische Auslegung berührungsloser, ultraschallbasierter Handhabungsprozesse	119
6.1	Allgemeines	119
6.2	Detaillierte Systembeschreibung des Versuchssträgers	119
6.3	Einführung einer Methodik zur Auslegung berührungsloser Greifprozesse für kleine Bauteile	122
6.4	Umsetzung der Methodik am Beispiel der berührungslosen Handhabung eines Silizium-Chips	130
6.4.1	Identifikation der Handhabungsaufgabe	130
6.4.2	Modellbasierte Abschätzung der Charakteristik der Squeeze-Film-Levitation	131
6.4.3	Modellbasierte Auslegung des Ultraschallgreifers	134
6.4.4	Modellbasierte Auslegung des horizontalen Kräftegleichgewichts	140
6.4.5	Auslegung des vertikalen Kräftegleichgewichts	146
6.4.6	Bestimmung des Handhabungsverhaltens	155

6.4.7	Prozessüberwachung für die Systemintegration	161
6.5	Technische und wirtschaftliche Bewertung	164
6.5.1	Technische Bewertung	164
6.5.2	Wirtschaftliche Bewertung	169
7	Zusammenfassung und Ausblick	175
7.1	Zusammenfassung	175
7.2	Ausblick	178
8	Literaturverzeichnis	181
A	Mathematische Grundlagen	205
A.1	Satz von Gauß	205
A.1.1	Spezielle Anwendungsfälle des Satz von Gauß	205
A.2	Leibniz-Regel	205
A.2.1	Integration der Kontinuitätsgleichung mit Hilfe der Leibniz-Regel	206
A.3	Differentialoperatoren in kartesischen Koordinaten	206
A.3.1	Gradient in kartesischen Koordinaten	206
A.3.2	Vektordivergenz in kartesischen Koordinaten	206
A.3.3	Laplaceoperator in kartesischen Koordinaten	207
A.3.4	Tensordivergenz in kartesischen Koordinaten	207
A.4	Polarkoordinaten	207
A.5	Zylinderkoordinaten	208
A.6	Differentialoperatoren in Zylinderkoordinaten	210
A.6.1	Gradient in Zylinderkoordinaten	210
A.6.2	Vektordivergenz in Zylinderkoordinaten	210
A.6.3	Laplaceoperator in Zylinderkoordinaten	211
A.6.4	Substantielle Ableitung in Zylinderkoordinaten	211
A.6.5	Gradient der Divergenz in Zylinderkoordinaten	212
B	Ergänzungen zur Thermodynamik und Fluidmechanik von Gasen	213
B.1	Zusammenfassung der strömungsmechanischen Grundgleichungen für reibungsbehaftete, kompressible Fluide	213
B.1.1	Die strömungsmechanischen Grundgleichungen in kartesischen Koordinaten	213
B.1.2	Die strömungsmechanischen Grundgleichungen in kartesischen Koordinaten und dimensionsloser Form	215
B.1.3	Größenordnung der Terme in den strömungsmechanischen Grundgleichungen in kartesischen Koordinaten und dimensionsloser Form für die Schmierfilmtheorie	217
B.1.4	Größenordnung der Terme in den strömungsmechanischen Grundgleichungen in kartesischen Koordinaten und dimensionsloser Form für die Squeeze-Film-Levitation	219
B.1.5	Die strömungsmechanischen Grundgleichungen in Zylinderkoordinaten	221
C	Grundlagen der Elektromechanik	223

C.1	Elektromechanisches Ersatzschaltbild eines piezoelektrischen Grundelements in Longitudinalschwingung	223
C.2	Elektromechanisches Ersatzschaltbild der Reihenschaltung von zwei piezoelektrischen Grundelementen	232
D	Materialdaten	237
D.1	Fluide	237
D.1.1	Luft	237
D.2	Metalle	237
D.2.1	Titan	237
D.2.2	Aluminium	238
D.2.3	Stahl	238
D.3	Piezoelektrische Materialdaten	238
D.3.1	Sonox P8	238
E	Ergänzende Abbildungen	241
E.1	Ergänzende Druckprofile	241
E.1.1	Vergleich der gemessenen mit den modellbasierten Druckprofilen	241
E.1.2	Mit den Navier-Stokes-Gleichungen berechnete Druckprofile	245
E.2	Charakteristik des überlagerten Strömungszustands	249
E.3	Beispielbauteil	255
E.4	Sonotroden spitzen	256

Abbildungsverzeichnis

2.1	Einordnung der Präzisions- und Mikromontage nach GREITMANN (1998).	9
2.2	Einordnung der Mikromontage in die Mikroproduktionstechnik nach FISCHER (2000).	10
2.3	Abgrenzung der Mikromontage von der Aufbau- und Verbindungstechnik nach NIENHAUS (1999).	12
2.4	Nutzungsanteil unterschiedlicher Greifprinzipien in der automatisierten Mikromontage nach BARK (1998).	26
2.5	Industriell eingesetzte Vakuumgreifer.	30
2.6	Horizontales und vertikales Kräftegleichgewicht bei einem kombinierten Ultraschall-Vakuum-Greifprozess.	46
3.1	Prinzipieller Aufbau und Funktionsweise eines berührungslosen Ultraschall-Vakuum-Greifsystems bzw. Ultraschall-Vakuum-Greifprozesses.	50
3.2	Abgrenzung des betrachteten Prozessfensters an den vorhergehenden und nachfolgenden Prozessschritten der geordneten Bauteilbereitstellung und des Fügens.	51
4.1	Prinzip des Messverfahrens zur Bestimmung der Druckverteilung im Spalt zwischen Ultraschallsonotrode und levitierter Masse.	57
4.2	Versuchsaufbauten zur experimentellen Bestimmung der Druckverteilung im Luftspalt und des Traglastverhaltens der SFL.	58
4.3	Ultraschallamplitude δ_h der Sonotrode und entsprechende Spalthöhe h_0 für die beiden levitierten Massen mit integriertem Drucksensor.	60
4.4	Gemessene Druckprofile als Funktion der Ultraschalleistung, der normierten Zeit und der radialen Position für Versuchsmassen von $m_1 = 72\text{ g}$ und $m_2 = 556\text{ g}$ (Kolbenschwinger 18,9 kHz).	61
4.5	Gemessenes Traglastverhalten der Sonotrode als Funktion der Spalthöhe h_0 und der Anregungsamplitude δ_h .	62
4.6	Vereinfachte Modellvorstellung für die Entstehung des Rayleighschen Schallstrahlungsdrucks anhand einer nichtlinearen, isentropen Zustandsänderung im p-V-Diagramm.	67
4.7	Gemessene und berechnete Druckprofile als Funktion der normierten Zeit T und der radialen Position r für eine Versuchsmasse mit $m_1 = 556\text{ g}$; Ultraschalleistung 100 %; $\sigma = 259$; $\epsilon = 0,250$; (Kolbenschwinger 18,9 kHz).	85
4.8	Berechnete Druckprofile (p) als Funktion der normierten Zeit (T) und der radialen Position (r) für unterschiedliche Kompressionswerte ϵ und Squeeze-Zahlen σ_S (Kolbenschwinger 18,9 kHz).	87

4.9	Berechnete Traglastkurven als Funktion der Amplitude δ_h und der mittleren Spalthöhe h_0 entsprechend den Randbedingungen aus Abbildung 4.3 (Kolbenschwinger 18,9 kHz).	88
5.1	Darstellung des Grundaufbaus eines Ultraschall-Vakuum-Greifers anhand eines CAD-Modells.	94
5.2	Elektrischer RLC-Reihenschwingkreis und analoges, mechanisches Feder-Masse-Dämpfer-System.	96
5.3	Dehnstab bzw. Wellenleiter der Länge l und Querschnittsfläche A sowie Elastizitätsmodul E und Dichte ρ . Randbedingungen F_1, v_1 am linken Rand und F_2, v_2 am rechten Rand.	98
5.4	Elektromechanisches Ersatzschaltbild eines Dehnstabs.	100
5.5	In Abhängigkeit der Resonanzbedingung $kl = \pi/2$ dargestelltes Verhältnis der Geschwindigkeiten v_1/v_2 an beiden Enden eines Dehnstabes entsprechend Abbildung 5.3a.	101
5.6	Spannungs- und Geschwindigkeitsverteilung an einem resonant abgestimmten Transformationsstück, bestehend aus Stabelementen unterschiedlicher Querschnittsflächen (Amplituden normiert).	102
5.7	Piezoelektrischer Längsschwinger mit Randbedingungen F_1, v_1 am unteren Rand und F_2, v_2 am oberen Rand, elektrische Spannung U in Polarisationsrichtung 3.	104
5.8	Elektromechanisches Ersatzschaltbild eines kreisförmigen, piezoelektrischen Dickenschwingers.	105
5.9	Mechanische Reihenschaltung von zwei piezoelektrischen Dickenschwingern identischer Abmessungen und Materialeigenschaften.	107
5.10	Elektromechanisches Ersatzschaltbild zweier mechanisch in Reihe geschalteter, piezoelektrischer Dickenschwinger identischer Abmessungen und Materialeigenschaften; (a) Achtpoldarstellung; (b) äquivalente Sechspoldarstellung.	108
5.11	Kurzschlusskernadmittanz Y_{mech} zweier in Reihe geschalteter Piezoelemente ($r_1 = r_2 = 7,5\text{ mm}$, $l_1 = l_2 = 4\text{ mm}$).	110
5.12	Kurzschlussingangsadmittanz Y_{el} zweier in Reihe geschalteter Piezoelemente ($r_1 = r_2 = 7,5\text{ mm}$, $l_1 = l_2 = 4\text{ mm}$).	110
5.13	Zylindrischer Anregekonverter mit zwei in Reihe geschalteten, piezoelektrischen Scheiben zur Erzeugung einer Longitudinalschwingung.	111
5.14	Exemplarische und vereinfachte Vierpoldarstellung einer Abfolge von n Wellenleitern auf der linken Seite der piezoelektrischen Aktoren in Abbildung 5.13.	112
5.15	Auf die Ersatzimpedanzen L_{1ges} , L_{2ges} , R_{1ges} und R_{2ges} der Wellenleiter reduziertes elektrisches Ersatzschaltbild eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers.	114
5.16	Kurzschlusskernadmittanz Y_{mech} des Anregekonverters aus Abbildung 5.13.	116
5.17	Kurzschlussingangsadmittanz Y_{el} des Anregekonverters aus Abbildung 5.13.	116
5.18	Normierte Auslenkungsverteilung für den Anregekonverter in Longitudinalresonanz bei 30,2 kHz.	117

5.19	Normierte Auslenkungsverteilung für den Anregekonverter mit Transformatorstück in Longitudinalresonanz bei $30,2\text{ kHz}$	118
6.1	Versuchsaufbau zur Vermessung des Systemverhaltens eines berührungslosen Pick-and-Place-Prozesses.	120
6.2	Abstrahierter Aufbau des Versuchsstands in Form eines Signalflossplans. FPGA \equiv Field-Programmable-Gate-Array; USG \equiv Ultraschallgreifer; PWM \equiv Pulsweitenmodulation; PC \equiv Personal-Computer;	121
6.3	Methodisches Vorgehensmodell zur systematischen Auslegung eines berührungslosen Handhabungssystems mit dem Ziel eines stabilen Greifzustands.	123
6.4	Ansatz zur systematischen Bestimmung und Optimierung der für die Vorspannung des Luftlagers relevanten Kräfte.	128
6.5	Experimentelle Bestimmung der Spalthöhe durch systematische Variation der Stellgrößen Ultraschallamplitude δ_h und Unterdruck p_U	130
6.6	CAD-Modell und Foto des zu greifenden Chips.	130
6.7	Vernetzte Geometrie zur modellhaften Abbildung des Luftspalts zwischen der Handhabungsfläche und dem Bauteil.	132
6.8	Berechnetes Druckprofil im Luftspalt zwischen der Handhabungsfläche und dem Chip für eine Spalthöhe $h_0 = 30\text{ }\mu\text{m}$ und einer Anregungsamplitude $\delta_h = 15\text{ }\mu\text{m}$ zu diskreten Zeitpunkten einer Anregungsperiode zwischen $t = 0$ und $t = T$	133
6.9	Berechnete Ultraschall- bzw. Fügekraft in Abhängigkeit der Spalthöhe h_0 und der Anregungsamplitude δ_h	134
6.10	Schematischer Schnitt des Ultraschall-Vakuum-Greifers.	135
6.11	Kurzschlusskernadmittanz $Y_{mech} = v_2/U$ des Ultraschall-Vakuum-Greifers.	137
6.12	Verhältnis Y_w der Auslenkungsamplitude $w_2 = v_2/j\omega$ zur Anregungsspannung U des Ultraschall-Vakuum-Greifers.	137
6.13	Kurzschlusseingangsadmittanz $Y_{el} = i/U$ des Ultraschall-Vakuum-Greifers.	138
6.14	Proportional zur Auslenkung eingefärbter Schnitt eines FE-Modells des Ultraschall-Vakuum-Greifers in Resonanz bei $29,95\text{ kHz}$, hell \equiv geringe Auslenkung, dunkel \equiv große Auslenkung.	139
6.15	Auf die Anregungsspannung U normierte Zeitantwort der Sonotroden spitze $\tilde{w}_2 = v_2/j\omega U$ bei einer sinusförmigen Systemanregung in Resonanzfrequenz $f = 29,95\text{ kHz}$	140
6.16	Vernetzte Geometrie zur Studie der bauteilzentrierenden Druckkräfte an den Strinflächen des Bauteils.	142
6.17	Zentrierende Unterdruckkraft an der Stirnfläche des Bauteils in Abhängigkeit der Auslenkung Δx des Bauteils relativ zur Sonotrode und des Drucks p für eine Spalthöhe $h_0 = 30\text{ }\mu\text{m}$	143
6.18	Exemplarische Darstellung der Strömungslinien im Luftspalt für zwei Bauteilpositionen relativ zur Handhabungsfläche ($h_0 = 30\text{ }\mu\text{m}$; $p_U = 0,8 \cdot 10^5\text{ bar}$).	143

6.19	Druckverteilung auf der Stirnseite des Bauteils für eine Auslenkung des Bauteils relativ zur Handhabungsfläche, einer Spalthöhe $h_0 = 30 \mu m$ und einem Druck $p = 0,8 \text{ bar}$	144
6.20	Variation der Unterdrucköffnungen zur Optimierung des Stabilitätsverhaltens.	146
6.21	Mit Hilfe des Versuchsaufbaus (Abbildung 6.1) gemessene Ultraschallkraft für die drei Greifspitzen entsprechend Abbildungen 6.20a, 6.20b und 6.20c in Folge des quasistatischen Überdrucks der SFL als Funktion der Anregungsamplitude δ_h und der Spalthöhe h_0	148
6.22	Für Greifspitze 6.20a berechnete Unterdruckkraft und Volumenstrom in Abhängigkeit des Unterdrucks p_U und der Spalthöhe h_0	148
6.23	Für Greifspitze 6.20c berechnete Unterdruckkraft bei variierendem Bohrungsradius zwischen $r = 0,1 \text{ mm}$ und $r = 0,4 \text{ mm}$ für eine Spalthöhe $h_0 = 30 \mu m$	150
6.24	Mit Hilfe des Versuchsaufbaus (Abbildung 6.1) gemessene Unterdruckkraft für die drei Greifspitzen entsprechend Abbildungen 6.20a, 6.20b, 6.20c als Funktion der Druckdifferenz p_U und der Spalthöhe h_0	151
6.25	Dem Kräftegleichgewicht entsprechende Nullkraftlinien für unterschiedliche Spalthöhen h_0 , berechnet durch lineare Superposition aus gemessenen Ultraschall- und Unterdruckkräften in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Drucks p_U	152
6.26	Experimentell ermittelte Kraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen.	153
6.27	Dem Kräftegleichgewicht entsprechende Nullkraftlinien für unterschiedliche Spalthöhen h_0 in Abhängigkeit der Ultraschallamplitude δ_h und des Drucks p_U	154
6.28	Vergleich der dem Kräftegleichgewicht entsprechenden Nullkraftlinien für unterschiedliche Bauteilabstände h_0 aus der kombinierten Kraftmessung mit den Höhenlinien aus der Abstandsmessung in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Drucks p_U	157
6.29	Für Greifspitze 6.20a ermittelte Stabilitätskarte des Bauteils in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Drucks p	158
6.30	Für Greifspitze 6.20b ermittelte Stabilitätskarte in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Drucks p	160
6.31	Für Greifspitze 6.20c ermittelte Stabilitätskarte in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Drucks p	160
6.32	Für Greifspitze 6.20c ermittelte Durchflusskennlinien; (a) Durchfluss in Abhängigkeit der Spalthöhe h_0 und Ultraschallamplitude δ_h ; (b) Durchfluss in Abhängigkeit der Spalthöhe h_0 und des Unterdrucks p_U ; (c) Durchfluss bei Überlagerung aus Ultraschall und Unterdruck in Abhängigkeit der Spalthöhe h_0 und des Unterdrucks p_U bei einer Ultraschallamplitude $\delta_h = 15 \mu m$; (d) Durchfluss im Levitations- bzw. Gleichgewichtszustand als Funktion der Ultraschallamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U	162

6.33	Auf die Gesamtkosten normierte Kostenverteilung für die Auslegung eines berührungslosen Handhabungssystems für die Wertschöpfungsschritte entsprechend der Auslegungsmethodik. S 1 \equiv Abschätzung der SFL; S 2 \equiv Auslegung des Ultraschallgreifers; S 3 \equiv Auslegung des horizontalen Kräftegleichgewichts; S 4 \equiv Auslegung des vertikalen Kräftegleichgewichts; S 5 \equiv Bestimmung des Handhabungsverhaltens; Fert. \equiv Fertigungskosten; Ges. \equiv Gesamtkosten;	171
6.34	Auf die Gesamtkosten normierte Kostenverteilung für die Auslegung eines berührungslosen Handhabungssystems nach der Auslegungsmethodik. Unterteilung in Raum-, Energie-, Hardware-, Software-, Personal-, Material- und Gesamtkosten. Die Fertigungskosten beinhalten die Wertschöpfung für den Anregekonverter, das Horn und die Spitze.	172
6.35	Auf die Gesamtkosten normierte Kostenentwicklung für die Auslegung eines berührungslosen Handhabungssystems durch Standardisierung der Ultraschallwandler und exemplarischer Umverteilung der Auslegungskosten auf 100 Ultraschallwandler. Unterteilung in Raum-, Energie-, Hardware-, Software-, Personal-, Material- und Gesamtkosten. Die Fertigungskosten beinhalten die Wertschöpfung für den Anregekonverter, das Horn und die Spitze.	173
6.36	Auf die Gesamtkosten normierte Kostenentwicklung für die Auslegung eines berührungslosen Handhabungssystems durch weitere Standardisierung der Greifspitzen und exemplarischer Umverteilung der Auslegungskosten auf 5 Spitzen. Unterteilung in Raum-, Energie-, Hardware-, Software-, Personal-, Material- und Gesamtkosten. Die Fertigungskosten beinhalten die Wertschöpfung für den Anregekonverter, das Horn und die Spitze.	174
C.1	Vereinfachung des Ersatzschaltbilds für zwei in Reihe geschaltete piezoelektrische Elemente.	234
C.2	Vereinfachtes Ersatzschaltbild für zwei in Reihe geschaltete piezoelektrische Elemente.	235
E.1	Gemessene und berechnete Druckprofile als Funktion der Leistung, der normierten Zeit und der radialen Position für eine Versuchsmasse mit 72 g; Ultraschalleistung 20%; $\sigma = 350$; $\epsilon = 0,096$ (Kolbenschwinger 18,9 kHz).	241
E.2	Gemessene und berechnete Druckprofile als Funktion der Leistung, der normierten Zeit und der radialen Position für eine Versuchsmasse mit 72 g; Ultraschalleistung 100%; $\sigma = 1323$; $\epsilon = 0,111$ (Kolbenschwinger 18,9 kHz).	242
E.3	Gemessene und berechnete Druckprofile als Funktion der Leistung, der normierten Zeit und der radialen Position für eine Versuchsmasse mit 556 g; Ultraschalleistung 20%; $\sigma = 68$; $\epsilon = 0,219$ (Kolbenschwinger 18,9 kHz).	243

E.4	Gemessene und berechnete Druckprofile als Funktion der Leistung, der normierten Zeit und der radialen Position für eine Versuchsmasse mit 556 g; Ultraschalleistung 100 %; $\sigma = 259$; $\epsilon = 0,250$ (Kolbenschwinger 18,9 kHz).	244
E.5	Berechnete Druckprofile als Funktion der normierten Zeit und der radialen Position für unterschiedliche Kompressionswerte ϵ und Quetschzahlen σ (Kolbenschwinger 18,9 kHz).	245
E.6	Berechnete Druckprofile als Funktion der normierten Zeit und der radialen Position für unterschiedliche Kompressionswerte ϵ und Quetschzahlen σ (Kolbenschwinger 30,0 kHz).	246
E.7	Berechnete Druckprofile als Funktion der normierten Zeit und der radialen Position für unterschiedliche Kompressionswerte ϵ und Quetschzahlen σ (Kolbenschwinger 40,0 kHz).	247
E.8	Für Greifspitze 6.20a resultierende Kraft durch lineare Superposition von gemessener Unterdruck- und Ultraschallkraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen h_0	249
E.9	Für Greifspitze 6.20b resultierende Kraft durch lineare Superposition von gemessener Unterdruck- und Ultraschallkraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen h_0	250
E.10	Für Greifspitze 6.20c resultierende Kraft durch lineare Superposition von gemessener Unterdruck- und Ultraschallkraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen h_0	251
E.11	Für Greifspitze 6.20a experimentell ermittelte Kraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen h_0	252
E.12	Für Greifspitze 6.20b experimentell ermittelte Kraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen h_0	253
E.13	Für Greifspitze 6.20c experimentell ermittelte Kraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen h_0	254
E.14	Beispielbauteil für die Auslegung des berührungslosen Greifsystems. .	255
E.15	Sonotrodenspitze mit zwei Saugdüsen auf der Hauptachse (entspricht Greifspitze 6.20a).	256
E.16	Sonotrodenspitze mit zwei Saugdüsen auf einer Diagonalen (entspricht Greifspitze 6.20b).	257
E.17	Sonotrodenspitze mit vier Saugdüsen in den Ecken (entspricht Greifspitze 6.20c).	258

Tabellenverzeichnis

2.1	Unterschiede zwischen den Montageanforderungen und Montageszenarien in der Mikroelektronik und der MST (in Anlehnung an HÖHN 2001). .	13
2.2	Zusammenfassung und technische Bewertung taktiler, mechanischer und taktiler, fluidischer Greifprinzipien (in Anlehnung an HÖHN (2001)). . .	31
4.1	Abschätzung der Unterschiede in der Größenordnung zwischen der Schmierfilmtheorie (SFT) und der Squeeze-Film-Levitation (SFL).	69
6.1	Technische Bewertung und Vergleich taktiler, fluidischer Greifprinzipien und berührungsloser, fluidischer Ultraschallgreifer.	167

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen

Begriff	Abkürzung
beispielsweise	bspw.
beziehungsweise	bzw.
das heißt	d. h.
FE	Finite Elemente
FEM	Methode der Finiten Elemente
Field-Programmable-Gate-Array	FPGA
Mikrosystemtechnik	MST
Personal-Computer	PC
Pulsweitenmodulation	PWM
Schmierfilmtheorie	SFT
Seite	S.
Squeeze-Film-Levitation	SFL
Ultraschallgreifer	USG
Ultraschallwandler	USW
vergleiche	vgl.

Formelverzeichnis

Globale Symbole

Mathematische Operatoren

Definition/Symbol	Einheit	Bedeutung
$\frac{\partial}{\partial[\]}$	$[-]$	partielle Ableitung
$\frac{d}{d[\]}$	$[-]$	substantielle Ableitung
$[\] \circ [\]$	$[-]$	Skalarprodukt
$\nabla = \left[\frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial}{\partial y} \frac{\partial}{\partial z} \right]^T$	$[1/m]$	Gradient
$\Delta = \nabla \circ \nabla$	$[1/m^2]$	Laplace
O	$[-]$	Größenordnung

Symbole Strömungsmechanik

Allgemeine Definitionen und Vereinbarungen

Definition/Symbol	Einheit	Bedeutung
$\overline{[]}$		Mittelwert
$\tilde{[]}$	$[-]$	dimensionslose, normierte Größe
$\dot{[]}$	$1/s$	Ableitung nach der Zeit
$[]'$	$1/m$	Ableitung nach dem Ort
$[]_0$	$[-]$	Bezugssgröße, Referenzzustand
$[]_I$	$[-]$	Anfangszustand, bspw. bei $t = 0$
$[]_o$	$[-]$	oben, bei Randbedingung
$[]_u$	$[-]$	unten, bei Randbedingung

Skalare Symbole

Definition/Symbol	Einheit	Bedeutung
A	$[m^2]$	Fläche
c	$[m/s]$	Schallgeschwindigkeit
c_p	$[J/kg\ K]$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_v	$[J/kg\ K]$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
δ_h	$[m]$	Anregungsamplitude
η	$[N\ s/m^2]$	dynamische Viskosität

η'	$[N\ s/m^2]$	Volumenviskosität
f	$[1/s]$	Frequenz
h_0	$[m]$	mittlere Spalthöhe
k	$[W/m\ K]$	Wärmeleitfähigkeit
κ	$[-]$	Adiabatenexponent
λ	$[m]$	Wellenlänge
n	$[mol]$	Stoffmenge
n	$[-]$	Isentropenexponent
ω	$[rad/s]$	Kreisfrequenz
p	$[N/m^2]$	Druck
φ	$[rad]$	Umfangskoordinate
r	$[m]$	Radialkoordinate
R	$[J/mol\ K]$	allgemeine Gaskonstante
R_s	$[J/kg\ K]$	spezifische Gaskonstante
ρ	$[kg/m^3]$	Dichte
t	$[s]$	Zeit
T	$[K]$	Temperatur
u	$[m/s]$	Geschwindigkeit in x-Richtung
u_r	$[m/s]$	Geschwindigkeit in radialer Richtung
u_φ	$[rad/s]$	Geschwindigkeit in Umfangsrichtung
v	$[m/s]$	Geschwindigkeit in y-Richtung

V	$[m^3]$	Volumen
w	$[m/s]$	Geschwindigkeit in z-Richtung
x	$[m]$	x-Koordinate, kartesisch
y	$[m]$	y-Koordinate, kartesisch
z	$[m]$	z-Koordinate, kartesisch, radialsymmetrisch

Vektoren

Definition/Symbol	Einheit	Bedeutung
$\mathbf{u} = [u \ v \ w]^T$	$[m/s]$	Geschwindigkeitsvektor, kartesisch
$\mathbf{g} = [g_x \ g_y \ g_z]^T$	$[m/s^2]$	Vektor der Erdbeschleunigung

Dimensionslose Kennzahlen

Definition/Symbol	Einheit	Kennzahl
$Ec_z = \frac{w_0^2}{c_p T_0}$	$[-]$	Eckertzahl
$Eu_z = \frac{p_0}{\rho_0 w_0^2}$	$[-]$	Eulertzahl
$\epsilon = \frac{\delta_h}{h_0}$	$[-]$	Kompression
$Pr = \frac{\eta c_p}{k}$	$[-]$	Prandtlzahl
$Re_x = \frac{\rho_0 u_0 z_0}{\eta_0}$	$[-]$	Reynoldszahl x
$\widetilde{Re}_x = Re_x \frac{z_0}{x_0}$	$[-]$	charakteristische Reynoldszahl x

$Re_y = \frac{\rho_0 v_0 z_0}{\eta_0}$	$[-]$	Reynoldszahl y
$\widetilde{Re}_y = Re_y \frac{z_0}{y_0}$	$[-]$	charakteristische Reynoldszahl y
$Re_z = \frac{\rho_0 w_0 z_0}{\eta_0}$	$[-]$	Reynoldszahl z
$\widetilde{Re}_z = Re_z \frac{z_0}{z_0}$	$[-]$	charakteristische Reynoldszahl z
$Re_r = \frac{\rho_0 u_{r0} z_0}{\eta_0}$	$[-]$	Reynoldszahl r
$\widetilde{Re}_r = Re_r \frac{z_0}{r_0}$	$[-]$	charakteristische Reynoldszahl r
$Sh_z = \frac{z_0}{w_0 t_0}$	$[-]$	Strouhalzahl
$\sigma_S = \frac{\rho_0 z_0^2}{\eta_0 t_0}$	$[-]$	Squeeze-Zahl
$\sigma_R = \frac{\eta_0 x_0^2}{p_0 t_0 z_0^2}$	$[-]$	Squeeze-Zahl für die Reynolds-Gleichung

Symbole Elektromechanik

Allgemeine Definitionen und Vereinbarungen

Definition/Symbol	Einheit	Bedeutung
$\tilde{[]}$	$[-]$	komplexe Größe
$[]'$	$[1/m]$	Ortsableitung
$[]_1$	$[-]$	in Raumrichtung 1, entspricht kartesischer x-Richtung
$[]_2$	$[-]$	in Raumrichtung 2, entspricht kartesischer y-Richtung
$[]_3$	$[-]$	in Raumrichtung 3, entspricht kartesischer z-Richtung

Skalare Symbole

Definition/Symbol	Einheit	Bedeutung
A	$[m^2]$	Fläche
c	$[N/m]$	mechanische Steifigkeit
c_w	$[m/s]$	Schallgeschwindigkeit eines Wellenleiters
C	$[F]$	elektrische Kapazität
C_0	$[F]$	spezifische, elektrische Kapazität eines piezoelektrischen Wellenleiters
d	$[N\ s/m]$	mechanische Dämpfung
d_{33}	$[C/N]$	piezoelektrische Ladungskonstante in Raumrichtung 3

D	$[C/m^2]$	dielektrische Verschiebung
E	$[N/m^2]$	Elastizitätsmodul
E	$[V/m]$	elektrisches Feld
ϵ_{33}^T	$[F/m]$	dielektrische Leitfähigkeit in Raumrichtung 3 bei konstanter mechanischer Spannung
f	$[1/s]$	Frequenz
F	$[N]$	Kraft
i	$[A]$	elektrischer Strom
k	$[1/m]$	Wellenzahl
l	$[m]$	Länge eines mechanischen Wellenleiters
L	$[H]$	elektrische Induktivität
λ	$[m]$	Wellenlänge
m	$[kg]$	Masse
N	$[N]$	Normalkraft
ω	$[rad/s]$	Kreisfrequenz
Ψ	$[C/N]$	elektromechanisches Transformationsverhältnis eines piezoelektrischen Wellenleiters
Q	$[C]$	elektrische Ladung
R	$[\Omega]$	elektrischer Widerstand
ρ	$[kg/m^3]$	Dichte

s_{33}^E	$[m^2/N]$	elastische Nachgiebigkeit in Raumrichtung 3
S	$[-]$	mechanische Dehnung
t	$[s]$	Zeit
T	$[N/m^2]$	mechanische Spannung
u	$[m]$	mechanische Auslenkung in Längsrichtung eines Wellenleiters
U	$[V]$	elektrische Spannung
v	$[m/s]$	Auslenkungsgeschwindigkeit in Längsrichtung eines Wellenleiters
x	$[m]$	x-Koordinate, kartesisch
y	$[m]$	y-Koordinate, kartesisch
Y_{el}	$[1/\Omega]$	elektrische Admittanz, Leitwert
Y_{mech}	$[m/N\ s]$	mechanische Admittanz, Leitwert
z	$[m]$	z-Koordinate, kartesisch
Z	$[Ns/m], [\Omega]$	Impedanz

Vektoren

Definition/Symbol	Einheit	Bedeutung
$\mathbf{u} = [F_1\ F_2\ U]^T$	$[N], [V]$	Eingangsvektor eines piezoelektrischen Wellenleiters
$\mathbf{y} = [v_1\ v_2\ i]^T$	$[m/s], [A]$	Ausgangsvektor eines piezoelektrischen Wellenleiters

Matrizen

Definition/Symbol	Einheit	Bedeutung
\mathbf{Z}_p	$[N\ s/m], [\Omega]$	Impedanzmatrix eines piezoelektrischen Wellenleiters
\mathbf{Y}_p	$[m/N\ s], [1/\Omega]$	Admittanz eines piezoelektrischen Wellenleiters
\mathbf{L}	$[-], [m/N\ s], [N\ s/m]$	Übertragungsmatrix eines mechanischen Wellenleiters
\mathbf{R}	$[-], [m/N\ s], [N\ s/m]$	Übertragungsmatrix eines mechanischen Wellenleiters

1 Einleitung

Die Zukunft des Wirtschafts- und Technologiestandorts Deutschland liegt, unter anderem auch angesichts der Rohstoffarmut, in der Hand unserer Innovationskraft. Wie nie zuvor sind innovative Ideen und Produkte wichtige Voraussetzungen für Wachstum, Wohlstand und den Erfolg der deutschen Unternehmen. Dies gilt insbesondere für wirtschaftlich schwierige Zeiten, wie bspw. während der Finanzkrise in den vergangenen Jahren. Dabei sind Innovationen jedoch keineswegs ein Alleinstellungsmerkmal großer internationaler Konzerne. Gerade in Krisenzeiten liefern vor allem kleine und mittelständische Unternehmen (KMU) kreative und innovative Ideen für den wirtschaftlichen Wiederaufschwung. In der Umsetzung innovativer Ideen in marktfähige Produkte liegt neben der Stärke des Wirtschaftsstandorts Deutschland jedoch auch eine große Schwäche. Diese Tatsache prangerte der ehemalige Bundespräsident Prof. Dr. Roman Herzog bei der Vorstellung einer Studie zu diesem Thema im Jahr 2006 in Berlin wie folgt an: *Dass Deutschland zwar den zweiten Platz der Patentanmeldungen weltweit einnimmt, sich aber im Innovationswettbewerb nicht behaupten kann, belegt das Umsetzungsproblem von der Idee zum Markterfolg und den Mangel an innovationsfreundlichen Rahmenbedingungen hierzulande* (SCHLENDORF 2006). Auch eine Studie des Fraunhofer IPK (MERTINS ET AL. 2008) in Berlin beklagt die Defizite an der Umsetzung der Ideen in den Markterfolg.

Um diese Schwachstelle zu beseitigen, muss eine erfolgreiche Innovationsstrategie Menschen, Gesellschaft und Staat sowie Unternehmen in einem Zusammenhang betrachten (SCHLENDORF 2006). Es gilt Strukturen in Unternehmen zu hinterfragen, innovationsfreundliche Kulturen in Unternehmen zu etablieren, gegen die Technikfeindlichkeit in der Gesellschaft anzukämpfen sowie junge Leute für einen natur- und ingenieurwissenschaftlichen Beruf zu begeistern. Vor allem jedoch muss die Zusammenarbeit und der Know-How-Transfer von Hochschulen und Forschungseinrichtungen, insbesondere in den Mittelstand, weiter vorangetrieben werden.

Die hier vorliegende Arbeit befasst sich mit berührungslosen Handhabungstechnologien mittels Ultraschall. Eine Erfolgsgeschichte, die verdeutlicht, dass die oben genannten Defizite ausgehebelt werden können und wie aus visionären Ideen an Hochschulen innovative Technologien und Produkte sowie Arbeitsplätze hervorgehen.

Dass mittels Ultraschall abstoßende Druckkräfte auf Bauteile aufgebracht und diese somit zum Schweben angeregt werden können, ist schon lange bekannt (CHU ET AL 1982; HASHIMOTO 1995, 1997, 1998). Eine Umsetzung der anfangs sehr grundlagenorientierten Studien dieses Phänomens in technischen Anwendungen ließ aber auf sich warten. Zum Ende des letzten Jahrtausends erkannten Mitarbeiter am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München das produktionstechnische Potential dieses Effekts und begannen mit der Entwicklung von berührungslosen Handhabungs- und Transportsystemen für empfindliche Bauteile aus der Mikrosystem- und Halbleitertechnik (HÖPPNER 1999, REINHART ET AL. 1999a, 1999b). Die daraus resultierende Anmeldung von mehreren Patenten (HÖPPNER ET AL. 2000a, 2000b, 2000c, 2001) ebnete den weiteren Entwicklungsweg der ultraschallbasierten Handhabung am *iwb* (REINHART 2000, 2001; HÖPPNER 2002; ZÄH ET AL. 2003a, 2003b, 2004, 2005), unter anderem im Rahmen des Bayerischen Kompetenznetzwerks für Mechatronik. Im Jahr 2006 führte dies zur Ausgründung der Zimmermann & Schilp Handhabungstechnik GmbH, welche das umfassende Schutzrechtsportfolio übernahm und bis heute stetig erweiterte. Typische produktionstechnische Anwendungen sind in der Photovoltaik, der Flat-Panel-Industrie oder aber auch in der Silizium- und Halbleitertechnik zu finden, d.h. in der Handhabung von Solarzellen, von Displays für Flachbildschirme und von großflächigen Glasscheiben sowie von Silizium-Wafern (ZIMMERMANN UND SCHILP HANDHABUNGSTECHNIK GMBH 2009).

Forschungsseitig wird intensiv an der Integration der Handhabungstechnologie in Mikromontage- und Bestückanlagen für miniaturisierte Bauteile gearbeitet (REINHART ET AL. 2008, 2010), um auch hier den Transfer in produktionstechnische Anwendungen zu vollziehen. Unterstützt wird die Forschung am *iwb* in diesem Bereich durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG, Förderkennzeichen ZA 288/16-1, ZA 288/31-1) und dem Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF, Förderkennzeichen 02PG2324). Aus diesen beiden Projekten ist die hier vorliegende Dissertation entstanden.

2 Stand der Technik

2.1 Innovationsmotor Mikrosystemtechnik - Überblick und Definitionen

2.1.1 Einführung

Nobel prize for man who made iPod possible (HENDERSON 2007)! Mit dieser Schlagzeile würdigte die Zeitschrift *The Times* in ihrer Ausgabe vom 26.10.2007 die Verleihung des Nobelpreises für Physik an die beiden Physiker Albert Fert und Peter Grünberg. Durch die Entdeckung des quantenphysikalischen Effekts der GMR (giant magnetoresistance) im Jahre 1988 schufen die beiden Physiker die Grundlagen für die weitere Miniaturisierung¹ von Speichermedien, ohne jene die Realisierung von MP3-Playern oder Laptops mit mehreren Gigabyte Speicher nicht möglich wäre. Dieses alltägliche Beispiel eines MP3-Players verdeutlicht die fortschreitende Miniaturisierung in der Technik und deren Bedeutung für das Leben im 21. Jahrhundert. Ermöglicht wird dies vor allem auch durch die rasche Entwicklung in der Mikrosystemtechnik (MST)², deren hoher Stellenwert für die Gesellschaft nicht mehr zu übersehen ist. Der Kontakt zu Mikrosystemen³ ist allgegenwärtig und man spricht in diesem Zusammenhang auch von ubiquitärer Intelligenz. Nahezu unsichtbar und aufgrund ihrer geringen Baugröße von vielen Menschen unbemerkt, existieren heutzutage zahllose makroskopische Anwendungen, in

¹Die Miniaturisierung ist ein Prozess zur Verkleinerung von Strukturen unter Beibehaltung der Funktion und eventuell auch der Form. In der Technik wird damit die stetige Verkleinerung von verschiedenartigen Bauteilen technischer Geräte verstanden. Als treibende Momente gelten Wünsche nach steigender Leistung und Geschwindigkeit sowie nach Verringerung von Gewicht und Strombedarf.

²Der Begriff MST (Microsystems Technology) wurde in Europa geprägt. In den USA hat sich dafür der Begriff MEMS (Micro-Electro-Mechanical-Systems) sowie in Japan der sehr allgemein gefasste Begriff Micromachining durchgesetzt.

³Nach DIN 32564-1 (2004) ist ein Mikrosystem im Allgemeinen definiert als *miniaturisierte Einheit, welche durch hybride oder monolithische Integration mehrere Mikrokomponenten und/oder Funktionseinheiten enthält*. Das in Folge einer hybriden Integration entstehende System ist im Speziellen definiert als *Mikrosystem, bei dem die Integration von Mikrokomponenten und Funktionseinheiten mittels spezieller Mikromontage-, Mikrojustage-, Aufbau- und Verbindungstechniken erfolgt*.

denen Mikrosysteme eine zentrale Rolle spielen. Dabei übernehmen Mikrosysteme wichtige Aufgaben in der Kommunikationstechnik, im Maschinen- und Anlagenbau, in der Chemie, der Verfahrenstechnik und der Pharmazie, der Energietechnik, im Automobilbau sowie im Haus- und Gebäudemanagement (DILTHEY 2005). Sie tragen zu Sicherheit, Komfort und Energieeinsparung im Automobil bei, kontrollieren und steuern Produktionsprozesse, assistieren Ärzten bei der Untersuchung und Operation von Patienten oder steuern das Klima und Energiemanagement von Gebäuden. Der auch *Smart System Integration* genannte Ansatz wird dabei auch in Zukunft nicht vor Produkten und Anwendungen halt machen, in denen Elektronik und Intelligenz bislang keine große Rolle spielten (PÖTTER 2007). Als Querschnittstechnologie ist die MST grundsätzlich für alle Anwendungsfelder von Bedeutung. Ein besonderer Stellenwert wird der MST aber für die Bewältigung der Megatrends *Demographischer Wandel*, *Gesundheitswesen* und *Ressourceneffizienz* zugeschrieben (BMBF 2007). Durch die weitere Durchdringung technischer Produkte mit intelligenten Systemen erhofft man sich entscheidende Innovationen in den Bereichen Homecare, Sicherheit und Privatsphäre sowie Versorgung und Haushalt, in der Medizin- und der Labortechnik sowie in der Minimierung des Energie- und Ressourceneinsatzes.

2.1.2 Wirtschaftliche Bedeutung der Mikrosystemtechnik

Die Aufwertung von Produkten mit Intelligenz wird in Zukunft immer wichtiger für deren Erfolg im internationalen Wettbewerb (PÖTTER 2007). Als Schlüsseltechnologie für innovative Produkte hat die MST sowohl einen massiven Einfluss auf die ökonomische Entwicklung einzelner Wirtschaftszweige als auch auf die gesamte weltwirtschaftliche Lage (WICHT 1999; BMBF 2007). Bereits im Jahr 2004 umfassten die 26 bedeutendsten mikrosystemtechnischen Anwendungen ein Marktvolumen von 12 Milliarden Dollar in einem stark expandierenden Weltmarkt. Den größten Marktanteil besaß hierbei die IT-Peripherie (68%), gefolgt vom Automotive-Sektor (11%) und Anwendungen in der Consumer-Elektronik (6%) (NEXUS 2004). Für das Jahr 2009 wurde eine Verdoppelung des Marktvolumens auf 25 Milliarden Dollar prognostiziert, was einer jährlichen Wachstumsrate von 16 % entspricht. Dominiert wird der Markt nach wie vor von der Automobilindustrie durch mikrosystemtechnische Anwendungen wie Airbags oder Reifenfüllstandssensoren. Allerdings wird für das Jahr 2009 auch ein steigender Marktanteil (22%) der Unterhaltungselektronik vorausgesagt. Die

zunehmende Bedeutung dieser Branche lässt sich nicht nur an den zugewonnenen Marktanteilen festhalten, sondern vielmehr auch in der stimulierenden Wirkung der Verbraucherelektronik auf technologische Weiterentwicklungen und Innovationen (BOUCHAUD 2007). Das hohe Innovationspotential dieser Branche ist nicht zuletzt auch eine Folge des steigenden Preisdrucks im Zuge des Eintritts in einen Massenmarkt. Eine Erfolgsgeschichte dieser Entwicklung ist beispielhaft die Integration von smarten Sensoren aus dem Bereich der Automobilsicherheit in Handys und Navigationsgeräte (PUDENZ 2009). Dadurch wird es einerseits möglich, die Festplatten in tragbaren Computern vor Erschütterungen zu schützen oder Handys durch Bewegungen des Gerätes zu bedienen. Andererseits ist das Potential dieser Sensoren in der Konsumelektronik so beachtlich, dass bspw. die Firma Bosch hierfür eigens ein Tochterunternehmen gründete und mit einer Verdoppelung der bisherigen Umsätze dieses Bereiches in den nächsten Jahren rechnet.

Anhand der genannten Beispiele lässt sich die Bedeutung der MST für die deutsche Wirtschaft erkennen. Neben einigen Großunternehmen wie Siemens, Bosch oder Continental ist die MST vor allem ein Motor für den Mittelstand als Säule der deutschen Wirtschaft. Ein Großteil der Innovationskraft und der Anwendungen wird von mittelständischen Unternehmen vorangetrieben. Der Stellenwert für den Wirtschaftsstandort Deutschland äußert sich auch darin, dass heute bereits 680.000 Arbeitsplätze mit der MST verbunden sind, davon 50.000 direkt in der Produktion von Mikrosystemen und weiterhin steigender Tendenz (BMBF 2007). Selbst in Jahren der Stagnation ermöglicht die Dynamik dieses überdurchschnittlich wachsenden Marktes eine Steigerung von Umsatz und Beschäftigungszahlen. Zudem ist die MST in Deutschland durch Cluster aus Forschungseinrichtungen und Industrie breit vertreten (KLEINKES 2008). Die Zentren liegen in Nordrhein-Westfalen, Thüringen, Bayern, Baden-Württemberg und Sachsen.

2.1.3 Historische Entwicklung der Mikrosystemtechnik

Das allgegenwärtige Vorbild für Mikrosysteme ist die Natur. Sie sind eine Erfindung und Weiterentwicklung der Evolution und damit so alt wie das Leben auf unserem Planeten. Dabei besteht jedes Lebewesen aus einer Vielzahl von unterschiedlichen Mikrosystemen, den Zellen. Teilweise nur wenige Mikrometer groß, sind biologische Systeme in der Lage, unterschiedlichste Umweltreize wahr- und aufzunehmen, diese zu analysieren und mittels

geeigneter Reaktionen in Form von Bewegungen, Geräuschen, Geruchs- oder Farbstoffen darauf zu antworten (FISCHER 2000). Von technischen Systemen bisher unerreicht, sind jene in der Lage, aus organischen Stoffen Energie zu gewinnen und zu speichern. Vor allem aber bestechen sie durch die Fähigkeit sich selbst zu reparieren und zu reproduzieren.

Umso verwunderlicher ist es, dass erst durch den technischen Fortschritt der letzten 3 Dekaden, insbesondere auf dem Gebiet der Mikroelektronik⁴, die Voraussetzungen zur Entwicklung und Fertigung miniaturisierte Systeme gelegt wurden, die in ihren Strukturabmessungen mit biologischen Systemen vergleichbar sind. In seiner berühmt gewordenen Rede *There's plenty of room at the bottom* sprach Richard Feynman im Jahr 1959 über den potentiellen, technisch ungenutzten Platz am unteren Ende der Längenskala und skizzierte damit erstmal die Möglichkeiten miniaturisierter Systeme (FEYNMAN 1992). Rückwirkend hat sich die Prognose von Feynman bewahrheitet. Allerdings vergingen nach seiner Rede noch zwei Jahrzehnte bis das Thema Miniaturisierung und MST in der Forschung ernsthaft thematisiert und so bedeutend für die technologische Entwicklung wurde.

Denn erst Ende der 70er Jahre des 20. Jahrhunderts begann die dynamische Entwicklung der MST. Zunächst baute diese auf monolithischen Systemen aus Silizium und Fertigungsverfahren aus der Mikroelektronik auf. PETERSEN (1982) beschreibt die Vorteile und die Anwendung von Silizium nicht mehr nur als Halbleiter sondern auch als mechanischen Funktionsträger. Mit der Fortentwicklung der auf lithographischen Fertigungsverfahren beruhenden Prozesstechniken konnten erstmals dreidimensionale, mechanische Strukturen aus Silizium geätzt werden. Durch die stoffkohärente Kombination aus mikromechanischen Strukturen mit elektronischen Schaltkreisen entstanden die ersten Mikrosysteme wie bspw. Beschleunigungssensoren (PETERSEN 1982b). Als Defizit monolithischer, mikroelektronischer Systeme erwies sich aber, dass diese nur elektrische Signale verarbeiten und oftmals nicht mit ihrer mechanischen, thermodynamischen, fluidischen oder optischen Makroumgebung kommunizieren können. Aufgrund des steigenden Wunschs und Bedarfs einer weiteren Funktionsintegration auf Chips stieß man bei der monolithischen Fertigung von leistungsfähigen Mikrosystemen bald an prozesstechnische und wirtschaftliche Grenzen. Eine rein siliziumbasierte

⁴Die Mikroelektronik ist ein Teilgebiet der Elektronik, genauer der Halbleiterelektronik. Die Mikroelektronik beschäftigt sich mit dem Entwurf, der Entwicklung und der Herstellung von miniaturisierten, elektronischen Schaltungen, in der heutigen Zeit vor allem von integrierten Schaltungen.

Fertigung von Mikrosystemen wurde somit immer schwieriger und die einzelnen Fertigungsprozesse folglich auch zunehmend inkompatibel zueinander. Erst die technologische Erschließung einer breiteren Materialpalette in Form von Metallen, Kunststoffen und Keramiken (EHRFELD 1995) ermöglichte eine richtungsweisende Verbesserung der Funktionsbasis für intelligente Miniatursysteme. Mittlerweile übersteigt die Anzahl der Materialien, die in Mikrosystemen eingesetzt werden, bei weitem die Basismaterialien aus der Halbleitertechnik (KUTZ 2005). Kennzeichnend für diesen Prozess war deshalb die Entstehung weiterer Fertigungsverfahren. Eine besondere Stellung nimmt hierbei das LIGA-Verfahren zur Fertigung von Mikrokomponenten⁵ ein. Das Acronym LIGA steht dabei für eine Kombination aus lithographischen, galvanischen und abformenden Bearbeitungsschritten (FISCHER 2000). Aber auch spanende Mikrofertigungsverfahren, bspw. Mikrofräsen und -drehen, abtragende Fertigungsverfahren wie Mikrofunktenerosion, Laserabtragen oder elektrochemisches Abtragen sowie ur- und umformende Verfahren wie das Mikropulverspritzgießverfahren (μ -PIM) besitzen ein hohes Potential für die Mikrokomponentenherstellung (HESSELBACH 2003). Die Vielzahl an heutzutage zur Verfügung stehenden Bearbeitungstechnologien erlaubt nunmehr die optimale Herstellung komplexer dreidimensionaler Mikrogeometrien aus fast allen und somit funktionsangepassten Werkstoffen. Der Aufbau und die Funktionsweise von Mikrosystemen ist dabei so unterschiedlich und vielseitig wie ihre Anwendungen. Allerdings wird bei der Entwicklung und Herstellung von Mikrosystemen aus mechanischen, optischen und fluidischen Komponenten zunehmend eine hybride Integration notwendig.

2.2 Mikromontage

2.2.1 Einordnung der Mikromontage in die Montage- und die Mikroproduktionstechnik

Eine Abgrenzung der Mikromontage zu herkömmlichen Makromontage-techniken und zur Bauteilbestückung in der Elektronikproduktion ist anhand der Bauteilgröße der zu montierenden Mikrokomponenten und den damit verbundenen Eigenschaften sowie der Montagegenauigkeit möglich. GREITMANN (1998) nimmt eine Einteilung der Montagetechniken in fünf Kategorien vor.

⁵Mikrokomponenten sind *miniaturisierte Einzelteile, welche mechanische, optische, opto-elektronische oder fluidische Funktionen erfüllen* (DIN 32564-1 2004).

Neben der konventionellen Montage und der feinwerktechnischen Montage werden die Kategorien der Mikromontage, der Präzisionsmontage und der Mikropräzisionsmontage eingeführt (Abbildung 2.1). Da die Fortschritte in der MST sowohl auf die Miniaturisierung als auch auf die Funktionsintegration zurückzuführen sind, werden die letzten drei Kategorien in der Literatur auch gerne unter dem Sammelbegriff Mikromontage zusammengefasst.

Wie bereits beschrieben, können Mikrosysteme entweder ganz klassisch monolithisch mit Fertigungsverfahren aus der Mikroelektronik oder aber auch hybrid aus einzelnen Mikrokomponenten gefertigt werden. Für die Integration unterschiedlichster Funktionskomponenten in leistungsfähige hybride Mikrosysteme ist eine technisch hoch entwickelte Mikromontage erforderlich. Nach DIN 32564-2 (2004) ist die Mikromontage der

Zusammenbau mikrotechnischer Bauteile, der Aufbau von Mikrokomponenten auf Montageflächen oder deren Einbau in Gehäuse einschließlich elektrischer Kontaktierung und Erstellung sonstiger Anschlüsse.

Eine Einordnung der Mikromontage in die Gesamtheit aller Mikroproduktionstechniken ist in Abbildung 2.2 zu sehen. Des Weiteren werden dort die Fertigungsverfahren hinsichtlich ihrer stückzahlbezogenen Eigenschaften und ihrer Eignung zur Systemintegration unterteilt.

Ein maßgeblicher Unterschied zwischen monolithischen und hybriden Mikrosystemen besteht demzufolge in der Montagestrategie. Hier kann prinzipiell zwischen einer parallelen und einer seriellen Montage bzw. einer Mischform aus beiden unterschieden werden (SPATH 1996). Für die meist parallel erfolgende Montage siliziumbasierter Systeme in der Halbleitertechnik und in Teilbereichen der MST mittels Techniken der Oberflächen-⁶ und Volumenmikromechanik⁷ (Abbildung 2.2) hat sich der Begriff der Aufbau- und Verbindungstechnik durchgesetzt. Hier spricht man von einer parallelen Montage,

⁶en: surface-micromachining; Technologie zur dreidimensionalen Strukturierung von Schichtsystemen auf einer Substratoberfläche. Die Oberflächenmikromechanik umfasst Strukturierungs- und Beschichtungsverfahren, mit denen auf einer Substratoberfläche Strukturen überwiegend additiv gebildet werden. Durch das Einbringen von Opferschichten in einen Schichtstapel können aus dem eigentlich zweidimensionalen Verfahren dreidimensionale Strukturen entstehen (DIN 32564-2 2004).

⁷en: bulk-micromachining; Technologie zur dreidimensionalen Strukturierung von Wafern. Mit den in der Volumenmikromechanik eingesetzten Verfahren wird eine dreidimensionale, meist subtraktive, Strukturierung eines Wafers möglich, die die gesamte Waferdicke umfassen kann. Dabei werden oft zweiseitige Strukturierungsverfahren eingesetzt (DIN 32564-2 2004).

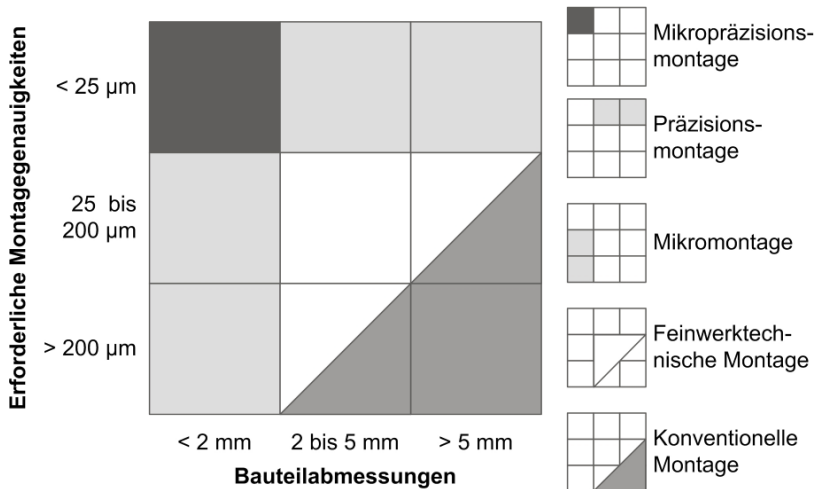


Abbildung 2.1: Einordnung der Präzisions- und Mikromontage nach GREITMANN (1998).

da eine Vielzahl von Systemen auf einem Substrat⁸ gleichzeitig einem Prozessschritt unterworfen wird. Durch Fügeverfahren wie Diffusions-Bonden⁹, Silizium-Silizium-Bonden oder andere Chip-Bondtechniken können mehrere Schichten von prozessierten Wafern¹⁰ bspw. aus Silizium, Galliumarsenid oder Glas aufeinander gefügt werden. Dadurch entsteht ein mehrschichtiges Verbundbauteil, das sich am Ende der Prozesskette in einzelne Mikrosysteme zerteilen lässt. Ein großer Vorteil der parallelen Fertigung liegt in der durchgängigen Erhaltung des Ordnungszustandes über die gesamte Fertigung bis hin zur Montage. Darüber hinaus sind bis zur Vereinzelung nur relativ großflächige Bauteile zu handhaben, die zudem optische oder mechanische Marken zur Lageerkennung und Ausrichtung besitzen. Die parallele Fertigung im Nutzen¹¹ wird auch als Batch Processing bezeichnet (LOTTER 2006). Dies ist wirtschaftlich, da bei einer parallelen Großserienfertigung wie bspw.

⁸Flaches Materialstück, dessen Volumen meist aus dielektrischen oder halbleitenden Materialien besteht (DIN 32564-1 2004).

⁹Fügetechnik zur mechanischen und/oder elektrischen Verbindung von Substraten oder Wafern und von Mikrokomponenten oder Chips mit Montageflächen (DIN 32564-2 2004).

¹⁰Rundes Substrat, dessen Volumenmaterial aus einem Halbleiter oder einem anderen in der MST verwendeten Werkstoff (z. B. Glas) besteht (DIN 32564-1 2004).

¹¹Verbund von Komponenten zur geordneten Bereitstellung für einen folgenden Fertigungsschritt oder Vereinzelungsvorgang (DIN 32564-1 2004).

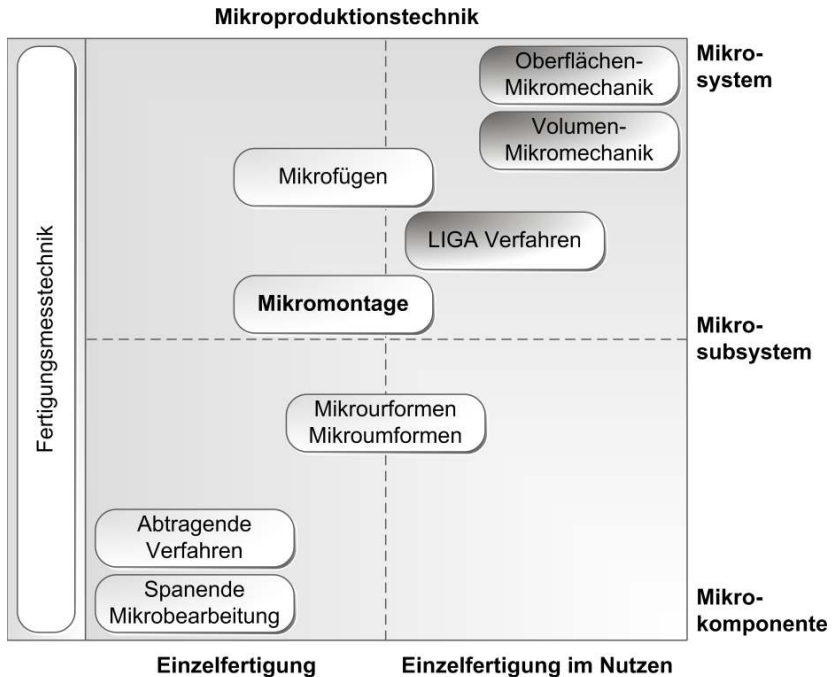


Abbildung 2.2: Einordnung der Mikromontage in die Mikroproduktionstechnik nach FISCHER (2000).

bei der Fertigung von Beschleunigungssensoren oder Drucksensoren für den Automobilbereich trotz hoher Prozesskosten geringe Stückkosten für die Einzelbauteile erreicht werden können.

Die wirtschaftlichen und technologischen Vorteile der Fertigung im Nutzen sind aber nicht immer gegeben. HÖHN (2001) nennt unter anderem folgende Nachteile:

- Eingeschränkte Gestaltungsmöglichkeiten bezüglich Material, Design und damit auch Funktion.

- Hohe Temperaturbelastung der Bauelemente beim Waferbonden.
- Hohe Prozesskosten, die nur über die entsprechenden Stückzahlen wirtschaftlich werden.

Zu diesen Einschränkungen kommt hinzu, dass alternative Bearbeitungsverfahren (Abbildung 2.2) nur eine Einzelfertigung von Mikrokomponenten zulassen. Eine serielle Montage diskreter Einzelbauelemente wird damit unumgänglich, auch wenn diese durch ungleich höhere Montagezeiten erkaufte werden müssen. Die einzelnen Bauteile werden hierbei nacheinander auf Substrate gesetzt und mit diesen verbunden. Zum Fügen wird einerseits auf konventionelle Verfahren aus der Elektronikfertigung wie Löten oder Bonden zurückgegriffen. Andererseits eignen sich je nach Anwendung mechanische Verbindungstechniken wie Schrauben und Klemmen bzw. es werden spezielle Verfahren zum Verkleben der Bauteile benötigt.

Der Übergang bzw. die Grenzen zwischen der Mikromontage und der Aufbau- und Verbindungstechnik verwässern jedoch zunehmend. Aufgrund der raschen Entwicklung in der Mikroelektronik und der MST unterliegen diese Begriffe einem kontinuierlichen Wandel. Geht man nach HEUBERGER (1996), so verschwimmen die Grenzen zunehmend. Ordnet NIENHAUS (1999) der Mikromontage eher serielle und der AVT eher parallele Montagevorgänge zu (Abbildung 2.3), so versteht BÜTTGENBACH (1994) unter der AVT in der MST die Allgemeinheit aller Fertigungsschritte, die mit der Montage, Kontaktierung und Gehäusung von Mikrosystemkomponenten verbunden sind. Dementsprechend beinhaltet die Aufbau- und Verbindungstechnik die Gesamtheit aller notwendigen Fügeverfahren zum Aufbau von Mikrosystemen sowie der Schnittstellengestaltung zwischen Mikrosystem und makroskopischer Umwelt. Nach LOTTER ET AL. (2006) werden in Abgrenzung zu den Mikrofügetechniken der AVT im Themengebiet der Mikromontage in der Regel deshalb gerätetechnische Aspekte der Mikrohandhabungstechnik diskutiert.

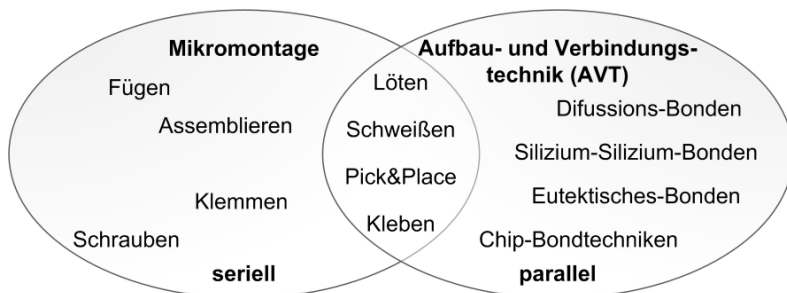


Abbildung 2.3: Abgrenzung der Mikromontage von der Aufbau- und Verbindungstechnik nach NIENHAUS (1999).

2.2.2 Montage- und Handhabungsaufgabenstellungen in der Mikrosystemtechnik

Eine gemeinsame Kernproblematik bei der Montage von monolithischen und hybriden Mikrosystemen ist die Zuführ- und Handhabungstechnik. Allerdings lassen sich hierbei auf den ersten Blick gravierende Unterschiede ausmachen (Tabelle 2.1). In der Mikroelektronik dominieren, auf einer hoch standardisierten Bauteilgestaltung der Surface Mount Device (SMD) basierende, quaderförmige Bauteile mit gleich bleibenden Anschlussmaßen (HÖHN 2001; LOTTER ET AL. 2006). Diese besitzen meist unempfindliche Oberflächen und weisen zudem definierte Greifflächen aus. Aufgrund des hohen Standardisierungsgrades, der begrenzten Anzahl an Füge-technologien (meist Kleben und Löten) und der hohen Stückzahlen ist der Einsatz hochautomatisierter Montageautomaten möglich. Darüber hinaus erlaubt die Fertigung silizium-basierter Komponenten eine standardisierte und automatisierte Zuführung und Vereinzelung der vororientierten Bauteile mit Hilfe von Feedern. Dazu wird der fertig prozessierte Wafer ganzflächig auf eine in einem Spannrahmen gefasste Adhäsivfolie (Bluetape) geklebt und mit einer Diamantsäge zerteilt. Die durch die Adhäsivkräfte der Folie fixierte Dice¹² können mit einem Pick-and-Place-Automaten von der Folie entnommen werden. Zum Ablösen der Bauteile von der Folie werden diese mit einer Nadel (Die-Ejector) ausgestoßen. Danach werden die Bauelemente direkt montiert oder zur wei-

¹²Aus einem Wafer vereinzelt Bauelement mit mechanischen, fluidischen, elektronischen, optischen und/oder opto-elektronischen Funktionen (DIN 32564-1 2004).

Tabelle 2.1: Unterschiede zwischen den Montageanforderungen und Montageszenarien in der Mikroelektronik und der MST (in Anlehnung an HÖHN 2001).

	Montageanforderungen und -szenarien der Mikroelektronik	Montageanforderungen und -szenarien der MST
Bauteileigenschaften	quaderförmige Bauteile mit fester Stuktur	Funktion bestimmt die Geometrie (Chips, Linsen, usw.)
	unempfindliche Oberflächen	bruchempfindliche Materialien (GaAs, Glas, usw.)
	definierte Greifflächen	empfindliche Funktionsoberflächen
	hohe Standardisierung bei SMD-Bauteilen	zerbrechliche Ätzstrukturen flexible Bauteile
Montagedimensionen	planare Montage in der Ebene	Montage in mehreren Ebenen
	Fügerichtung normal zur Montageebene	unterschiedliche Füge-richtungen
Zuführung	standardisiert und automatisiert mit Feedern (auf Tape & Reel, Tray, Belt)	nicht standardisiert und vorwiegend manuell (Flächenmagazine, Waffle-Packs, bauteilangepasste Formnester, adhäsive Trägerfolien)

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Fortsetzung Tabelle 2.1

Handhabung	hochautomatisierte Pick-and-Place-Prozesse mit SMD-Montageautomaten	manuelle Handhabung mit Mikromanipulatoren; kunden- und anwendungsspezifisch angepasste Pick-and-Place-Prozesse und -automaten
	Flip-Chip	Flip-Chip
Greifer	industriell vorwiegend Vakuumgreifer und Die-Collets; in der Forschung auch berührungslose Greifer	Mikropinzetten (manuell), Vakuumgreifer mit speziell angepassten Saugpipetten, Adhäsionsgreifer, Kapillargreifer, elektrostatische Greifer, berührungslose Greifer
Stückzahlen	hoch	häufig kleine Losgrößen

teren Handhabung in einen als Zwischenmagazin dienenden Tray¹³ oder Belt sortiert. Für das Aufnehmen und das planare Absetzen der Bauteile in der Montageebene genügen in der Regel Portalsysteme mit einer rotatorischen Orientierungsachse. Die durchzuführenden Handhabungsoperationen sind hierbei sehr überschaubar und deren Einfachheit wurde dabei durch den Ausdruck Pick-and-Place geprägt.

Im Gegensatz zu den standardisierten Bauteilen der Oberflächenmontagetechnik in der Mikroelektronik ergibt sich für die Bauteilgeometrien der MST ein weitaus differenzierteres Bild. Hier wird die Geometrie der Bauteile wesentlich durch deren Funktion bestimmt. Nach BARK (1998) und SCHILP (2007) machen regelmäßige Flachteile immer noch den größten Anteil aus. Allerdings

¹³Ebene Platte mit regelmäßig angeordneten Vertiefungen zum Aufbewahren einzelner Chips (DIN 32564-3 2004).

ist ein steigender Anteil an Flachteilen mit Membranelementen, an Zylinderteilen und an regel- und unregelmäßigen Formteilen zu beobachten. Die Mehrheit der Bauteile liegt in einem Größenbereich zwischen 1 und 5 Millimeter, wobei eine Tendenz in Richtung kleinerer Komponenten zu beobachten ist. Insbesondere die Handhabung erschwerende Bauteileigenschaften liegen in bruchempfindlichen, formflexiblen Materialien mit empfindlichen Funktionsoberflächen sowie zerbrechlichen Ätzstrukturen. Bei der Entwicklung wirtschaftlicher und automatisierter Lösungen für die Montage komplexer, insbesondere hybrider Mikrosysteme sind des Weiteren die Montagekosten ein wichtiger Faktor, da diese bis zu 80% der Produktionskosten ausmachen (HESSELBACH 2003). Hemmnisse in Richtung einer wirtschaftlichen Montage liegen in den oft vorliegenden kleinen Losgrößen und insbesondere in den Problemstellungen einer automatisierten Zuführ- und Greiftechnik. Im Bereich der Zuführtechnik existieren zur Zeit unterschiedliche Ansätze (LOTTER 2006). Konventionelle Ordnungs-, Speicher- und Zuführeinheiten, bspw. aus der feinwerktechnischen Uhrenindustrie, können in der Mikromontage nicht eingesetzt werden. Gleiches trifft auf konventionelle Spannvorrichtungen zu, da deren Spannkkräfte für berührungsempfindliche Bauteile zu groß sind und diese in Folge dessen zerstören würden. In der Regel werden deshalb die Bauteile manuell in Flächenmagazine wie den standardisierten Waffle-Packs oder in Magazine mit bauteilangepassten Formnestern einsortiert. Die anschließende Positionierung im Arbeitsraum des Roboters erfolgt ebenso manuell. Deshalb besteht die Notwendigkeit von Magazinen und Werkstückträgern, die eine automatisierte Zuführung von miniaturisierten Bauteilen zulassen. Einen ersten Ansatz in diese Richtung stellt das SMIF¹⁴-Konzept dar, bei dem einzelne Magazine zu Carriern gruppiert werden. Die äußeren Maße der Werkstückträger werden mittlerweile in einer Norm (DIN 32561 2000) festgelegt. Allerdings ist man von einer standardisierten Zuführtechnik noch weit entfernt.

Eine automatisierte Zuführung von Miniaturbauteilen ist, auch aufgrund der geringen Bauteilgrößen, meist nur möglich, wenn die aus dem Herstellungsprozess der Bauteile vorgegebene Ordnung aufrechterhalten bleibt. Dies ist vor allem im Grenzbereich zwischen der Mikroelektronik und der Mikrosystemtechnik bei siliziumbasierten, monolithischen Mikrostrukturen und durch Kunststoff-Spritzguss bei einer Fertigung im Batch-Prozess möglich (NIENHAUS 1999).

¹⁴(Standard Mechanical Interface)

Neben der nach wie vor häufig in der Fertigung stattfindenden manuellen Montage mit Mikromanipulatoren und Mikroskop-Arbeitsplätzen werden industriell überwiegend automatisierte Montagesysteme mit kartesischen Kinematiken genutzt (HESSELBACH 2003). Damit sind die Handhabungsschritte grundsätzlich mit den Pick-and-Place-Prozessen der Mikroelektronik zu vergleichen. Allerdings wird der Bedarf einer Erweiterung der Kinematik dieser Montagesysteme gesehen, um eine Positionierung und Orientierung der Bauteile in mehr als vier Freiheitsgraden zu realisieren. Die Ursache dieser Notwendigkeit ist in der dreidimensionalen Systemarchitektur hybrider Mikrosysteme zu finden.

Betrachtet man die Handhabungsaufgabenstellungen bei monolithischen und hybriden Mikrosystemen etwas genauer, so findet man auf den zweiten Blick auch eine gemeinsame Problemstellung - die Handhabung empfindlicher Bauteile. Vor dem Hintergrund der aktuellen Trends im Bereich der Bauelementeentwicklungen ist mit einem zunehmenden Anteil an ungehäuteten Nacktchips zu rechnen. Allerdings lassen sich diese Dice mit den für SMD-Bauelemente entwickelten Handhabungssystemen nicht mehr verarbeiten. So schreibt NEIL (2005): *Handling bare die requires special knowledge, equipment and procedures and many companies are not sure of how and where to start!* Bereits bei der Bauteilbereitstellung im Nutzen auf Blue Tape oder UV Tape werden durch den konventionellen Nadel-Ejektor unzulässig hohe Biegespannungen in den dünnen Chip induziert, die zu einer Rissbildung oder zum Bruch des Chips führen (HERBST 2005). Auch der anschließende Transport des Chips am Beispiel der Montage eines $75\text{ }\mu\text{m}$ dünnen Chips in einen $0,4\text{ mm}$ hohen Prozessor stellt hohe Anforderungen an die Betriebsmittel. Eine weitere Verkleinerung des Systems durch die Integration eines $50\text{ }\mu\text{m}$ dünnen Chips war nicht möglich, da während der Bestückung Risse an diesen fragilen Bauteilen auftraten und zu hohen Ausschussraten führten (NGUYEN 2005). Daran ist zu sehen, dass insbesondere die Handhabung unterseitenstrukturierter Flip-Chip-Bauteile¹⁵ Anforderungen aufweist, die in den Bereich der Mikropräzisions- und Präzisionsmontage fallen (JACOB 2002). Die Bauteileigenschaften von Nacktchips und die Anforderungen an deren Handhabung lassen sich deshalb mit den bei hybriden Mikrosystemen auftretenden Problemstellungen vergleichen. Tatsächlich ist der Begriff Flip-Chip in der MST und der Mikroelektronik beheimatet, aus der diese Technik

¹⁵Montageverfahren, bei dem Chips ohne Verwendung eines Zwischensubstrates kopfüber auf eine Montagefläche gelegt und direkt damit verbunden werden (DIN 32564-2 2004).

für die MST übernommen wurde.

2.2.3 Einschränkende Randbedingungen bei der Montage und Handhabung miniaturisierter Komponenten

Im Vergleich zur Montage makroskopischer Bauteile steht die Montage und Handhabung von miniaturisierten Komponenten unter besonderen Randbedingungen, die im Wesentlichen auf die geringe Größe der Mikrokomponenten zurückzuführen sind. Die Besonderheiten und spezifischen Merkmale bei der Handhabung und Montage kleiner Objekte in der MST werden in der Fachliteratur vielfach diskutiert (NIENHAUS 1999; PETERSEN 2003; HSU 2004; LOTTER ET AL. 2006; SCHILP 2007). Die für die Handhabungs- und Greiftechnik in der MST relevanten Aspekte betreffen vor allem folgende Punkte, welche im Weiteren detailliert betrachtet werden.

- Die Passungen überschreiten die fertigungstechnischen Möglichkeiten.
- Fehlende Fügehilfen erschweren Einführ-, Positionier- und Montagevorgänge.
- Es dominieren hohe Genauigkeitsanforderungen.
- Die Umgebungsbedingungen haben großen Einfluß auf die Montageergebnisse.
- Die Umkehrung der Größenverhältnisse zwischen Oberflächen- und Gewichtskräften führt zu Problemen bei der Handhabung.
- Die zulässigen Flächenkräfte limitieren die Greifkräfte.
- Oftmals bestehen die Bauteile aus neuen, empfindlichen Materialien.
- Es überwiegen kleine Fertigungslosgrößen bei hohem Variantenreichtum.

Passungen - NIENHAUS (1999) merkt an, dass die Toleranzfelder nach DIN 7157 (1966) nicht mehr so einfach einzuhalten sind wie in der Makrowelt. Die Toleranzfelder werden für kleinere Bauteilgeometrie zunehmend enger, so dass umgekehrt die Anforderungen an die Fertigungstechnologien steigen. Ein anschauliches Beispiel hierfür gibt SCHILP (2007). Bei Makrobauteilen liegen die fertigungstechnisch erreichbaren Genauigkeiten bei einer Bauteilgröße von 100 mm unterhalb 10 μm . Würde man dieses Verhältnis auf Strukturen im oberen Mikrometerbereich übertragen, so müsste die entsprechende Präzi-

sion der Fertigungsprozesse im Bereich von einigen Nanometern liegen. Mit spanenden Mikrobearbeitungsverfahren ist dies, wenn überhaupt, nur sehr aufwändig und teuer zu realisieren. Die Folge hieraus ist, dass die Relation der Fertigungstoleranzen zu den geforderten Füge-toleranzen ungünstiger wird, da die Fertigungstoleranzen neuartiger Mikrostrukturierungsverfahren nicht in gleichem Maße an die Miniaturisierung der Mikrokomponenten adaptiert werden können.

Fehlende Fügehilfen - Im Gegensatz zur dreidimensionalen Bauteilbearbeitung im makroskopischen Bereich ist aufgrund technologischer Einschränkungen bei lithographischen und abformenden Mikrostrukturierungsverfahren das Anbringen von Fasen und Einfuhrschrägen zur Unterstützung von Fügeprozessen nicht möglich. Dies wirkt sich nicht nur auf die montagegerechte Bauteil-auslegung aus, sondern in besonderem Maße auch auf die Montage-
präzision.

Genauigkeitsanforderungen - Analog zu den kleineren einzuhaltenden Fertigungstoleranzen liegt auch die erforderliche Endlagetoleranz bei der Montage im unteren Mikrometerbereich. Vergleicht man die Anforderungen mit Abbildung 2.1, so liegen diese in der Regel unterhalb $200\text{ }\mu\text{m}$, für die Präzisions- und Mikropräzisionsmontage sogar unterhalb $25\text{ }\mu\text{m}$. Dies erfordert äußerst präzise und wiederholgenaue Handhabungsgeräte und Greiftechnologien, die zusätzlich mit einer geeigneten Prozessüberwachung ausgestattet sind (SIEMENS AG 2007). Manuell sind die erforderlichen Genauigkeiten aufgrund der eingeschränkten motorischen Fähigkeiten des Menschen oft gar nicht mehr zu realisieren. Forschungsseitig werden deshalb große Anstrengungen unternommen, die bspw. in der Weltraumtechnik oder in der minimalinvasiven Chirurgie weit verbreiteten Telepräsenztechnologien für die Mikromontage, insbesondere für flexible, hochpräzise Montagesysteme mit kleinen, stark wechselnden Losgrößen, zu adaptieren (ZÄH ET AL. 2007b; REINHART ET AL. 2008b).

Umgebungsbedingungen - Die Qualität des Montageprozesses wird zudem stark durch externe Störgrößen und durch die herrschenden Umgebungsbedingungen bestimmt. Negativ auf das Montageergebnis einwirkende Größen sind Temperaturschwankungen, Änderungen in der Luftfeuchtigkeit, mechanisch induzierte Schwingungen sowie elektrische oder magnetische Felder. Aber auch die Reinheit des umgebenden Mediums, die Oberflächenbeschaffenheit von Bauteilen oder Greifern bzw. die Materialbeschaffenheit der

Montagesysteme können durch Partikelabtrag, -verschleppung und -eintrag in Fügezonen oder Funktionstrukturen die Qualität und Zuverlässigkeit des Mikrosystems vermindern. Dabei ist auch durch konstruktive Maßnahmen darauf zu achten, dass die Handhabungsgeräte keinen negativen Einfluss auf die Montage ausüben können. Oftmals wird deshalb eine Montage unter klimatisierten Bedingungen im Reinraum notwendig.

Veränderte Kräfteverhältnisse - Eine der größten Einschränkungen bei der Montage und Handhabung von Miniaturkomponenten ist auf deren Bauteilgröße selbst zurückzuführen, da sich die Kräfteverhältnisse im Vergleich zur Makrowelt maßgeblich verändern (PETERSEN 2003; SCHILP 2007). Unter normalen Bedingungen ist das Handhabungsverhalten von Bauteilen durch die Gewichtskraft bestimmt. Mit zunehmender Miniaturisierung nimmt das zur Gewichtskraft proportionale Volumen allerdings mit der dritten Potenz der Abmessungen ab. Der Einfluss von Oberflächenkräften, deren Ursache in elektrostatischen Feldern, adhäsiven Effekten oder Van-der-Waals-Kräften zu finden ist, nimmt hingegen nur mit der Fläche, d.h. der zweiten Potenz der Bauteilabmessungen, ab. Insbesondere die in der Mikromontage zum Greifen von Bauteilen geeigneten elektrostatischen Kraftfelder (HESSELBACH ET AL. 2007; WREGE 2007) konzentrieren ihre Flächenladungen auf kleine Komponenten und stehen in Wechselwirkung mit Oberflächen minimaler Rauheiten (NIENHAUS 1999). Dies kann zur Folge haben, dass bereits bei Bauteilen unter einem Millimeter Kantenlänge die Oberflächenkräfte die Volumenkräfte überschreiten und sich die Bauteile nicht mehr eigenständig von den Endeffektoren¹⁶ lösen. Zur Minimierung bzw. zur Überwindung dieser Adhäsionserscheinungen werden unterschiedliche Ansätze und Strategien verfolgt. In der Literatur sind sowohl passive Maßnahmen, z.B. eine Optimierung der Oberflächenrauheiten der Greifflächen, eine Erhöhung der Härte der Greifflächen bzw. eine Minimierung der Greifkraft und der Luftfeuchtigkeit sowie die Herstellung besonders reiner Montagebedingungen als auch aktive Maßnahmen zu finden (PETERSEN 2003). Ein sicheres aktives Ablegen ist durch ein Abblasen bzw. Ausstoßen, ein Ablegen durch Adhäsion, ein Fügen im gegriffenen Zustand oder durch eine erzwungene Relativbewegung zwischen Greifer und Bauteil sowie eine Schwingungsunterstützung möglich.

Bauteilbelastungen - Genau gegensätzlich zu den Oberflächenkräften entwickeln sich die Belastungen der Bauteile. Bei gleichbleibender Greif-

¹⁶Teil eines Handhabungsmoduls, das mit dem Werkstück in Kontakt tritt und bis zu einer definierten Schnittstelle reicht (DIN 32564-3 2004).

kraft steigt die Flächenpressung mit kleiner werdenden Greifflächen indirekt proportional an. Verstärkt wird diese Problematik durch den Einsatz neuer empfindlicher Materialien in hybriden Mikrosystemen wie bspw. GaAs, Keramik oder Kunststoff. Der Einsatz herkömmlicher, taktiler Greifverfahren führt somit schnell zu Oberflächenschäden und Partikelabtrag und im schlimmsten Fall zum Totalausfall von Mikrosystemen. Noch stärker tritt dies bei manuellen Tätigkeiten zu Tage, da mit zunehmender Genauigkeit das menschliche Kraftempfinden abnimmt und das damit einhergehende Zittern der Hand zu einer unkontrollierten Krafteinleitung in die Bauteile führt. Aufgrund dessen ist eine sensorische Begrenzung der Greifkräfte erforderlich (BÜTTGENBACH ET AL. 2006; KIRCHHOFF ET AL. 2006; BÜTTGENBACH ET AL. 2008) und bei vielen automatischen Greifprozessen erscheint eine integrierte Fügekraftkontrolle (SCHILP 2007) unverzichtbar.

Empfindliche Materialien - In Folge der Abwendung von der monolithischen Flachbauweise in der Mikroelektronik hin zu funktionsorientierten, dreidimensionalen Mikrokomponenten weisen die Bauteile der hybriden MST stark unterschiedliche Geometrien sowie Materialeigenschaften auf. Erschwerend kommt hier hinzu, dass sich das Bauteilspektrum der MST über mehrere Größenordnungen erstreckt (BÖHRINGER ET AL. 1999). Typische Abmessungen der Bauteile reichen von einigen Mikrometern bis in den unteren Zentimeterbereich (SCHILP 2007). Da sich die Mikroproduktion zudem im Bereich einer auftragsorientierten Kleinserienfertigung (SCHOLZ-REITER ET AL. 2008) mit kleinen Stückzahlen bei hohem Variantenreichtum befindet, besteht die Notwendigkeit einer gewissen Wandlungs- und Anpassungsfähigkeit der Montageeinrichtungen, insbesondere der Endeffektoren bzw. der Greifer. Dies erschwert die Handhabung zusätzlich.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass aufgrund der oben genannten Randbedingungen und Bauteileigenschaften bisher keine standardisierten Lösungen für einen durchgehenden Mikromontageprozess, von der Bauteilzuführung über eine schonende Handhabung bis hin zu einheitlichen Fügeprozessen, existieren. Hier gilt es noch viele Detailprobleme zu lösen, um den Schritt von der Forschung in die industrielle Anwendung zu vollziehen. Aufgrund des hohen Variantenreichtums und der Vielzahl an unterschiedlichen Prozessen in der MST und dem Übergangsbereich zur Mikroelektronik, ist es schwierig, universell einsetzbare Montagesysteme zu entwickeln. Daher werden in der Industrie immer noch die meisten Montageaufgaben an Handarbeitsplätzen durchgeführt, wobei sich der niedrige Automatisierungsgrad in einer deutlich

schwankenden Produktqualität und einer nur geringen reproduzierbaren Stückzahl äußert (LOTTER ET AL. 2006). Insbesondere die eingeschränkten Fähigkeiten des Menschen bei der Handhabung miniaturisierter Bauteile erfordern die Automatisierung von Einzel- und Handhabungsprozessen zur Erhöhung der Produktqualität (SCHÖTTLER ET AL. 2007). In Folge des zunehmenden Anteils an ungehäuteten Nackchips und unterseitenstrukturierter Flip-Chip-Bauteile verschärft sich die Problematik der Handhabung auch zunehmend in der Mikroelektronik.

2.3 Konventionelle Handhabungs- und Greiftechnologien

2.3.1 Definition Handhaben

Das Handhaben ist eine Teilfunktion des Materialflusses neben den weiteren Teilfunktionen Fördern und Lagern (VDI 2411 1970). Definiert wird das Handhaben in VDI 2860 (1990) wie folgt:

Handhaben ist das Schaffen, definierte Verändern oder vorübergehende Aufrechterhalten einer vorgegebenen räumlichen Anordnung¹⁷ von geometrisch bestimmten Körpern in einem Bezugskordinatensystem.

Die Abgrenzung zu den anderen Teilfunktionen des Materialflusses ist dadurch definiert, dass für Lagern und Fördern im Allgemeinen nur Positionsbedingungen vorgegeben sind. Im Unterschied hierzu ist beim Handhaben zusätzlich immer die Orientierung der zu handhabenden Körper vorgegeben (VDI 2860 1990).

Die fundamentalen Teilfunktionen des Handhabens sind im Einzelnen:

- **Speichern** bezeichnet das Aufbewahren von Bauteilen in einem Vorratsbehälter in einem geordneten, teilgeordneten oder ungeordneten Zustand. Dies bedeutet, dass das Speichern nur den Charakter einer

¹⁷Die räumliche Anordnung eines Körpers in einem Bezugskordinatensystem ergibt sich aus seinen sechs Freiheitsgraden der Bewegung. Sie ist definiert durch seine Orientierung und Position. Die Orientierung eines Körpers ist die Winkelbeziehung zwischen den Achsen des körpereigenen Koordinatensystems und denen des Bezugskordinatensystems. Die Position eines Körpers ist der Ort, den ein bestimmter körpereigener Punkt im Bezugskordinatensystem einnimmt (VDI 2860 1990). Es können weitere Bedingungen - wie Zeit, Menge und Bewegungsbahn - vorgegeben sein.

Handhabungsfunktion aufweist, wenn es sich auf einen geometrisch bestimmten Körper in einem definierten Orientierungszustand¹⁸ bezieht.

- **Mengen verändern** durch Teilen, Abteilen, Vereinigen, Zuteilen, Verzweigen, Zusammenführen und Sortieren einer Menge von Körpern. Das in der Mikromontage häufig auftretende Vereinzeln von Bauteilen ist eine Sonderform des Abteilens mit Zielmenge 1. Die Teilfunktion *Mengen verändern* ist wiederum nur dem Handhaben zuzuordnen, wenn es sich auf einen geometrisch bestimmten Körper unter definierten Orientierungsbedingungen bezieht.
- **Bewegen** beschreibt im Allgemeinen das Verändern einer räumlichen Anordnung von Körpern. Es beinhaltet die Teilfunktionen Drehen, Verschieben, Schwenken, Orientieren, Positionieren, Ordnen, Führen, Weitergeben und Fördern.
- **Sichern** dient dem Erhalten eines definierten räumlichen Zustands eines Körpers. Es kann dauerhaft durch Fügen (DIN 8593-0 2003) oder aber auch vorübergehend sein. Die Anordnung eines Gegenstandes im Raum kann dabei mit den Wirkprinzipien Kraftschluss, Stoffschluss, Formschluss oder Haftschluss gesichert werden. Die Teilfunktionen des Sicherns sind Halten, Lösen, Spannen und Entspannen.
- **Kontrollieren** dient allgemein dem Prüfen unterschiedlicher Merkmale wie Anwesenheit, Identität, Form, Größe, Farbe, Gewicht, Position und Orientierung sowie dem Messen und Zählen.

Das für die Mikromontage sehr bedeutende Feld der Zuführtechnik von Bauteilen befindet sich in einem Graubereich zwischen der Handhabung und dem Fördern. Im Gegensatz zum Makrobereich, in dem Bauteile oftmals aus einem ungeordneten Haufwerk mittels Vibrationswendelförderer oder Förderschnecken zugeführt und erst zum Ende der Förderbewegung in eine definierte Orientierung gebracht und vereinzelt werden, befinden sich die Bauteile in der Mikromontage vorwiegend in einem vororientierten, geordneten Zustand. Dies ist einerseits durch eine bereits vorgegebene Ordnung aus dem Herstellungsprozess gegeben. Andererseits ist eine automatisierte Zuführung und Vereinzelung aus dem ungeordneten Zustand schlicht aufgrund

¹⁸Der Orientierungszustand eines Körpers kann durch den Orientierungsgrad angegeben werden. Der Orientierungsgrad eines Körpers gibt hierbei an, in wievielen Freiheitsgraden dieser orientiert ist. Dieser kann somit zwischen 0 - Orientierung des Körpers in allen Rotationsachsen unbestimmt - und 3 - Orientierung des Körpers in allen Rotationsachsen bestimmt - betragen (VDI 2860 1990).

der Größe der Bauteile und aufgrund empfindlicher, zerstörungsanfälliger Strukturen wie bspw. Membranen oder feiner mechanischer Strukturen bei Gyroskopen, nicht möglich. Der hohe Vororientierungsgrad der Bauteile in der Mikromontage lässt demnach eine Zuordnung der Zuführtechnik zur Handhabungstechnik zu.

2.3.2 Definition Greifer, Greifphasen und Wirkprinzipien

Innerhalb der Handhabungstechnik besitzt das Greifen eine bedeutende Rolle. Aus diesem Grund werden im Folgenden einige für diese Arbeit wichtige Punkte der Greiftechnik behandelt.

Nach HESSE (1991) ist ein Greifer eine

Vorrichtung zum Greifen, zeitweisen Festhalten und Ablegen von Objekten mit Hilfe krafterzeugender oder formschließender Elemente.

Obwohl ein Greifer auch eigene Bewegungsachsen haben kann, wird die Positionierung, Orientierung und Bewegung des Greifers im Arbeitsraum von einem übergeordneten Handhabungssystem erfüllt.

Der Greifprozess an sich kann nach GRUTZECK (2000) in die Phasen aufnehmen, Halten und Ablegen unterteilt werden.

Das **Aufnehmen** bezeichnet das Herstellen einer Verbindung zwischen Greifer und Greifobjekt. Es beinhaltet sowohl das gleichzeitige Trennen und Lösen des Greifobjektes aus dem Greifverbund durch Überwinden von Adhäsions- und Reibungskräften als auch das Ausgleichen von Toleranzen der Objektposition durch den Greifer selbst. Der Prozess *Aufnehmen* beinhaltet somit die Funktionen *Mengen verändern* (Vereinzeln) und *Sichern* (Spannen) nach VDI 2860 (1990).

Die zweite Phase des Greifprozesses ist das **Halten** und dient dem Aufrechterhalten einer zuverlässigen Verbindung zwischen Greifer und Greifobjekt. Dies umfasst das statische Halten eines Greifobjektes gegen die Gewichtskraft und andere statisch wirkende Kräfte bspw. in Folge von magnetischen oder elektrostatischen Feldern, das dynamische Halten eines Objektes zum Ausgleich von Trägheitskräften bei Beschleunigungsfahrten und aus der Umgebung übertragenen Schwingungen sowie prozessbedingt auf das Bauteil wirkende Kräfte bspw. bei der Montage.

In der dritten Phase, dem **Ablegen**, wird die Verbindung zwischen dem Greifer und dem Greifobjekt wieder gelöst. Nicht zuletzt bedingt ein eventuell gleichzeitiges Fügen das Aufbringen entsprechender Fügekräfte.

Eine systematische Einteilung der vielen unterschiedlichen Greiftypen in der Handhabungstechnik ist in der Regel mit vier charakterisierenden Wirkprinzipien möglich (HESSE 1991).

- **Greifen durch Umschließen** (Formschluss), d.h. die Greifkontur wird an die Griffkontur angepasst. Dieses Wirkprinzip besitzt den Vorteil, dass die statischen Greifkräfte null sind und auf das Werkstück nur die Trägheits- und die Schwerkraft wirken.
- Beim **Greifen durch reines Spannen** (Kraftschluss) werden die Werkstücke allein durch Reibkräfte gehalten. Hierbei ist die Belastung der gegriffenen Objekte oftmals sehr groß, da meistens nur sehr lokal konzentrierte Punkt- oder Linienkräfte auf das Bauteil wirken.
- Das **Greifen durch teilweises Spannen** (Klemm- und Formschluss) stellt eine Kombination der beiden zuvor genannten Verfahren durch Elemente der Formpaarung und der Kraftpaarung dar.
- Das vierte Wirkprinzip ist das **Greifen durch Kraftfelder** (Haftgriff). Diese Greifer beruhen auf einem Halten der Werkstücke am Greifer durch Unterdruck- und Adhäsivkräfte sowie durch magnetische oder elektrostatische Kraftfelder. Um ein Verrutschen bzw. eine sichere Positionierung der Greifobjekte relativ zum Greifer zu ermöglichen, besitzt diese Art von Greifer oft zusätzliche Randanschlüge.

2.3.3 Stand der Technik bei taktilen Greifern

Als direkte Schnittstelle zur Mikrotechnik besitzt die Mikrogreiftechnik einen besonderen Stellenwert (NIENHAUS 1999). Da die Greifer in direktem Kontakt zu den Greifobjekten stehen, stellen die Endeffektoren die unmittelbare Schnittstelle zwischen den Bauteilen und dem Handhabungssystem dar und unterliegen somit ganz speziellen Randbedingungen und Anforderungen (siehe Abschnitt 2.2.3). Dementsprechend intensiv sind die nationalen und internationalen Forschungsaktivitäten in diesem Bereich der Mikromontage. Nach SCHILP (2007) gehen bisher fast alle Greiftechnologien für miniaturisierte Bauteile von einer taktilen Handhabung aus, d.h. einem mechanischen

Kontakt zwischen Bauteil und Greifer. Viele Greifer basieren dabei auf Prinzipien aus der konventionellen Montage, die so gut wie möglich an die speziellen Bedingungen der Mikrohandhabung angepasst werden (WREGGE 2007). Dementsprechend hoch ist deren Verbreitungsgrad in der automatisierten Mikromontage (Abbildung 2.4). Dazu zählen vor allem taktile, mechanische Prinzipien mit kraft- und formschlüssiger Handhabung sowie taktile, fluidische Sauggreifer mit Haftgriff zur Handhabung von Bauteilen mittels Unterdruck. Darüber hinaus existieren noch speziell für die Mikrohandhabung entwickelte, auf alternativen oder berührungslosen Greifprinzipien basierende Endeffektoren. Deren Funktionsweise beruht auf magnetischen, elektrostatischen oder adhäsiven Wirkmechanismen. Zusätzlich gibt es noch weitere bspw. auf Levitationseffekten basierende Manipulatoren (Abbildung 2.4).

Stand der Technik bei taktilen, mechanischen Greifern

Nach HESSE (1991) können mechanische Greifer weiter nach ihren realisierten Funktionen unterteilt werden. Die verschiedenen Manipulationsstrategien umfassen Fingergreifer mit pneumatischen und gelenkigen Fingern, die meist formschlüssig durch Umschlingung wirken, feder- oder gewichtsbelastete Klemmgreifer, Zangengreifer, Scherengreifer, Parallelgreifer und Schwenkgreifer zur Erzeugung eines Reibschlusses. Entsprechend vielfältig sind dementsprechend auch die Adaptionen- und Einsatzmöglichkeiten von konventionellen, mechanischen Greifern für die Mikromontage (HENSCHKE 1994; FISCHER 1997; NIENHAUS 1999; CARROZZA ET AL. 2000; BERTETTO ET AL. 2003; PETERSEN 2003; BÜTTGENBACH ET AL. 2008; HOXHOLD ET AL. 2008). Dabei eignen sich mechanische Greifer insbesondere für einen Einsatz unter vielfältigen Umgebungsbedingungen und speziellen Prozessanforderungen bspw. für die Montage unter Vakuum. Darüber hinaus ist es prinzipbedingt möglich, auch geometrisch unförmige Bauteile mit aus der Oberfläche herausragenden Vorsprüngen zu handhaben, bei denen die Greifflächen für Vakuumgreifer oder stoffschlüssige Greifer zu klein sind (HENSCHKE 1994). Ein weiterer Vorteil liegt in der relativ hohen Skalierbarkeit der Greifkräfte. So beschreibt ebenfalls HENSCHKE (1994) einen mechanischen Backengreifer mit einem Tauchspulenantrieb, der bei Betätigungshüben von mehreren Millimetern eine Wegauflösung von unter einem Mikrometer und eine Skalierung der Greifkraft von einigen Millinewton bis hin zu einigen Newton erlaubt.

Die Nachteile mechanischer Greifer liegen vor allem in den lokal sehr fokussier-

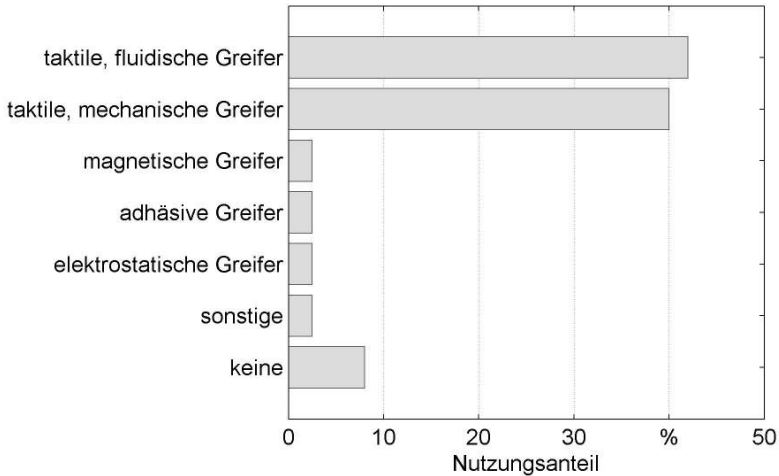


Abbildung 2.4: Nutzungsanteil unterschiedlicher Greifprinzipien in der automatisierten Mikromontage nach BARK (1998).

ten Greifkräften und den daraus resultierenden Kraft- und Spannungsspitzen im Bereich der Greifbacken. Dies kann, vor allem bei flachen Bauteilen, zu hohen Flächenpressungen an den Bauteilkanten führen. Aus diesem Grund muss, insbesondere für fragile Bauteile, eine Greifkraftbegrenzung in die Greifer integriert werden, um eine Beschädigung der Greifobjekte zu verhindern. Die Überwachung und Regelung der Greifkräfte durch integrierte Dehnmessstreifen oder auf die Greifbacken aufgebrachte, piezoresistive Schichten ist daher der Gegenstand verschiedenster Forschungsvorhaben (CARROZZA ET AL. 2000; BRECHER ET AL. 2004; KIM 2005; BÜTTGENBACH ET AL. 2008). Ein mechanisches Greifsystem, das die Möglichkeit einer optionalen Integration einer Greifkrafterfassung beinhaltet, wird von PETERSEN (2003) und BRECHER ET AL. (2004) beschrieben. Basierend auf einem Basisgreifer ermöglicht dieses Konzept eine bedarfsorientierte Erweiterung der Ausstattungsmerkmale in Form eines Baukastensystems. Es beinhaltet sowohl eine manuell oder automatisiert zu betreibende Wechseleinrichtung für pinzettenartige Einsätze der Greifbacken als auch eine sensorbasierte Prozessüberwachung, welche optional direkt zwischen die Greifbacken integriert werden kann. Diese modulare Flexibilität soll eine Anpassung des

Systems an unterschiedlichste Greifaufgaben und Umgebungsbedingungen bei gleichzeitigem sanften und sicheren Greifen ermöglichen.

Eine weitere Einschränkung liegt im Bestückschatten, der prinzipbedingt durch das Greifen der Bauteile an den Seitenflächen entsteht. Dies impliziert auch die Notwendigkeit von mindestens zwei Griffflächen. Beim Absetzen der Bauteile auf dem Substrat muss deshalb darauf geachtet werden, dass die Greifbacken nicht durch die Fügemedien bspw. Lot oder Klebstoff, verschmutzt werden (SCHILP 2007). Ein verunreinigter Greifer kann sich bei folgenden Montageprozessen negativ auf das Ergebnis auswirken.

Die Genauigkeit des Absetzens kann auch durch Adhäsionserscheinungen gefährdet werden. Diese Problematik verschärft sich mit abnehmender Bauteilgröße zunehmend, so dass bereits bei Bauteilen mit Abmessungen unter einem Millimeter ein sicheres und präzises Ablegen Schwierigkeiten bereiten kann. PETERSEN (2003) stellt deshalb einen Maßnahmenkatalog zur Minimierung der Adhäsionserscheinungen in der Mikromontage auf. Dieser umfasst sowohl konstruktive Maßnahmen zur Gestaltung von Greifern als auch passive und aktive Strategien zur Verbesserung des Ablöseverhaltens. So lassen sich Adhäsionserscheinungen durch die Wahl einer hochreinen Montageumgebung mit geringer Luftfeuchtigkeit oder aber auch durch eine angepasste Oberflächenrauigkeit der Greifspitzen reduzieren. Aus diesem Grund besitzt der in BRECHER ET AL. (2004) beschriebene Greiferbaukasten eine Vorrichtung zum schwingungsinduzierten Lösen der Bauteile.

Die Montage vieler Mikrosysteme erfordert des Weiteren hochreine Montagebedingungen in einer klimatisierten Reinraumumgebung. Zur Vermeidung von abrieb- und reibungsbehafteten Partikeln ist deshalb auch bei der konstruktiven und kinematischen Gestaltung von Miniaturgreifern ein Umdenken festzustellen. An Stelle von konventionellen Übertragungs- und Getriebeelementen wie sie bspw. in FISCHER (1997) und ZÜHLKE ET AL. (1997) beschrieben werden, finden deshalb vermehrt Festkörpergelenke Anwendung (CARROZZA ET AL. 2000; PETERSEN 2003; BRECHER ET AL. 2004; CHANG ET AL. 2007; HOXHOLD ET AL. 2008). Beispielhaft hierfür ist ein am Institut für Mikrotechnik der Technischen Universität Braunschweig entwickeltes Mikrogreifer-Baukastensystem (BÜTTGENBACH ET AL. 2008). Dieses System erlaubt eine applikationsspezifische Konfiguration von Miniaturgreifern durch die Kombination unterschiedlicher Aktorprinzipien und Festkörpergelenken.

Mechanische Mikrogreifer stellen deshalb oft selbst Mikrosysteme mit integrierten Antrieben, Sensoren und mikrostrukturierten Greifmechaniken dar. Diese Bauweise ist im Vergleich zu Greifern mit herkömmlichen Bewegungsmechanismen vorteilhaft, da diese vergleichbar mit monolithischen Mikrosystemen im Nutzen hergestellt werden können (HOXHOLD ET AL. 2008). Hiermit kann eine kostenintensive und störanfällige, manuelle Montage der Endeffektoren vermieden werden.

Allerdings muss dies mit einer eingeschränkten Beweglichkeit der Backen (SCHILP 2007) und mit komplexen Kinematiken in Form von strukturelastischen Koppelmechanismen (HESSELBACH ET AL. 1996) erkauft werden. Weiterhin notwendig bleibt der mechanische Kontakt zwischen Greifbacken und Greifobjekt durch kraft- oder formschlüssige Elemente. Dies birgt deshalb prinzipiell immer noch die Gefahr eines Partikelabriebs und einer -verschleppung.

Trotz des wachsenden Bedarfs an Werkzeugen für die Mikromontage und der Vielzahl an entwickelten Prototypen, bleibt die Zahl an industriell eingesetzten Mikrogreifern aufgrund der genannten Probleme gering. Die Mehrheit der Systeme hat es bislang nicht geschafft, den Bereich der Forschung und Entwicklung zu verlassen. Obgleich der eingeschränkten Fähigkeiten des Menschen im Mikrobereich ist in der Industrie daher nach wie vor ein hoher Anteil an manuellen Montagetätigkeiten zu finden. Aufgrund der überschaubaren Stückzahlen bei der manuellen Montage bleiben die Erfolge der MST überwiegend monolithisch integrierten Systemen vorbehalten. PETERSEN (2003) stellt daher explizit die Frage nach der Produktfähigkeit der hybriden MST und damit nach der Notwendigkeit der Mikromontage.

Stand der Technik bei taktilen, fluidischen Greifern

In der Bestückung elektronischer Bauelemente haben insbesondere Vakuumgreifer große produktionstechnische Bedeutung. Aufgrund ihrer Bauweise und ihres Funktionsprinzips eignen sich diese Greifer hauptsächlich für die Handhabung von Bauteilen, welche eine ausreichend große und gleichmäßige Kontaktfläche an ihrer Oberseite besitzen. Ihr einfacher Aufbau und ihre hohe Zuverlässigkeit, die einfache Ansteuerung und die hohen erreichbaren Zykluszeiten sind ausschlaggebend für den hohen Nutzungsanteil in der Produktion, insbesondere in der von Oberflächenmontageprozessen beherrschten Mikroelektronik. Zudem erlaubt ihre kleine Baugröße die Integration mehre-

rer Greifer in einen Revolverkopf und ermöglicht somit, besonders bei hohen Stückzahlen, eine wirtschaftliche Bestückung nach dem Collect-and-Place-Prinzip. So erreichen mit Vakuumpipetten ausgestattete Bestückautomaten der Firma Siemens AG eine Bestückleistung von über 100.000 Bauelementen pro Stunde (OSWALD 2007). Des Weiteren wirkt sich das niedrige Gewicht positiv auf die maximal möglichen Verfahrensbeschleunigungen aus. Zur Verarbeitung unterschiedlicher Bauelemente bietet bspw. die SIPLACE-Serie der Siemens AG für die in die Maschinen integrierten Bestückköpfe eine Vielzahl unterschiedlicher Standard- und Sonderpipetten an (SIEMENS AG 2009).

Aufgrund ihrer hohen Flexibilität und ihrer weitestgehenden Geometrieunabhängigkeit eignen sich Vakuumgreifer auch für Mikromontageaufgaben. Solange die Bauteile eine ebene Fläche auf der Bauteiloberseite aufweisen, können auch gewölbte oder poröse Objekte gegriffen und montiert werden. Unterschiedliche, auf Vakuum basierende Greifer werden bspw. von HENSCHKE (1994); NIENHAUS (1999); POPOVIC ET AL. (2002); ANSEL ET AL. (2002); GRUTZECK ET AL. (2002) und von CHANG ET AL. (2007) beschrieben. Bekannte Beispiele für die Montage von Mikrokomponenten in der MST sind Mikrolinsen für Elektronenmikroskope, Flip-Chips und Flip-Chip-Dioden (NIENHAUS 1999) sowie optische Glasfaserbündel (ANSEL ET AL. 2002).

Im Vergleich zu mechanischen Mikrogreifern sind Vakuumgreifer jedoch relativ ungenau (NIENHAUS 1999; BÜTTGENBACH ET AL. 2008). Kommerzielle Sauggreifer mit gummielastischem Greifkopf (Abbildung 2.5) nach dem Saugnapfprinzip scheiden für Positioniervorgänge mit Positionstoleranzen im Bereich weniger Mikrometer aus. Ähnlich wie bei den in der Kleinteilehandhabung verwendeten Saugpipetten werden auch beim Saugnapf die gehandhabten Bauteile an ihrer Oberfläche berührt, so dass neben der Ungenauigkeit noch mit Beschädigungen der Bauteile zu rechnen ist. Deshalb wird bei den in der Mikro- und Halbleiterelektronik weit verbreiteten Die-Collets versucht, die Beschädigungsgefahr zu vermindern. Durch chipspezifisch angepasste schräge Dichtflächen, die nur an den Chipkanten ansetzen, kann bei diesen eine Berührung der Bauteiloberflächen umgangen werden. Die Reproduzierbarkeit des Greifprozesses hängt bei den Die-Collets jedoch direkt von den äußeren Bauteilabmessungen ab. Bedingt durch den Vereinzelungsprozess¹⁹ mit einer Diamantsäge, weisen die Kanten der Bau-

¹⁹en: dicing

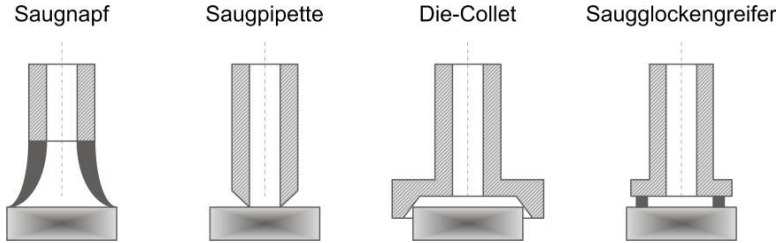


Abbildung 2.5: Industriell eingesetzte Vakuumgreifer.

elemente typischerweise eine hohe Ungenauigkeit von ca. $50\text{ }\mu\text{m}$ auf (AZADEH ET AL. 2000; HÖHN 2001). Ein präzises Ausrichten der Bauteile mit Hilfe von mechanisch zentrierenden Die-Collets ist deshalb nicht möglich. Des Weiteren bedingt die mechanische Zentrierung der Die-Collets einen Bestückschatten des Greifers auf benachbarten Bauteilen. Prinzipbedingt ragen die Randbereiche dieser Greifer über die Chipoberfläche des gegriffenen Chips hinaus. Dies kann deshalb wegen der oft nur sehr geringen Abstände zu den angrenzenden Bauteilen zu deren Verschiebung oder Beschädigung während des Absetzvorgangs führen.

Zur Kompensation der Bereitstellungs- und Greiftoleranzen sowie zur Erhöhung der Montagegenauigkeiten wird deshalb oft eine optische Zentrierung, d. h. eine Vermessung der Bauteilposition am Greifer mittels einer Bildverarbeitung notwendig (ZÖPPIG ET AL. 1997; SIEMENS AG 2009b). Dies erfordert jedoch eine Zwischenstation für die Bauteilausrichtung und eine aufwändige und kostenintensive Integration eines optischen Vermessungssystems.

Ein großer Nachteil von Vakuumgreifern liegt analog zu den taktilen mechanischen Greifern im direkten Kontakt zwischen Bauteil und Endeffektor. Deshalb besteht nach wie vor die Gefahr einer Beschädigung und einer Verschmutzung funktioneller Oberflächen durch Partikelabtrag und -verschleppung. Herkömmliche Vakuumgreifer sind deshalb keineswegs für die Handhabung von Bauteilen mit empfindlichen Oberflächenstrukturen geeignet.

Technische Bewertung taktiler Greifprinzipien

Für eine abschließende Bewertung der taktilen Greifprinzipien werden die im Stand der Technik recherchierten Vor- und Nachteile in Tabelle 2.2 zusammengefasst. Eine Auswertung dieser Ansätze mit Hilfe eines einfachen Bewertungsschemas verdeutlicht die grundlegende Problematik der Handhabung bei taktilen mechanischen und taktilen fluidischen Greifern. In Summe überwiegen die Nachteile und Einschränkungen und es schneiden beide Wirkprinzipien schlecht ab. Die vorwiegenden Gründe hierfür liegen in der taktilen Natur der Prinzipien selbst und der damit einhergehenden Beschädigungs- und Kontaminationsproblematik durch Partikelabrieb und -verschleppung in Folge des mechanischen Kontakts zwischen Greifer und Greifobjekt. Um diese Nachteile zu umgehen liegt es nahe, jegliche Berührung zwischen Bauteil und Endeffektor zu vermeiden. In den folgenden Abschnitten werden deshalb Ansätze zur berührungslosen Übertragung von Kräften und deren realisierte Anwendungen in Wissenschaft und Technik vorgestellt.

Tabelle 2.2: Zusammenfassung und technische Bewertung taktiler, mechanischer und taktiler, fluidischer Greifprinzipien (in Anlehnung an HÖHN (2001)).

	taktile, mechanische Greifer		taktile, Greifer	fluidische	
Umgebung	vielfältige Umgebungsbedingungen möglich	+1	nicht im Vakuum		0
Material	materialunabhängig	+1	materialunabhängig		+1
Geometrie	auch geometrisch unförmige Bauteile möglich, allerdings mindestens zwei Greifflächen erforderlich	0	ebene Greifflächen erforderlich		0

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Fortsetzung Tabelle 2.2

Greifkräfte	hohe Skalierbarkeit, aber sehr fokussiert; Gefahr von Spannungsspitzen und hohen Flächenpressungen; erhöhte Beschädigungsgefahr bei empfindlichen Materialien und Oberflächenstrukturen	-1	schlechte Skalierbarkeit; daher ebenfalls Gefahr von Bauteilbeschädigungen	-1
Zentrierung und Positionierung	taktil, mechanisch; relativ genau; fehlende Selbstzentrierung	0	taktil, mechanisch (Die-Collets); optisch; relativ ungenau; fehlende Selbstzentrierung	-1
Bestückschatten	abhängig von Bauteil und Greifer; häufiges Auftreten durch prinzipbedingtes Greifen an den Seitenflächen	-1	abhängig von Bauteil und Greifer; insbesondere bei Die-Collets	0
Adhäsion	Adhäsionskräfte gefährden Genauigkeit des Absetzens	-1	abhängig von Kontakfläche und Oberflächeneigenschaften	-1
Zykluszeit	abhängig vom Akteurprinzip	0	in der Regel hoch	+1
industrielle Verbreitung	gering	-1	hohe Verbreitung in der Oberflächenmontagetechnik, geringe Verbreitung in der MST	0

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Fortsetzung Tabelle 2.2

Reinraumtauglichkeit	bedingt gegeben und eingeschränkt durch mechanischen Partikelabtrag und -verschleppung	-1	bedingt gegeben und eingeschränkt durch mechanischen Partikelabtrag und -verschleppung	-1
Kontaminationsgefahr	gegeben durch Abrieb in der Kontaktzone zwischen Greifer und Bauteil	-1	gegeben durch Abrieb in der Kontaktzone zwischen Greifer und Bauteil	-1
Summe:		-4		-3
Legende:	+: sehr gute Eignung und Eigenschaften, Wert +1 0: mittelmäßige Eignung und Eigenschaften, Wert 0 -: schlechte Eignung und Eigenschaften, Wert -1			

2.4 Berührungslose Handhabungs- und Greiftechnologien

2.4.1 Definition berührungsloses Handhaben

HÖPPNER (2002) schlägt in seiner Arbeit folgende Definition für berührungsloses Handhaben vor:

Unter berührungsloser Handhabung versteht man das Schaffen, definierte Verändern oder vorübergehende Aufrechterhalten einer vorgegebenen räumlichen Anordnung von geometrisch bestimmten Körpern in einem Bezugskoordinatensystem, wobei die hierfür benötigten Kräfte und/oder Momente ohne mechanischen Kontakt übertragen werden.

Damit reduziert er die in VDI 2860 (1990) gegebene Definition des Handhabens im Wesentlichen auf das vierte Wirkprinzip, den Haftgriff. Um von

einem berührungslosen Haftzustand sprechen zu können, müssen die hierfür in Frage kommenden Kraftfelder in der Lage sein, die zu handhabenden Objekte durch die Erzeugung eines stabilen Kräftegleichgewichts definiert auf Abstand zu halten. Aus der Physik sind mehrere Prinzipien bekannt, mit denen es heutzutage möglich ist, berührungslos Kräfte auf Bauteile aufzubringen. Diese beruhen auf adhäsiven und fluidischen Effekten sowie auf magnetischen und elektrostatischen Kraftfeldern. Wie im Weiteren aufgeführt wird, lassen sich die fluidischen Verfahren nochmals in Luftlager und dynamische Luftführungen, Bernoulligreifer und ultraschallbasierte Systeme einteilen.

2.4.2 Adhäsive Effekte und Handhabungssysteme

Unter dem übergeordneten Begriff *Adhäsiv* sind in der einschlägigen Fachliteratur sowohl adhäsive als auch kapillare Greifer zu finden. Adhäsive Greifer halten das Greifobjekt im Wesentlichen durch die klebrige Wirkung eines zwischen dem Bauteil und dem Greifer befindlichen adhäsiven Trägermediums. Bei kapillaren Greifern hingegen wird der kapillare Unterdruck genutzt, der in einem mit Flüssigkeit gefüllten Spalt entsteht (GRUTZECK 2000).

Adhäsive Greifer arbeiten in der Regel mit während des Greifprozesses vollständig verfestigten oder mit hochviskosen Fluiden. Zwar kann es bei adhäsiven Greifern prinzipiell auch zur Ausbildung eines kapillaren Unterdrucks kommen, dieser trägt aber keinen besonders hohen Anteil zu den Greifkräften bei. Im Falle eines vollständig verfestigten Trägermaterials spricht man auch von stoffschlüssigem Greifen. Ein entsprechendes Beispiel aus der Literatur wird von HENSCHKE (1994) beschrieben. Hier wird ein stoffschlüssiger Greifer auf Basis von Invertzuckerlösung bzw. Honig vorgestellt. Dieser Hilfsstoff wurde gewählt, da bereits bei einer geringen Erhöhung der Temperatur eine deutliche Erniedrigung der Viskosität auftritt und somit ein sicheres Lösen der stoffschlüssigen Verbindung bereits durch geringen Wärmeeintrag möglich ist.

Beispiele für kapillare Greifer sind in GRUTZECK ET AL. (1996), VÖGELE ET AL. (1996), BARK (1998), GRUTZECK (2000) und in LAMBERT (2007) zu finden. Diese Greifer halten ihre Objekte vorwiegend aufgrund des kapillaren Unterdrucks bei niedrigviskosen Flüssigkeiten. Der Unterdruck entsteht durch die nach innen gerichtete Krümmung des Flüssigkeitsmeniskus zwischen Bauteil und Greiffläche und kann durch die Laplacegleichung berechnet werden.

Näheres zu diesem Greifprinzip kann bspw. aus der Arbeit von GRUTZECK (2000) entnommen werden. Er beschäftigt sich eingehend mit dem Einfluss unterschiedlicher Größen, bspw. dem Einfluss der Kapillarspaltweite auf den Greifkraftverlauf oder dem Einfluss der Näherungsgeschwindigkeit und beschreibt darüber hinaus die Kapillargreifeigenschaften für die Paarungen Wasser/Silizium und Methanol/Silizium.

Der geringe praktische Nutzungsanteil dieses Wirkprinzips trägt dem Nachteil Rechnung, dass bei jedem Greifvorgang ein Teil des Adhäsivs auf der Bauteiloberfläche zurück bleibt. Diese Rückstände können sich negativ auf die Bauteile und deren Funktion auswirken oder eine unerwünschte Partikelkonzentration auf den Bauteilen hervorrufen.

2.4.3 Magnetische Effekte und Handhabungssysteme

Die Idee der berührungslosen Aufhängung und Lagerung eines Körpers durch magnetische Kräfte ist schon relativ alt. Erste technische Umsetzungen stammen aus den späten 30er Jahren des 20. Jahrhunderts bekannt (KEMPER 1938; BRAUNBECK 1939; BEAMS ET AL. 1941). Im Jahr 1941 arbeiteten BEAMS ET AL (1941) an der University of Virginia an elektromagnetischen Aufhängungen für spezielle Rotoren.

KEMPER (1938) beschreibt die Möglichkeiten der schwebenden Aufhängung durch elektromagnetische Kräfte als grundsätzlich neue Möglichkeit zur Fortbewegung und als Vorgänger zur späteren Magnetschwebbahn. Die Magnetschwebfahrzeuge wurden in den 60er Jahren des 20. Jahrhunderts vor allem in England, Japan und Deutschland in diversen Bauformen bis hin zum schienenengebundenen Personentransportsystem Transrapid entwickelt. Hier ist die berührungslose Lagerung in Verbindung mit einem berührungslosen Antrieb in den Schienen bzw. dem Wagen untergebracht. In Folge der minimalen Reibung lassen sich somit hohe Beschleunigungen und Geschwindigkeiten erreichen (TRANSRAPID INTERNATIONAL GMBH & CO. KG. 2009).

Eine der häufigsten Anwendungen des Magnetismus ist der Elektromotor, bei dem zwischen Stator und Rotor berührungslose Antriebskräfte zur Erzeugung eines Drehmoments übertragen werden. Etwas näher an der Definition von berührungsloser Handhabung liegen Magnetlager. Diese realisieren eine berührungslose Aufhängung eines Systems durch einen komplexen mechatro-

nischen Aufbau aus Sensor, Regler, Leistungsverstärker und Elektromagnet. Die Aufhängung kann auch permanentmagnetisch realisiert werden, ist dann aber nicht so dynamisch in ihrem Verhalten und in ihren Freiheitsgraden eingeschränkt.

FORD ET AL. (1990) beschäftigten sich mit der Handhabung von Bauteilen aus der Halbleiterindustrie. Sie nutzten die Möglichkeiten der Levitation von Wafern mit Hilfe des diamagnetischen Verhaltens von Silizium in starken Magnetfeldern. Eine produktionstechnisch realisierte Umsetzung zum Transport von Wafern ist allerdings nicht bekannt.

Aus dem Bereich miniaturisierter Systeme sind sowohl Mikroaktuatoren (RUFFERT ET AL. 2006) als auch Systeme zur berührungslosen Handhabung kleiner Bauteile bekannt (CHETOUANI ET AL. 2006; ELBUKEN ET AL. 2006). Es wird sowohl die Levitation von Mikropermanentmagneten als auch die Mikropositionierung diamagnetischer Miniaturkomponenten beschrieben. Eine berührungslose Führung von diamagnetischen Körpern ist dabei sowohl in der Luft als auch im Wasser möglich. Weitere bekannte Anwendungen sind die Levitation von Mikrotropfen aus Wasser, Methanol und Öl.

Aufgrund der großen Bauteilbelastungen bei magnetischen Wechselfeldern ist dieses Prinzip für kleine Bauteile nur eingeschränkt oder gar nicht geeignet (JIN ET AL. 1995). Ein Nachteil ist die Dauermagnetisierung, die rückgängig gemacht werden muss, um das Bauteil kontrolliert ablegen zu können und um die spätere Funktion nicht zu beeinflussen. Deshalb sind bisher keine industriellen Anwendungen bekannt.

2.4.4 Elektrostatische Effekte und Handhabungssysteme

Der Einsatz elektrostatischer Felder zur Handhabung in der Mikromontage ist seit mehreren Jahren eine intensiv diskutierte Thematik in der Forschungslandschaft. Dabei werden im Folgenden nur Systeme betrachtet, bei denen die elektrostatischen Kräfte direkt auf die zu handhabenden Bauteile einwirken. Greifer, bei denen elektrostatische Kräfte zur Ansteuerung einer mechanischen Greifaktorik verwendet werden und die Kräfte somit indirekt auf das Bauteil wirken, werden ausgeklammert. Nachdem anfänglich die Untersuchung prinzipieller Funktionsprinzipien im Vordergrund stand, werden in der Fachliteratur mittlerweile vermehrt experimentelle Arbeiten zur Belegung der erreichbaren Kräfte mit Messdaten sowie praktische Umsetzungen zur

Handhabung von Mikrokomponenten dargestellt (WREGE 2007). Hierbei sind Ansätze zu elektrostatischen Greifern, Transport- und Zuführeinrichtungen sowie Spannplätzen zu finden. Da der Schwerpunkt der hier vorliegenden Arbeit auf Greifern für die Mikro- und Oberflächenmontagetechnik liegt, wird im Folgenden nur der Stand der Technik im Bereich der elektrostatischen Greifsysteme dargestellt. Weiterführende Informationen zu elektrostatischen Transport- und Zuführeinrichtungen können aus MOESNER ET AL. (1997a; 1997b; 1997c) sowie aus FANTONI ET AL. (2005; 2006) entnommen werden, Informationen zu elektrostatischen Spannsystemen aus TOSSELL ET AL. (2000) und aus KALKOWSKI ET AL. (2002; 2005).

OH (1998) beschreibt in seiner Arbeit zwei prinzipielle Elektrodenaufbauten zur Erzeugung elektrostatischer Haftkräfte. Dabei unterscheidet er zwischen einer unipolaren und bipolaren Elektrodenanordnung. Bei einer unipolaren Elektrodenanordnung besitzt der Greifer eine einzige Elektrode, die mit einer Hochspannungsquelle verbunden ist. Ist das Bauteil, welches gleichzeitig auch der Gegenelektrode entspricht, mit dem Bezugspotential der Spannungsquelle verbunden, so entspricht der prinzipielle Aufbau dem eines Plattenkondensators. Ist das Bauteil nicht mit der Gegenelektrode verbunden, bildet sich an der Bauteiloberfläche je nach Material durch Influenz und durch Polarisierung ein entsprechend entgegengesetztes Oberflächenpotential aus. Zur Erzeugung von zentrierenden Kraftrichtungen schlägt OH (1998) eine bipolare Elektrodenanordnung vor, bei der sich unterhalb der beiden konzentrisch angeordneten und gegensätzlich gepolten Elektroden ein auf die Innenelektrode zentriertes elektrisches Feld ergibt. Untersuchungen unterschiedlicher Funktionsmuster bestätigen die Eignung der bipolaren Elektrodenarchitektur zur Handhabung von unterschiedlichen Greifobjekten in Kugel-, Zylinder- und Plattenform aus Kunststoff, Papier, Glas und Metall.

WREGE (2007) führt die Entwicklung der von OH (1998) vorgestellten, elektrostatisch zentrierenden Mikrogreifer fort, indem er die dort verwendeten konzentrischen Ringelektroden durch mikrotechnische Fertigungsverfahren an die Bauteilgrößen anpasst. Zur Verbesserung der Ablöseproblematik werden aktive Lade- und Entladesysteme zur Erzeugung und Kontrolle der Oberflächenladungen bei der Bauteilhandhabung eingeführt. Darüber hinaus werden alternative elektrodenlose Oberflächenladungsgreifer auf ihre Eignung für die Mikrohandhabung untersucht. Weitere Entwicklungen zu bipolaren Elektrodengreifern stammen von KAWAMOTO (2006). Zum Ablösen, von an den Elektroden anhaftenden Mikrobauteilen, verfügt dieser Greifer zudem

über eine Sprühelektrode zur Erzeugung eines Ionenwinds.

Einschränkend muss allerdings ergänzt werden, dass der Handhabungsprozess bei elektrostatisch basierten Systemen nicht exakt der Definition für berührungsloses Handhaben nach HÖPPNER (2002) entspricht. Die Übertragung der Greifkräfte erfolgt zwar berührungslos über elektrostatische Felder; während des Greifens befinden sich Bauteil und Greifer jedoch meistens in mechanischem Kontakt. Aufgrund der stark abnehmenden Kraftwirkung von elektrostatischen Feldern bei größeren Abständen sind nur wenige Anwendungen bekannt, bei denen Bauteile entsprechend der Definition von HÖPPNER (2002) berührungslos transportiert werden (FANTONI ET AL. 2005). Die Greifkräfte sind zudem begrenzt, da hohe Potentialdifferenzen Schaltkreise und Bauteilstrukturen zerstören können (SCHILP 2007).

2.4.5 Luftlager und Luftkissen

Von den im Rahmen dieser Arbeit beschriebenen berührungslosen Wirkprinzipien sind Handhabungssysteme auf Basis fluidischer Effekte in der industriellen und technischen Anwendung am weitesten verbreitet. Dies lässt sich einerseits darin begründen, dass die Funktionsprinzipien der fluidischen Levitationsmechanismen in der Regel materialunabhängig sind. Andererseits liegt dies wohl auch an der allgegenwärtigen Verfügbarkeit von Luft und den relativ einfachen Möglichkeiten zur Erzeugung von Strömungen und Druckkräften mit Hilfe von Verdichtern. Allgemein lassen sich fluidbasierte Systeme entsprechend den zugrunde liegenden physikalischen Effekten in konventionelle Luftlager bzw. Luftkissensysteme, Bernoullisysteme und Ultraschallsysteme untergliedern.

Die Luftlagertechnologie nutzt eine dünne Luftschicht zwischen den Lagerauflä-chen. Dabei unterscheidet man zwischen konventionellen, aerostatischen Luftlagern und aerodynamischen Luftlagern. Ein herkömmliches Luftlager entsteht, wenn mittels einer externen Druckluftzufuhr Luft durch ein oder mehrere Löcher in der Auflagefläche zwischen den zwei Lagerflächen eingeleitet wird. Die einfachste Bauweise stellt dabei das Elementarluftlager dar (SCHROTER 1995). Anwendungen in der Technik sind bspw. aerostatische Wellenlagerungen, die auch als poröse Tragelemente ausgebildet sein können. Vergleichbar mit den beschriebenen Magnetlagern können durch den Luftfilm schnell laufende Wellen fast reibungsfrei getragen werden. Aufgrund ihrer Steifigkeit werden aerostatische Luftlager deshalb auch für Hochpräzisions-

führungen in Werkzeugmaschinen eingesetzt.

Weitere Anwendungen findet die aerostatische Lagerung in Messmaschinen. Frei von Stick-Slip-Effekten können die Achsen auf den aerostatischen Lagern mit hoher Reproduzierbarkeit und guter Führungsgenauigkeit bewegt werden. Aufgrund der geringen Beschleunigungen bei Messsystemen spielen hier insbesondere die statischen Eigenschaften der Lager eine Rolle.

Ebenso hohe Anforderungen an die Genauigkeit treten in der Halbleiterindustrie auf. Insbesondere die hohen Beschleunigungen und Verfahrgeschwindigkeiten bei gleichzeitig guten Positioniergenauigkeiten in Die- und Wire-Bondern und in Bestückautomaten erfordern optimierte Luftlager. Luftgelagerte Lithographiemaschinen erreichen höchste Positioniergenauigkeiten im Bereich weniger Nanometer und tragen somit wesentlich zur weiteren Miniaturisierung in der Halbleitertechnik bei (HUBER 2004).

Zu den aerodynamischen Verfahren kann das Luftgleitfördern gezählt werden. Hier gleiten Objekte mit einer gleichmäßigen bzw. ebenen Standfläche auf einem Luftfilm, der aus zahlreichen Öffnungen eines porösen Bodens ausströmt (SCHILP 2007). Auf diese Weise können die Haft- und Gleitreibungskräfte auf einen Bruchteil der Gewichtskraft reduziert werden, so dass beim Transport der Bauteile nur die Trägheitskräfte überwunden werden müssen. Eine Variante des Luftgleitförderns sind *Air-in-Floor*-Systeme, bei denen die Luftversorgung im Tisch oder Boden untergebracht ist. Beim Überfahren wird durch Auslösen von Kugelventilen ein Luftstrom freigesetzt, der einen tragenden Luftfilm zwischen dem Boden und dem Transportgut bildet (RYBARCZYK 2004). Da bei diesem Verfahren der Abstand zwischen den Düsen und dem Bauteil zwischen einigen Millimetern und Zentimetern betragen kann, treten hier bereits dynamische Effekte auf. Um die tragende Wirkung aufrecht zu erhalten sind entsprechend große Volumenströme erforderlich.

Für das berührungslose Greifen von Bauteilen ist eine Patentanmeldung der Firma SIEMENS AG und der Technischen Universität München (NIKLAUS ET AL. 1999) zu nennen. Die Greiffläche des Greifers besitzt dabei sowohl Unter- als auch Überdruckdüsen, so dass durch eine Kombination aus abstoßenden und anziehenden Druckkräften große Bauteile wie Wafer berührungslos von oben gegriffen werden können. Somit ist eine schonende Handhabung dünner, formlabiler Bauteile möglich. Taktile Randanschlä-

ge verhindern das Abgleiten der Bauteile relativ zur Greifoberfläche. Eine Übertragung dieses Prinzips auf typische Anwendungen in der MST, bspw. auf Pick-and-Place-Vorgänge, wird von HEINZL ET AL. (2004) beschrieben. Neben mechanischen Anschlägen kann bei kleinen Bauteilen auch ein fluidmechanischer Effekt zur Bauteilzentrierung genutzt werden. Dies ist unter zwei Voraussetzungen möglich: Erstens müssen Bauteil- und Greifgeometrie kongruent sein. Zweitens müssen die Unterdruckdüsen an den Randbereichen des Greifers so angeordnet sein, dass Luft in den Spalt eingesaugt wird. Ist dies der Fall, wird die Strömung um die Bauteilkante beschleunigt und es entstehen an den Stirnflächen des Bauteils lokale Unterdruckbereiche, die für eine Zentrierung des Bauteils sorgen. Anwendungsbeispiele für dieses Greifprinzip sind Luftmassensensoren aus dem Automobilbereich.

2.4.6 Das hydrodynamische Paradoxon und Bernoulligreifer

Oft unbewusst ist das hydrodynamische Paradoxon in unserem Leben allgegenwärtig. Älltägliche Situationen, in denen das hydrodynamische Paradoxon auftritt, sind die nach innen anziehenden Strömungskräfte, die auf einen Duschvorhang wirken oder das Ansaugen des Gaumensegels beim Schnarchen.

In der Technik hingegen bedient man sich des hydrodynamischen Paradoxons, um Bauteile berührungslos zu handhaben. Lässt man aus einer zentralen Düse unterhalb einer Platte Druckluft senkrecht auf die ebene Gegenfläche eines Greifobjektes strömen, so werden die Stromlinien, um nach außen abfließen zu können, in der Mitte stark gekrümmt und beschleunigt. Dies führt zu einem Unterdruckbereich, der sich nach außen hin zum Rand abbaut. Nach der Bernouli-Gleichung

$$p_{stat} + \frac{1}{2}\rho v^2 = p_{\infty} \quad (2.1)$$

gilt für den Staudruck

$$p_{\infty} - p_{stat} = \frac{1}{2}\rho v^2. \quad (2.2)$$

Übersteigt die resultierende Druckkraft die Gewichtskraft des Bauteils, so wird dieses soweit an den Greifer angezogen, bis diese im Gleichgewicht mit der Gegenkraft des Staudrucks steht. Das Bauteil schwebt folglich in einem definierten Abstand unterhalb des Greifers und kann somit berührungslos

gegriffen und transportiert werden.

Häufig werden die Bernoulligreifer zur Handhabung von empfindlichen, großflächigen Bauteilen in der Silizium- und Halbleitertechnik eingesetzt. Industrielle Anwendungen liegen bspw. in der Handhabung von Glasscheiben, von Flatpanels oder von Wafern (BINDER 2004; SIEBERT ET AL. 2006). Dazu werden diese Greifsysteme oftmals an Roboter gekoppelt und von diesen geführt, so dass Bauteile berührungslos von oben gegriffen, gewendet und zwischen Fertigungsgeräten transportiert werden können (MANZ AUTOMATION 2007).

Eine Anwendung des Bernoulli-Effektes für das Greifen kleiner Bauteile ist weniger sinnvoll. GRUTZECK (2000) stellte insbesondere fest, dass die Skalierung des Bernoulli-Effekts bei abnehmender Bauteilgröße schwierig ist. Um bei den geringen Abmessungen ausreichend große Unterdruckkräfte zu erzeugen, werden sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten benötigt. Dies führt bei kleinen empfindlichen Bauteilen jedoch zu einer erheblichen Erhöhung des Beschädigungsrisikos (NIENHAUS 1999). Für die Handhabung kleiner Bauteile ist das hydrodynamische Paradoxon daher eher ungeeignet.

2.4.7 Ultraschallbasierte Handhabungssysteme

Eine weitere, erst in jüngerer Zeit intensiver behandelte Möglichkeit zur berührungslosen Bauteilmanipulation stellen ultraschallbasierte Handhabungssysteme dar. Auch wenn diese prinzipiell in zwei unterschiedliche Effekte unterteilt werden können, werden sie im Allgemeinen den fluidischen Prinzipien zugeordnet. Auf der einen Seite gibt es diejenigen Verfahren, bei denen Kräfte eingesetzt werden, die sich mit Hilfe stehender Schallwellenfelder auf Werkstücke ausüben lassen. Andererseits können den ultraschallbasierten Systemen Verfahren zugeordnet werden, die Kräfte nahe oberhalb schwingender Flächen zur berührungslosen Handhabung nutzen. Im folgenden Abschnitt wird deshalb ein Überblick über den relevanten Stand der Technik für beide Verfahren gegeben.

Verfahren zur berührungslosen Handhabung auf Basis von Stehwellen

Die Eignung des Stehwellenprinzips zur berührungslosen Positionierung ist bereits länger in der Wissenschaft bekannt. Die Grundlagen der heutigen Handhabungssysteme basieren auf Forschungsarbeiten der beiden Weltraum-

organisationen NASA und ESA in den 70er Jahren im Bereich des *Containerless Processing*. Im Rahmen von Mikrogravitationsforschungen bestand die Aufgabe, relativ kleine und feste, hauptsächlich jedoch flüssige Proben unter definierten Laborbedingungen ohne Wandkontakt (*Containerless*) zu prozessieren (*Processing*) und messtechnisch zu überwachen. Die in diesem Zusammenhang entwickelten akustischen Positionierer und Stehwellenlevitatoren finden auch heute noch Anwendungen in der experimentellen Chemie und Physik (LIERKE 1996; WEINBERG ET AL. 2000).

Hierzu wird im Abstand eines ganzzahligen Vielfachen der halben Wellenlänge von der Schallquelle ein Reflektor angebracht. In Folge dessen bildet sich zwischen der Quelle und dem Reflektor eine stehende Welle aus, in deren Druckknoten Bauteile zum Schweben gebracht werden können. Dabei wirken sowohl axiale Kräfte durch den Schallstrahlungsdruck der stehenden Welle auf die Ober- und Unterseite des Bauteils als auch Kräfte orthogonal zur Schallfeldachse durch den Unterdruck in Folge des Bernoulli-Effektes. Diese führen zu einem radialen Kräftegleichgewicht (HÖPPNER 2002; SCHILP 2007). Für die Berechnung der auf die Werkstücke wirkenden Kräfte entwickelte HÖPPNER (2002) ein Formelwerk. Dieses ermöglicht die rechnerische Auslegung von Stehwellenlevitatoren und liefert bei einer gegebenen Handhabungsaufgabe durch analytische Formulierungen eine Aussage zu den Kenndaten des Schallwandlers. Für weitere Informationen sei auch auf die zusammenfassende Arbeit von LIERKE (1996b) verwiesen, in welcher die physikalischen Grundlagen und die experimentellen Einsatzmöglichkeiten vorgestellt werden.

Im Gegensatz zur experimentellen Nutzung der Stehwellenlevitation werden deren produktionstechnische Einsatzmöglichkeiten nur in sehr wenigen wissenschaftlichen Arbeiten diskutiert. Erstmals schlägt REINHART ET AL. (1999a) vor, mit Hilfe der Stehwellenlevitation Mikrobauteile berührungslos zu manipulieren. Ein einfacher Ansatz zur Realisierung eines Pick-and-Place-Prozesses mit einem Mikrozahnrad aus der MST wird von REINHART (1999b) vorgestellt. Anhand dieses Aufbaus konnte die prinzipielle Eignung demonstriert werden, Bauteile berührungslos aufzunehmen, schwebend über eine längere Strecke zu transportieren und wieder abzulegen. Trotz weiterer Forschungsarbeiten (ZÄH 2004) ist insbesondere die rotatorische Ausrichtung der Bauteile noch ungeklärt.

Neben der Handhabung kleiner Bauteile in den Druckknoten von stehenden

Wellen, können auch größere Bauteile oberhalb einer stehenden Welle in Schwebelage gehalten werden. Indem die Bauteile selbst als Reflektoren dienen, können bspw. Wafer in einem definierten Abstand vom Schallgeber gelagert werden. Entsprechende Versuchsaufbauten beruhen im Wesentlichen auf den Patenten von HÖPPNER ET AL. (2000a, 2000b, 2000c, 2001).

Verfahren zur berührungslosen Handhabung unter Nutzung der Kräfte nahe oberhalb schwingender Flächen

Im Bereich des zweiten Grundprinzips der berührungslosen Handhabungstechnik auf Basis von Ultraschall, bei dem Druckkräfte in geringsten Abständen oberhalb schwingender Strukturen genutzt werden, ergibt sich ein wesentlich umfassenderes Bild in der Forschungslandschaft. In der einschlägigen Literatur findet man einerseits zahlreiche Quellen und Abhandlungen über die physikalischen Grundlagen dieses Phänomens (CHU ET AL. 1982; HASHIMOTO ET AL. 1995; WIESENDANGER 2001; HÖPPNER 2002; HAW ET AL. 2002; MINIKES ET AL. 2003). Auch wenn sich die Mehrheit der Autorenschaft (WIESENDANGER 2001; HÖPPNER 2002; MINIKES ET AL. 2003) in den letzten Jahren auf ein strömungsmechanisches Erklärungsmodell aus der Schmierfilmtheorie (REYNOLDS 1886) zu verständigen scheint, stehen diese nach wie vor im Widerspruch zu den Ansätzen aus der linearen Akustik (HASHIMOTO ET AL. 1995). Eine eindeutige Klärung dieses wissenschaftlichen Disputs steht, auch aufgrund fehlender Vergleichsmessungen der Druckverteilung im tragenden Luftspalt, noch aus. Auf diesen beiden Ansätzen beruhen auch die unterschiedlichen Bezeichnungen des Phänomens. In der linearen Akustik wurde die Bezeichnung Nahfeldlevitation geprägt. HÖPPNER (2002) hingegen bezeichnet diese Namensgebung als irreführend und führt aufgrund des maßgeblichen Einflusses der sogenannten *Squeeze-Number* die Bezeichnung Squeeze-Film-Levitation (SFL) ein. Eine nähere Beschreibung, Modellierung und Diskussion der physikalischen Grundlagen wird in Kapitel 4 dieser Arbeit folgen.

Andererseits existiert trotz der theoretischen Grundsatzdiskussion über die Erklärung der physikalischen Grundlagen eine große Einigkeit über das praktische Anwendungspotential der Ultraschalllevitation für den berührungslosen Transport von Werkstücken. Zahlreiche Veröffentlichungen und Versuchsanlagen belegen vor allem den potentiellen produktionstechnischen Nutzen dieser Technologie. Erstmals stellt in HASHIMOTO (1997) ein Forscherteam am Tokyo Institute for Technology ein Verfahren zum berührungslosen Trans-

port flächiger Bauteile vor. Der Schwerpunkt ihrer Arbeiten liegt auf der Entwicklung berührungsloser Transportstrecken für empfindliche Halbleitersubstrate und Wafer. In Europa wird die Ultraschalllevitation erstmals im Jahr 1999 von WIESENDANGER (1999) und REINHART ET AL. (1999a, 1999b) für den produktionstechnischen Einsatz aufgegriffen. Während man sich in der Schweiz schwerpunktmäßig mit einer Substitutionstechnologie für Luftlager beschäftigt, entstehen am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München in den Folgejahren zahlreiche Veröffentlichungen und Versuchsanlagen zur Demonstration der zahlreichen Vorteile dieser völlig neuartigen Handhabungstechnologie. Der Schwerpunkt liegt dabei insbesondere auf schonenden Handhabungseinrichtungen für empfindliche Bauteile aus der Siliziumtechnologie (REINHART ET AL. 1999b, 2000, 2001; ZÄH ET AL. 2004, 2005). Anhand einer Demonstrationsanlage (ZÄH ET AL. 2003b) wurde gezeigt, dass mit Hilfe der Ultraschalllevitation ein durchgehender, fast berührungsloser Materialfluss für Wafer realisierbar ist. Diese Anlage enthält Teilsysteme zum berührungslosen Speichern, berührungslose Transport- und Positioniersysteme sowie berührungslose Greifer. Um ein seitliches Abgleiten der Wafer zu verhindern sind lediglich minimaltaktile Randansschläge notwendig. Später konnte gezeigt werden, dass mit Hilfe von regelungstechnischen Ansätzen grundsätzlich ein völlig berührungsloser Transport von Wafern ohne taktile Seitenbegrenzungen möglich ist (ZÄH ET AL. 2007a). Weitere Applikationen beschäftigen sich bspw. mit der Entwicklung berührungsloser Rotationslager (ZHAO ET AL. 2009).

Der Entwicklungsgrad dieser Technologie ist dabei inzwischen soweit fortgeschritten, dass sie industriell eingesetzt wird. Neueste Entwicklungen der Zimmermann und Schilp Handhabungstechnik GmbH (ZIMMERMANN UND SCHILP HANDHABUNGSTECHNIK GMBH 2009), insbesondere auf dem Gebiet der Handhabung großer flächiger Bauteile wie Solarzellen, Wafern oder Flatpanels, bestätigen den fortschreitenden Reifegrad der Ultraschallhandhabungstechnik.

Etwas differenzierter zeigt sich das Bild für die Handhabung miniaturisierter Bauteile. Forschungsarbeiten (ZÄH ET AL. 2003a, 2003b, 2005; SCHILP 2007; REINHART ET AL. 2008, 2010) am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München belegen die Eignung der Ultraschalltechnologie für berührungslose Handhabungsaufgaben in der Mikromontage und deren Vorteile gegenüber konkurrierenden

Greifprinzipien. Von besonderer Bedeutung ist für diesen Bereich die Arbeit von SCHILP (2007). Aufgrund dessen werden die hieraus hervorgehenden Erkenntnisse für die berührungslose Handhabung kleiner Bauteile im Folgenden detaillierter vorgestellt.

Im Stand der Technik stellt SCHILP (2007) eine Bewertung der Eigenschaften der unterschiedlichen Greifprinzipien vor. Das Ultraschalllager schneidet hier zusammen mit dem Luftlager unter den berührungslosen Verfahren am besten ab. Da in der Mikroelektronik und der MST Pick-and-Place-Prozesse überwiegen, ist meist ein Greifen von oben erforderlich. SCHILP (2007) entwickelt daher zwei luftlagerbasierte Konzepte zum berührungslosen Greifen kleiner Bauteile und setzt diese prototypisch in einem Luftlager-Vakuumgreifer sowie in einem Ultraschall-Vakuumgreifer um.

Das erste Prinzip nutzt eine geschickte Anordnung von mehreren Über- und Unterdruckdüsen über der Greiffläche zur Erzeugung eines Kräftegleichgewichts. Bei geeigneter Kombination verteilen sich mehrere homogene Überdruck- und Unterdruckbereiche, wodurch, im Gegensatz zum Bernoulli-Greifer, die Biegebeanspruchung auf das zu greifende Bauteil erheblich reduziert werden kann. In Folge der verbesserten Möglichkeiten zur Dosierung der anziehenden und abstoßenden Kräfte kann der Luftspalt zwischen Greifer und Bauteil gezielt verändert werden.

Darüber hinaus stellt SCHILP (2007) ein weiteres Konzept zum berührungslosen Greifen von Bauteilen mittels Ultraschall vor. Dort konzentrieren sich die Untersuchungen vorwiegend auf die Auslegung des vertikalen sowie des lateralen Kräftegleichgewichts. Die vertikale Haltekraft setzt sich aus einer Überlagerung von abstoßenden Ultraschall- (F_{US}) und anziehenden Unterdruckkräften (F_U) zusammen (Abbildung 2.6). Für eine überschlägige Bestimmung der Größenordnung der Kräfte in Abhängigkeit der Ultraschallamplitude und des angelegten Unterdrucks sowie des daraus resultierenden Tragfähigkeitskennfeldes des Greifers stellt SCHILP (2007) ein einfaches experimentelles Verfahren vor. Dieses basiert auf einer linearen Superposition der gemessenen Kraftverläufe für die Unterdruck- und Ultraschallkräfte.

Bei kleinen Bauteilen lässt sich durch die Entstehung von lokalen Unterdruckbereichen an den Seitenflächen des Bauteils ein selbstzentrierender Effekt durch laterale Zentrierkräfte (F_Z) beobachten. Voraussetzung hierfür ist ei-

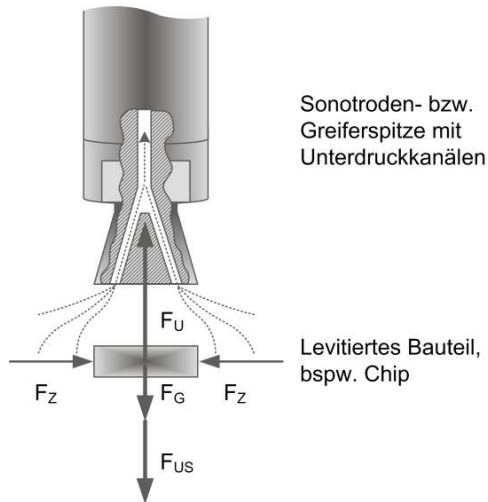


Abbildung 2.6: Horizontales und vertikales Kräftegleichgewicht bei einem kombinierten Ultraschall-Vakuum-Greifprozess.

ne Kongruenz zwischen Bauteil- und Greifgeometrie und es muss ein zur Greifmitte gerichtetes, um die Bauteilkanten beschleunigtes Strömungsbild vorliegen, so dass an dessen Stirnflächen lokale Unterdruckzonen entstehen können. Darüber hinaus erkennt SCHILP (2007), dass insbesondere die Kantengestaltung der Greifspitze einen maßgeblichen Einfluss auf die Ausprägung der lateralen Kräfte besitzt und leitet daraus erste Gestaltungsrichtlinien ab.

Für die Bewertung berührungsloser Greifer führt SCHILP (2007) einen Kriterienkatalog für die Güte des Bauteilverhaltens ein. Um das Bauteilverhalten und vor allem die Stabilität des Greifvorgangs zu bewerten, werden vier Zustände unterschieden:

- **Stabil gegriffen** - Das Bauteil wird vom Greifer aufgenommen und schwebt positionstreu unter diesem.
- **Unruhig gegriffen** - Das Bauteil schwebt berührungslos unter dem Greifer neigt aber zur Rotation um seine Hochachse bzw. zu Bewegungen senkrecht zur Hochachse.

- **Instabil gegriffen** - Das Bauteil wird gegriffen und schwebt. Der unruhige Zustand verstärkt sich jedoch zunehmend, bis das Bauteil vom Greifer abfällt.
- **Nicht gegriffen** - Betriebszustände in denen das Bauteil nicht gegriffen werden kann.

Den im Rahmen der experimentellen Voruntersuchungen gewonnenen Erkenntnisgewinn nutzt SCHILP (2007) anschließend als Grundlage zur Realisierung dreier Anwendungsbeispiele und bewertet diese mit Hilfe des Gütekriteriums. Anhand eines Luftmassensensors kann die Funktion eines stabilen und beschädigungsfreien Greifprozess in Dauertests nachgewiesen werden. Aufgrund des geringen Bauteilgewichts und der hohen Selbstzentrierungskräfte konnten Beschleunigungsfahrten von bis zu $5g$ sicher beherrscht werden. Ebenso werden erste Untersuchungen und Strategien zum Aufnehmen und Ablegen des Bauteils vorgestellt. Des Weiteren können beschichtete Linsen, trotz einer ungünstigen Kantenform, berührungslos gegriffen werden, wobei in Folge der höheren Bauteilmasse keine großen Beschleunigungen mehr möglich sind. In einem dritten Szenario wird die grundsätzliche Möglichkeit der Schallumleitung mit einem Biegebalken und eines damit berührungslos gegriffenen Krallenteils untersucht.

Aufgrund dieser Ergebnisse zieht SCHILP (2007) die Schlußfolgerung, dass die kombinierte Ultraschall-Vakuum-Greiftechnik für ein Bauteilspektrum mit Kantenlängen von $0,2\text{ mm}$ bis hin zu mehreren Dezimetern einsetzbar ist. Eine prinzipielle Eignung dieser Technologie für Mikromontageprozesse ist somit gegeben.

3 Forschungs- und Entwicklungsbedarf

3.1 Funktions- und Prozessanalyse berührungsloser Ultraschallhandhabungssysteme

Bevor in diesem Kapitel der Forschungs- und Entwicklungsbedarf sowie die Zielsetzung der Arbeit abgeleitet werden, erscheint es an dieser Stelle hilfreich, dem Leser ein umfangreicheres Verständnis über den Aufbau und die Funktion berührungsloser Ultraschallhandhabungssysteme zu verschaffen. Hierfür wird in einem ersten Schritt die grundlegende Funktionsweise der Technologie anhand eines, an die Regelungstechnik angelehnten, Signalflussplans erläutert. In einem zweiten Schritt erfolgt die Abgrenzung des betrachteten Systems hinsichtlich der vor- und nachgelagerten Prozessschritte in der Mikromontage zur Identifikation der Prozessschnittstellen.

Wie aus dem Stand der Technik bereits hervorgeht (Abbildung 2.6), kann durch eine Überlagerung der abstoßenden Kraft der Squeeze-Film-Levitation (SFL) mit anziehenden Unterdruckkräften ein berührungsloser Schwebezustand hergestellt werden. Im Zentrum des Systems befindet sich ein elektromechanischer Ultraschallgenerator (USG) zur Erzeugung der abstoßenden Ultraschallkraft (Abbildung 3.1). Dieser wird durch eine Frequenzregelung in seinem optimalen Betriebszustand, idealerweise mit konstanter Ultraschallamplitude entsprechend der vorgegebenen Leistung, betrieben. Über einen Unterdruckspeicher und die Unterdruckkanäle wird die der SFL entgegengerichtete Kraft auf das Bauteil erzeugt. Bei geschickter Wahl der beiden Stellgrößen Ultraschallamplitude und Unterdruck lässt sich entsprechend des Übertragungsverhaltens des Luftspalts ein definierter Abstand zwischen Greiffläche und Bauteil einstellen. Weitere gleichgewichts- und stabilitätsbestimmende Größen sind die Anzahl, die Anordnung, die Lage sowie die Größe der Unterdruckkanäle. Darüber hinaus wirkt sich eine präzise Regelung des Unterdruckniveaus positiv auf das Systemverhalten aus.

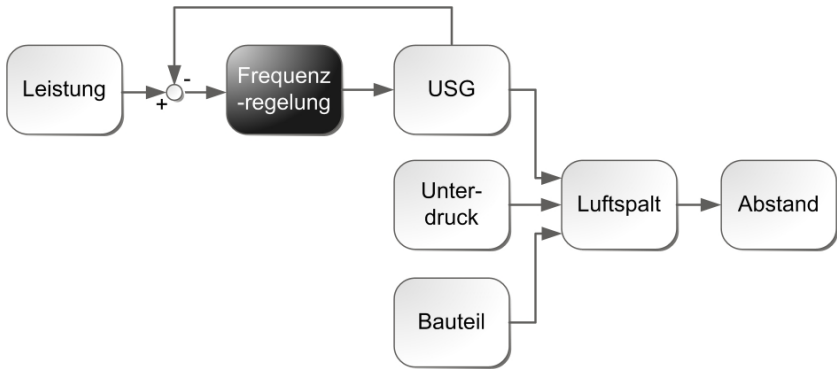


Abbildung 3.1: Prinzipieller Aufbau und Funktionsweise eines berührungslosen Ultraschall-Vakuum-Greifsystems bzw. Ultraschall-Vakuum-Greifprozesses.

Die prozesstechnischen Grenzen eines berührungslosen Greifprozesses befinden sich an den vorhergehenden und nachfolgenden Prozessschritten des Montageprozesses. Entsprechend der Aufteilung von GRUTZECK (2000) sind im Rahmen dieser Arbeit deshalb die drei Hauptphasen des Greifprozesses, das Aufnehmen, das Halten und das Ablegen von Interesse (Abbildung 3.2). Beim Aufnehmen wird eine geordnete Bereitstellung der Bauteile auf einem Gel-Pak oder in einem Waffle-Pack, also einem waffelförmigen Formnest für flache Bauteile, angenommen. Dementsprechend weisen die zu greifenden Objekte bereits eine vordefinierte Position und Orientierung in einem Bezugskoordinatensystem auf und werden mit nur geringen Abweichungen bereitgestellt. Während des Halte- bzw. Transportvorgangs ist eine definierte Position des Greifobjekts relativ zur Greiffläche von Bedeutung. Der letzte Prozessschritt, das Ablegen, beinhaltet das Lösen des Bauteils vom Greifer sowie die Positionierung auf einem Substrat. Auf diesem können sich dünne, ebene Klebeschichten bzw. Schichten mit hoher Reibung bzw. aber auch Klebstofftropfen befinden.

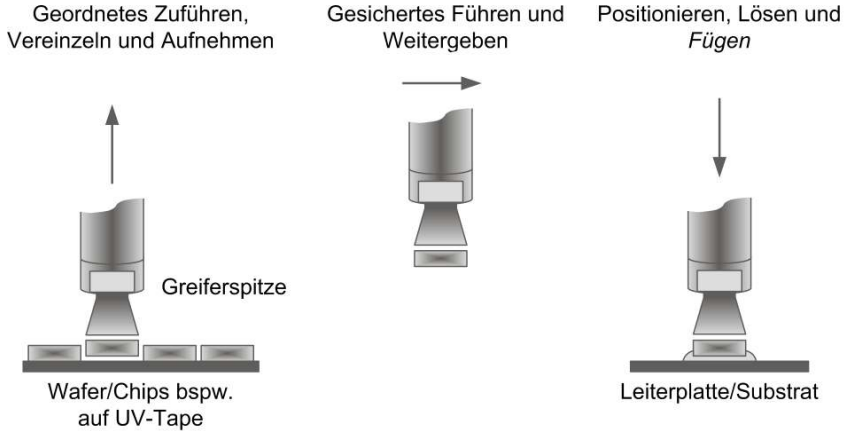


Abbildung 3.2: Abgrenzung des betrachteten Prozessfensters an den vorhergehenden und nachfolgenden Prozessschritten der geordneten Bauteilbereitstellung und des Fügens.

3.2 Defizite bekannter Ansätze aus dem Stand der Technik

Für die Identifikation des Forschungs- und Entwicklungsbedarfs werden die Defizite der im Stand der Technik vorgestellten Ansätze in der Mikromontage sowie in der berührungslosen Handhabung nochmals zusammengefasst.

In der Mikromontage existieren bisher keine adäquaten Lösungen für einen durchgehenden Mikromontageprozess von der Bauteilzuführung und -bereitstellung über eine schonende Handhabung bis hin zu einheitlichen Fügeprozessen. Darüber hinaus ist sowohl in der MST als auch in der Oberflächenmontagetechnik ein zunehmender Anteil an empfindlichen Bauteilen, bspw. an unterseitenstrukturierten Flip-Chip-Bauelementen, und eine damit einhergehende Verschärfung der Handhabungsproblematik zu beobachten. Eine schonende Verarbeitung sensibler Bauteile in der automatisierten Mikromontage wird mit den weit verbreiteten taktilen, mechanischen und taktilen, fluidischen Greifprinzipien deshalb zunehmend erschwert. Dies liegt insbesondere an der hohen Beschädigungs- und Kontaminationsgefahr durch Partikelabrieb und -verschleppung in Folge des mechanischen Kontakts zwi-

schen mechanischen Backen- oder Sauggreifern und dem Greifobjekt. Es besteht deshalb nach wie vor immenser Forschungs- und Entwicklungsbedarf in der Handhabungstechnik für miniaturisierte Bauteile. Im Rahmen von Technologieroadmaps wird folglich die Substitution der bestehenden Greiftechnologien durch adaptierte, intelligente Lösungen, insbesondere durch berührungslose Verfahren zur Bauteilmanipulation, gefordert (ALMANSA ET AL. 2006).

Bei schonenden berührungslosen Greiftechnologien werden in der Literatur nur luftlagerbasierte Verfahren als geeignete technische und wirtschaftliche Alternativen zu den taktilen Greifprinzipien gesehen. Hier besticht insbesondere das Ultraschall-Luftlager durch hohes technologisches Potential, sowohl in der Mikro- als auch in der Makrohandhabungstechnik. Die Hürden für eine weitere produktionstechnische Verbreitung der Systeme in der Mikromontage bestehen jedoch hauptsächlich im noch relativ geringen Reifegrad dieser neuartigen Technologie im Bereich der Handhabung kleiner Bauteile. Deren prinzipielle Funktionsweise wurde anhand erster Funktionsmuster erfolgreich demonstriert. Aufgrund der hohen Systemkomplexität durch elektrische, mechanische und fluidmechanische Teilprozesse liegen die technologischen Defizite aber noch vorwiegend im Bereich des Prozessverständnisses, der Systemauslegung sowie der handhabungstechnischen Möglichkeiten von kleineren Bauteilgeometrien. So ist eine empirische bzw. numerische Berechnung der betrachteten Zusammenhänge sowie die Ableitung von Gesetzmäßigkeiten noch nicht möglich. Dies betrifft sowohl die rechnerische Bestimmung des abstoßenden Effekts der SFL als auch die systematische Studie der anziehenden Kräfte in Abhängigkeit der maßgeblichen Parameter Unterdruck, Spalthöhe, Lage, Anordnung und Größe der Saugöffnungen. Fluidmechanisch naheliegende, nichtlineare Überlagerungsphänomene aus SFL und Unterdruckströmung werden ebenfalls nicht genauer untersucht. Gleiches gilt für die modellbasierte, elektromechanische Auslegung der schwingenden Strukturen und die Berechnung der Betriebszustände. Zudem fehlt es an systemintegrierten Prozessüberwachungsmöglichkeiten während des Aufnehmens, des berührungslosen Halte- und Transportzustands und des Ablegens der Handhabungsobjekte auf einem Substrat. Eindeutigen Prozessschritten und -zuständen zuordenbare Messgrößen sind nicht bekannt.

Abschließend kann insofern festgehalten werden, dass es allgemeinhin noch an Werkzeugen, präziseren Modellen und Vorgehensweisen zur Systemauslegung sowie zur Identifikation der Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen

und -prozessen mangelt. Der Aufwand zur Anpassung eines berührungslosen Ultraschall-Greifsystems auf neue Aufgabenstellungen und zur Prozessintegration in halb- und vollautomatische Mikromontagesysteme ist noch immens und unterliegt keinesfalls einem systematischen Entwicklungsschema.

3.3 Zielsetzung

Die Analyse des Stands der Technik und der daraus hervorgehenden Defizite zeigt, dass für die weitere Verbreitung der ultraschallbasierten, berührungslosen Handhabungstechnik in der Mikromontage noch grundlegende Arbeiten in den Bereichen der Elektro- und Strömungsmechanik sowie der Struktur-Fluid-Wechselwirkungen erforderlich sind. Um das Einsatzgebiet der Ultraschall-Vakuum-Greiftechnik zu erweitern, soll im Rahmen dieser Arbeit des Weiteren ein methodisches Vorgehensmodell entworfen werden, welches für eine gegebene Handhabungsaufgabe eine systematische Auslegung der mechanischen und strömungsmechanischen Teilprozesse mit dem Ziel eines stabilen Greifzustands vorgibt. Die Methodik soll einen effizienten Auslegungsprozess im Sinne der Adaption der Technologie an unterschiedlichste Bauteilgrößen sicherstellen und die prozesstechnische Systemintegration für das Aufnehmen, den Haltezustand und das Ablegen in teil- und vollautomatischen Mikromontageanlagen vorbereiten und erleichtern.

Entsprechend den identifizierten Defiziten, betrifft dies im Detail Prozessmodelle sowie Auslegungswerkzeuge

- für die Vorhersage der Charakteristik der SFL und der Kraft,
- für die elektromechanische Auslegung der Ultraschallgreifer
- und für die Greifspitzen,
- für die Identifikation und Optimierung der vertikalen
- sowie der horizontalen Gleichgewichtslage
- und für das Prozessverhalten während der drei betrachteten Greifphasen.

4 Strömungsmechanische Grundlagen der Squeeze-Film-Levitation

4.1 Allgemeines

Entsprechend der Zielsetzung werden im folgenden Kapitel die strömungsmechanischen Grundlagen und Eigenschaften der Squeeze-Film-Levitation (SFL) betrachtet. Es wird ein einfacher Versuchsstand aufgebaut mit dem die grundlegenden Eigenschaften der SFL mittels Druckmessungen im Spalt und anhand des Traglastverhaltens untersucht werden können. Darauf aufbauend wird, ausgehend von den strömungsmechanischen Grundlagen, der Stand der Forschung in der Modellbildung für die SFL erarbeitet und dieser durch unterschiedlich detaillierte Modellvorstellungen erweitert. Diese werden anschließend dazu verwendet, das Strömungsverhalten in hochfrequent angeregten Spaltströmungen zu simulieren. Die Ergebnisse der Berechnungen werden mit den experimentell ermittelten Daten verglichen und die Modellansätze werden auf ihre Richtigkeit hin überprüft und eingeordnet. Einerseits werden daran anschließend anhand von Parameterstudien verallgemeinernde Schlussfolgerungen gezogen und diskutiert. Andererseits bilden diese Modelle die Basis zur Vorhersage der Charakteristik der SFL und der daraus resultierenden Kraft zur systematischen Auslegung eines stabilen Kräftegleichgewichts und Greifverhaltens in Kapitel 6. Dort werden die Berechnungsmodelle auf einen konkreten Anwendungsfall übertragen und es wird gezeigt, wie diese unterstützend bei der Abschätzung und Auslegung eines zu realisierenden, berührungslosen Greifprozesses eingesetzt werden können.

4.2 Experimentelle Untersuchung der Squeeze-Film-Levitation

4.2.1 Versuchsaufbauten zur messtechnischen Erfassung des Druckprofils und des Traglastverhaltens

Alle in der internationalen Fachliteratur recherchierten Veröffentlichungen (WIESENDANGER 2001; HÖPPNER 2002; MINIKES ET AL. 2003) zum Thema SFL fokussieren sich ausnahmslos auf Erklärungs- und Berechnungsmodelle für die Druck- und die daraus resultierende Traglastcharakteristik. Die Gründe hierfür sind naheliegend und eindeutig in der relativ einfachen experimentellen Verifikation des Traglastverhaltens zu suchen. Allerdings lässt diese Vorgehensweise nur einen indirekten Rückschluss auf die Güte der Simulationsmodelle zu. Diese erlauben eine numerische Berechnung des Druckprofils im Luftspalt als Funktion der Zeit und des Ortes. Jedoch existieren bisher keinerlei Ansätze die Druckverteilung im Spalt zwischen Ultraschallwandler und Bauteil messtechnisch zu erfassen und diese mit den Berechnungen zu vergleichen. Dies liegt daran, da sich im Gegensatz zur einfachen Bestimmung des Traglastverhaltens die Messung der Druckverteilung im Luftspalt als Funktion der Zeit und des Ortes als sehr komplex und aufwändig erweist. Damit beruhen alle bisherigen Folgerungen auf einer Vermutung, dass die berechneten Druckprofile die Realität hinreichend nahe kommen.

Im Rahmen dieser Arbeit soll das Vertrauen in diese Annahme nicht weiter strapaziert werden. Vielmehr wird ein Verfahren vorgeschlagen, das eine messtechnische Bestimmung der Druckcharakteristik in einem radialsymmetrischen Luftspalt und einen Vergleich mit den modellbasierten Ergebnissen zulässt. Das Prinzip des Messverfahrens ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Um den transienten Druckverlauf an diskreten Positionen im Spalt messen zu können, wurden beim Entwurf des Messverfahren folgende Punkte berücksichtigt:

- Mit einem piezoelektrischen Drucksensor wurde ein prinzipbedingt schnell ansprechendes Messprinzip gewählt, um die erwarteten Druckschwingungen im Ultraschallbereich auflösen zu können. Ein Nachteil dieses Messprinzips ist allerdings, dass mit diesem nur der dynamische Wechseldruck gemessen werden kann. Der statische Gleichanteil kann nicht erfasst werden.

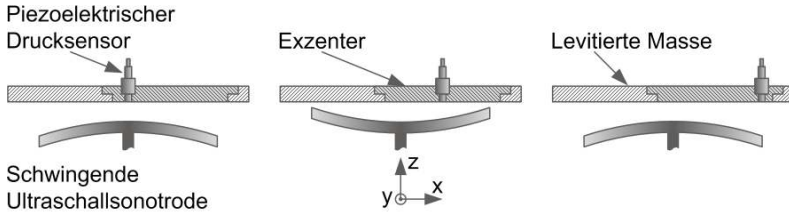


Abbildung 4.1: Prinzip des Messverfahrens zur Bestimmung der Druckverteilung im Spalt zwischen Ultraschallsonotrode und levitierter Masse.

- Aufgrund der geringen Höhe und der relativ großen lateralen Abmessungen ist der Luftspalt schwer zugänglich. Zur Lösung dieses Problems wurde eine Fassung entworfen, in die der Drucksensor von oben in den Spalt eingeschraubt werden kann. Ein Anschlag stellt dabei einen ebenen Abschluss des Sensors mit der Unterseite des Exzenters bzw. der levitierten Masse sicher.
- Des Weiteren kann die Fassung mit dem Drucksensor durch eine exzentrische Lagerung in der levitierten Masse in radialer Position zwischen dem Spaltzentrum und dem Randbereich kontinuierlich verschoben werden.
- Zur Rekonstruktion der Phasenlagen des zeitlichen und örtlichen Verlaufs der Druckschwingungen kann der Sensor auf ein Referenzsignal, bspw. auf die Messspannung eines Beschleunigungssensors, getriggert werden.
- Der Einfluss einer ungleichmäßigen Gewichtsverteilung durch die radiale Verschiebung des Drucksensors entlang der x-Koordinate in Abbildung 4.1 wird aufgrund der geringen Masse des Sensors im Vergleich zur levitierten Masse vernachlässigt.

Das in Abbildung 4.1 definierte, kartesische Koordinatensystem gilt im Weiteren für alle Ausführungen. Im Fall einer Transformation von einem kartesischen Koordinatensystem $([x, y, z]^T)$ in Zylinderkoordinaten $([r, \varphi, z]^T)$ geht die Koordinate x in die Koordinate r über. Die Koordinate z bleibt unverändert und die Azimutalkoordinate φ kann aufgrund der Radialsymmetrie vernachlässigt werden.

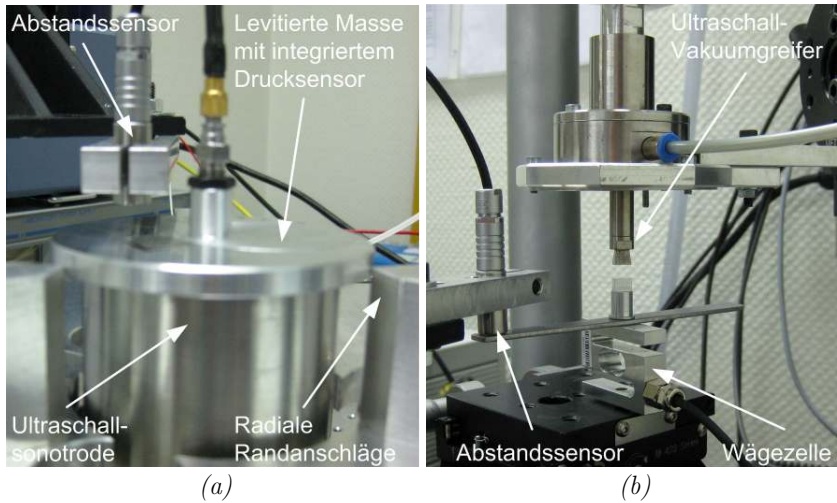


Abbildung 4.2: Versuchsaufbauten zur experimentellen Bestimmung der Druckverteilung im Luftspalt und des Traglastverhaltens der SFL.

Die Bestimmung der Druckprofile mit Hilfe des beschriebenen Messprinzips sowie die Bestimmung des Traglastverhaltens erfolgt anhand einer exemplarischen Ultraschallsonotrode (Abbildung 4.2a). Diese entspricht einem Kolbenschwinger mit einem Durchmesser $d = 30\text{ mm}$ und einer Resonanzfrequenz bei $f = 18,9\text{ kHz}$. Des Weiteren ist dort die levitierte Masse mit dem in der exzentrischen Lagerung integrierten Drucksensor zu sehen. Der kapazitive Abstandssensor dient zur Überwachung der Spalthöhe sowie zur Ermittlung des Traglastverhaltens. Hierfür wird die in Abbildung 4.2a dargestellte Masse durch Scheiben unterschiedlicher Gewichte ausgetauscht und die Spalthöhe mit dem Abstandssensor als Funktion der Ultraschallamplitude δ_h gemessen. Weitere grundlegende Untersuchungen zur Charakterisierung des Übertragungsverhaltens der SFL folgen in Kapitel 6 anhand des in Abbildung 4.2b dargestellten Versuchsaufbaus.

4.2.2 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen der SFL

Die Messungen der Druckverteilung wurde für zwei levitierte Massen ($m_1 = 72\text{ g}$ und $m_2 = 556\text{ g}$) entsprechend Abbildung 4.1 durchgeführt. Hierfür wurde zuerst der Zusammenhang zwischen der Ultraschallamplitude δ_h und dem resultierenden Abstand h_0 ermittelt. Die entsprechenden Zusammenhänge sind für die Sonotrode und die beiden Massen in Abbildung 4.3 dargestellt.

Für die im Luftspalt zwischen Schallwandler und Werkstück auftretenden Druckverhältnisse werden im Weiteren zwei dimensionslose Kenngrößen mit angegeben. Dies ist die Squeeze-Zahl σ_S die neben den physikalischen Eigenschaften der Dichte ρ_0 und der Viskosität η_0 bei Umgebungsbedingungen auch die mittlere Spalthöhe h_0 und die Frequenz $\omega_0 = 1/t_0$ beinhaltet. Außerdem wird das charakteristische Verhältnis ϵ der Anregungsamplitude δ_h zur mittleren Spalthöhe h_0 mit angegeben. Mit Hilfe dieser beiden Kennzahlen wird später, nach der Verifizierung der Simulationsmodelle, eine systematische Beschreibung und Einordnung der Druck- und Strömungsverhältnisse möglich sein. Diese sind wie folgt definiert:

$$\sigma_S = \frac{\rho_0 h_0^2}{\eta_0 t_0} \qquad \epsilon = \frac{\delta_h}{h_0}$$

Die experimentell ermittelte Druckverteilung wird in Abbildung 4.4 für die beiden Versuchsgewichte als Funktion der normierten Zeit T entlang der radialen Koordinate r dargestellt. Vergleicht man die gemessenen Druckprofile für die beiden levitierten Massen mit den in der Literatur beschriebenen und auf der Reynolds-Gleichung (Gl. 4.29) basierenden Ergebnissen von HÖPPNER (2002) und MINIKES ET AL. (2003), so lassen sich bereits an dieser Stelle deutlich erkennbare Abweichungen von den etablierten Berechnungsansätzen ausmachen. Im Gegensatz zu den relativ konstanten bzw. gleichmäßig nach außen auf den Umgebungsdruck abfallenden Druckprofilen auf Basis der Reynolds-Gleichung (vgl. dazu MINIKES ET AL. (2003), HÖPPNER (2002) oder Abbildung 4.7) sind in Abbildung 4.4 ausgeprägte Bereiche höheren und niedrigeren Drucks auszumachen. Anhand einer Animation der gemessenen Druckverteilungen im Zeitbereich ist eine mehr oder weniger stark ausgebildete Druckwelle zu erkennen, die sich von außen nach innen ins Zentrum des Luftspalts fortbewegt und dort zurückgeworfen wird. Wie im weiteren Verlauf dieser Arbeit gezeigt werden wird, ist deren Wellenlänge direkt von der Anregungsfrequenz abhängig. Darüber hinaus wird sich zeigen

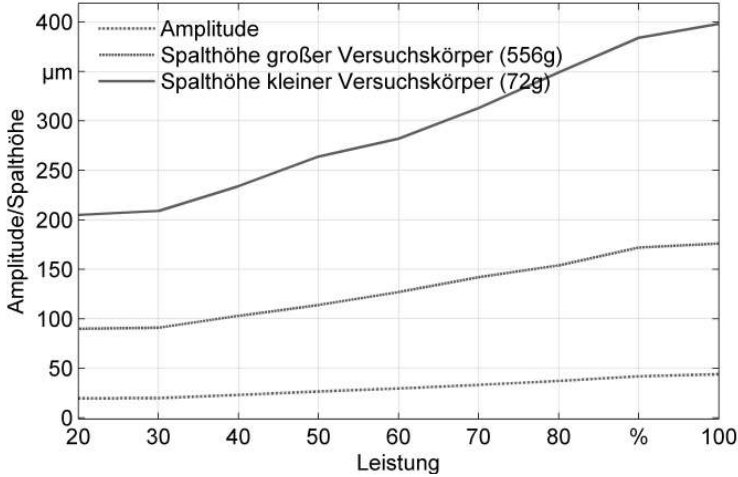


Abbildung 4.3: Ultraschallamplitude δ_h der Sonotrode und entsprechende Spalthöhe h_0 für die beiden levitierten Massen mit integriertem Drucksensor.

lassen, dass deren Ausprägung von der Kompression ϵ und der Squeeze-Zahl σ_S abhängig ist.

Die zweite und wesentlich einfacher zu bestimmende Größe zur Charakterisierung der Eigenschaften der SFL ist das Traglastverhalten. Dieses entspricht mathematisch dem zeitlichen Mittel und dem über die tragende Fläche integrierten Druck. Da der piezoelektrische Drucksensor den Druckgleichanteil prinzipbedingt jedoch nicht erfassen kann, wurde die Traglastkurve nicht durch Integration der Druckprofile aus Abbildung 4.4 ermittelt, sondern durch Auflegen unterschiedlicher Gewichte und dem anschließenden Messen der resultierenden Spalthöhe h_0 als Funktion der Leistung bzw. der Amplitude δ_h . In Abbildung 4.5 ist das Traglastprofil für die betrachtete Sonotrode dargestellt. Die dreidimensionale Darstellung zeigt die resultierende Ultraschallkraft F_{US} als Funktion des mittleren Abstands h_0 und der Anregungsamplitude δ_h . Unterhalb einer Spalthöhe $h_0 < 200 \mu\text{m}$ ist deutlich der für die SFL charakteristische, stark nichtlineare Anstieg der Kraft mit zunehmender Amplitude δ_h und abnehmendem Abstand h_0 zu erkennen.

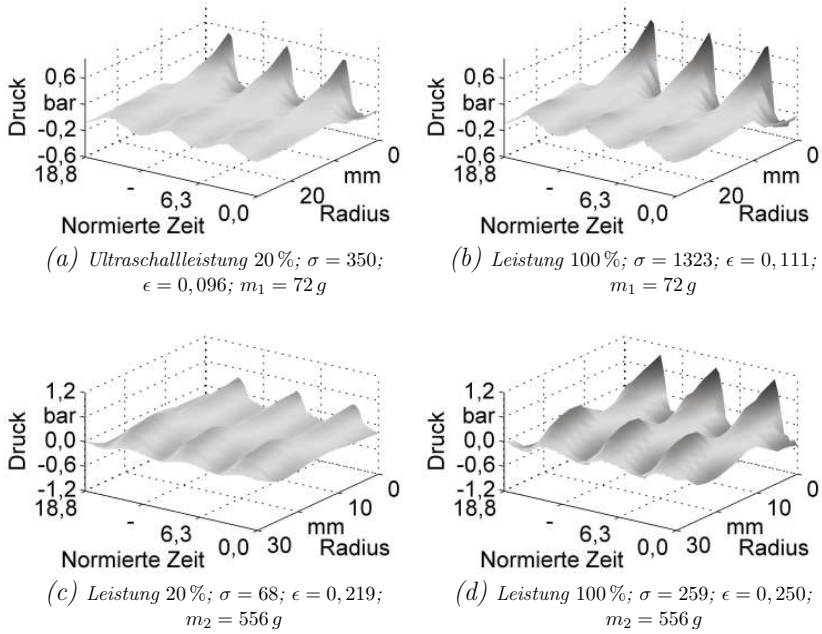


Abbildung 4.4: Gemessene Druckprofile als Funktion der Ultraschalleistung, der normierten Zeit und der radialen Position für Versuchsmassen von $m_1 = 72 \text{ g}$ und $m_2 = 556 \text{ g}$ (Kolbenschwinger $18,9 \text{ kHz}$).

Zusammenfassend können deshalb bereits anhand dieser Messergebnisse Defizite der Reynolds-Gleichung identifiziert werden. Um für die SFL mit Hilfe einer numerischen Simulationsumgebung systematische Untersuchungen und Parameterstudien der Druckcharakteristik und der Einflussgrößen machen zu können, sind also für diese präzisere Beschreibungsmodelle erforderlich, welche in der Lage sind, die hier gemessenen Eigenschaften abzubilden und zu bestätigen.

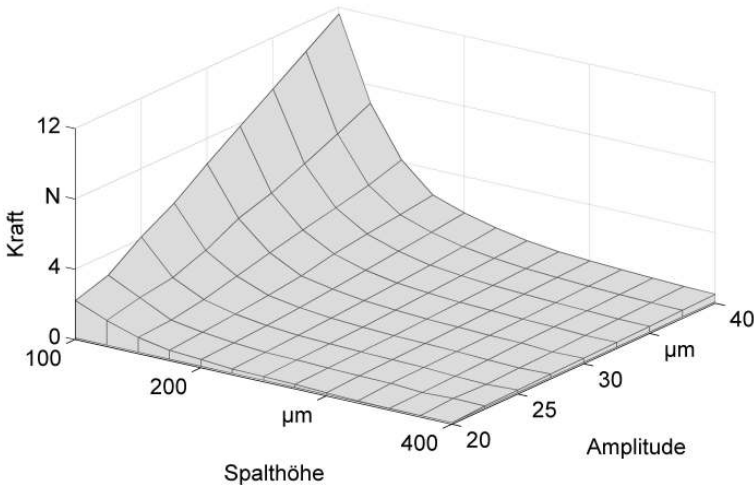


Abbildung 4.5: Gemessenes Traglastverhalten der Sonotrode als Funktion der Spalthöhe h_0 und der Anregungsamplitude δ_h .

4.3 Fundamentale Gleichungen reibungsbhafteter, kompressibler Strömungen

In den folgenden Abschnitten werden nun die physikalischen Erklärungs- und Berechnungsmodelle für die SFL erarbeitet. Aus anwendungstechnischer Sicht ist dies notwendig, um die auf die Bauteile wirkenden Kräfte in der Nähe der hochfrequent schwingenden Flächen abschätzen zu können. Gemäß der Zielsetzung werden modellbasierte Auslegungswerkzeuge benötigt, die bereits im frühen Entwicklungsstadium eine Berechnung der Übertragungscharakteristik der SFL sowie der Kräfte erlauben. Dies setzt ein grundlegendes Verständnis der physikalischen Größen und Eigenschaften aus dem Bereich der Strömungsmechanik voraus. Aus diesem Grund werden in Abschnitt 4.3 die fluidmechanischen Fundamentalgleichungen als Basis für die spezifischen Modellbeschreibungen für die Charakteristik der SFL in Abschnitt 4.4 erläutert.

Die strömungsmechanischen Grundgleichungen reibungsbehafteter, kompressibler Strömungen und deren Thermo-Fluid-Dynamik ist Gegenstand zahlrei-

cher Standardwerke (TRITTON 1988; CONSTANTINESCU 1995; TRUCKENBRODT 1996; SPURK 2004). Im Folgenden wird deshalb auf eine ausführliche Herleitung dieser Gleichungsformen verzichtet. Statt dessen werden an dieser Stelle nur die notwendigen Voraussetzungen für das weitere Verständnis dieser Arbeit gelegt.

Der Zustand einer beliebigen reibungsbehafteten, kompressiblen Strömung innerhalb eines definierten Kontrollvolumens kann durch die Massen-, Impuls- und Energieerhaltung beschrieben werden. Massenerhaltung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \circ (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (4.1)$$

bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die Massenänderung des Kontrollvolumens pro Zeiteinheit dem über dessen Oberfläche ein- und austretenden Massenstrom gleichen muss. Hierin sind t die Zeit, ρ die Dichte des Fluids und $\mathbf{u} = [u \ v \ w]^T$ der Vektor der Geschwindigkeiten in den drei kartesischen Raumrichtungen x , y und z . Die Impulserhaltung

$$\rho \frac{d\mathbf{u}}{dt} + \nabla p - \eta \Delta \mathbf{u} - \left(\frac{1}{3}\eta + \eta'\right) \nabla (\nabla \circ \mathbf{u}) - \rho \mathbf{g} = 0 \quad (4.2)$$

impliziert, dass die zeitliche Änderung der Bewegungsgröße den am Fluid angreifenden Kräften gleichen muss. Hierzu gehören die externen Volumenkräfte sowie die spannungs- und druckinduzierten Oberflächenkräfte. Es sind p der Druck, η bzw. η' die Viskosität bzw. die Volumenviskosität sowie \mathbf{g} der Vektor der Erdbeschleunigung. Das erste Prinzip der Thermodynamik

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} - \frac{dp}{dt} - \nabla \circ (k \nabla T) - \phi = 0 \quad (4.3)$$

besagt des Weiteren, dass die ins System eingebrachte Wärme der totalen Energie der Strömung und der an der Umgebung verrichteten Druck- und Reibungsarbeit entsprechen muss (Energiegleichung (4.3)). Für die Temperatur wird die Variable T sowie für die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck die Variable c_p eingeführt. Der Term ϕ repräsentiert die Dissipationsfunktion der Reibungswärme.

Für die Reibungskräfte wird im Regelfall eine Verallgemeinerung des Newton'schen Schubspannungsansatzes, der die Normal- und die Tangentialspannungen mit dem Verformungszustands des Fluids verknüpft, angesetzt. Die Überlegungen hierzu beruhen auf unabhängigen Annahmen von NAVIER

(1823) und STOKES (1845) aus der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts. Aus diesem Grund werden die im Anschluss aufgeführten Gleichungen für die Massen-, Impuls- und Energieerhaltung auch als Navier-Stokes-Gleichungen bezeichnet. Das Gleichungssystem umfasst fünf Gleichungen für sechs zu bestimmenden Größen ($\mathbf{u} = [u, v, w]^T$, ρ , p , T). Um das Problem zu schließen, wird in der Regel die thermische Zustandsgleichung

$$pV = nRT \quad (4.4)$$

für ideale Gase mit hinzugezogen. Für ein inkompressibles Fluid ist die Dichte konstant ($\rho = \text{const.}$). Die Gleichungen (4.1) mit (4.3) lassen sich somit zu

$$\nabla \circ \mathbf{u} = 0 \quad (4.5)$$

$$\rho \frac{d\mathbf{u}}{dt} + \nabla p - \eta \Delta \mathbf{u} - \rho \mathbf{g} = 0 \quad (4.6)$$

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} - \frac{dp}{dt} - \nabla \circ (k \nabla T) - \phi = 0 \quad (4.7)$$

vereinfachen. Für die weiteren Überlegungen wird eine dimensionslose Darstellungsform der Grundgleichungen eingeführt. Dabei werden für die Normierung der Gleichungen folgende Definitionen gewählt:

$$\begin{aligned} x &= x_0 \tilde{x} & y &= y_0 \tilde{y} & z &= z_0 \tilde{z} & u &= u_0 \tilde{u} \\ v &= v_0 \tilde{v} & w &= w_0 \tilde{w} & \rho &= \rho_0 \tilde{\rho} & \eta &= \eta_0 \tilde{\eta} \\ p &= p_0 \tilde{p} & t &= t_0 \tilde{t} & T &= T_0 \tilde{T} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Alle Variablen mit dem Index $[\]_0$ beschreiben hierbei eine für die jeweilige Problemstellung charakteristische Referenz- bzw. Normierungsgröße. Die auf die Referenzgröße normierte, dimensionslose Variable wird mit $[\]$ gekennzeichnet. Durch diese Entdimensionierung ergeben sich folgende dimensionslose Kennzahlen in den Navier-Stokes-Gleichungen:

$$\begin{aligned} \widetilde{Re}_x &= \frac{\rho_0 u_0 z_0^2}{\eta_0 x_0} & \widetilde{Re}_y &= \frac{\rho_0 v_0 z_0^2}{\eta_0 y_0} & \widetilde{Re}_z &= \frac{\rho_0 w_0 z_0}{\eta_0} & \sigma_S &= \frac{\rho_0 z_0^2}{\eta_0 t_0} \\ Sh_z &= \frac{z_0}{w_0 t_0} & Pr &= \frac{\eta c_p}{k} & Ec_z &= \frac{w_0^2}{c_p T_0} & Eu_z &= \frac{p_0}{\rho_0 w_0^2} \end{aligned} \quad (4.9)$$

Mit \widetilde{Re}_x , \widetilde{Re}_y und \widetilde{Re}_z werden die modifizierten, auf das charakteristische Verhältnis z_0/x_0 bezogenen Reynoldszahlen eingeführt. Bekanntermaßen beschreibt die Reynoldszahl das Verhältnis zwischen Impuls- und Reibungskräften in einer Strömung. σ_S bezeichnet die für die SFL charakteristische Squeeze-Zahl, Sh_z die Strouhalzahl, Pr die Prandtlzahl, Ec die Eckertzahl sowie Eu die Eulerzahl.

Aus Gründen der Kompaktheit werden nicht alle Grundgleichungen in ihrer normierten Schreibweise angegeben sondern es wird auf diese in Anhang B.1.2 verwiesen. Beispielhaft werden hier deshalb nur die entdimensionierte Form der Massenerhaltung

$$\begin{aligned} \sigma_S \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{u} \widetilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{v} \widetilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{w} \widetilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{z}} \\ \tilde{\rho} \widetilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{\rho} \widetilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} \widetilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} = 0 \end{aligned} \quad (4.10)$$

sowie die entdimensionierte Impulserhaltung in x-Richtung

$$\begin{aligned} \sigma_S \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{t}} + \widetilde{Re}_x \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \widetilde{Re}_y \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + \widetilde{Re}_z \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \\ - \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left[2\tilde{\eta} \frac{z_0^2}{x_0^2} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3}\tilde{\eta} \right) \left(\frac{z_0^2}{x_0^2} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \frac{v_0}{u_0} \frac{z_0^2}{x_0 y_0} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \frac{w_0}{u_0} \frac{z_0^2}{x_0 z_0} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] \\ - \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{z_0^2}{y_0^2} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + \frac{v_0}{u_0} \frac{z_0^2}{x_0 y_0} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{w_0}{u_0} \frac{z_0^2}{x_0 z_0} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{x}} + \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] \\ - \frac{\rho_0 z_0^2}{\eta_0 u_0} f_0 \tilde{\rho} \tilde{f}_x + \frac{z_0^2}{\eta_0 u_0 x_0} p_0 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} = 0 \end{aligned} \quad (4.11)$$

angegeben.

4.4 Modellvorstellungen für die Charakteristik der Squeeze-Film-Levitation

4.4.1 Akustische Modelle

HASHIMOTO ET AL. (2000) begründet die Levitationseffekte oberhalb einer hochfrequent schwingenden, schallabstrahlenden Fläche mit einem Ansatz aus der linearen Akustik. Hierzu verwendet HASHIMOTO (1997) zunächst eine aus der Fachliteratur bekannte Formulierung für die Druckverteilung eines Kolbenschwingers im Nahfeld. Die Integration der Druckverteilung über die Werkstückoberfläche führt dann nach Ansicht des Autors zur bauteilanhebenden Levitationskraft. Der linear akustische Ansatz wird auch in den folgenden Arbeiten des Autors, vgl. bspw. HASHIMOTO (1998), vertreten.

Nach HÖPPNER (2002) ist dieser Ansatz jedoch nicht haltbar. Dies ist leicht nachzuvollziehen, da die Berechnungen nach HASHIMOTO (1997) von einer ungehinderten Abstrahlung der Schallwellen in den halbbunendlichen Raum ausgehen. Dies wird jedoch durch das nah oberhalb der schwingenden Oberfläche schwebende Bauteil verhindert. Es kann also gar nicht zur Ausbildung der von HASHIMOTO (1997) angenommenen Druckverteilung kommen. Die Begriffsdefinition *Nahfeldlevitation* nach HASHIMOTO (1997) ist deshalb nach HÖPPNER (2002) irreführend. Aufgrund dessen werden im Weiteren auf der Thermodynamik und der Fluidmechanik basierende Erklärungsansätze vorgestellt.

4.4.2 Ein einfaches thermodynamisches Modell für die Squeeze-Film-Levitation

Das einfachste thermodynamische Erklärungsmodell für die SFL basiert auf der Annahme einer einfachen Kolbenschwingung der Amplitude δ_h in einem Zylinder mit einer mittleren Spalthöhe h_0 (HAW ET AL. 2002). Geht man davon aus, dass aufgrund der hochfrequenten Kolbenschwingungen nicht genügend Zeit für einen Wärmeaustausch mit der Umgebung zur Verfügung steht, so liegt bei zusätzlicher Vernachlässigung reibungsbedingter Effekte eine adiabat-reversible bzw. isentrope Zustandsänderung vor (Abbildung 4.6). Für deren thermodynamische Zustandsänderung gilt

$$p \cdot V^\kappa = p_0 \cdot V_0^\kappa = \textit{konstant}. \quad (4.12)$$

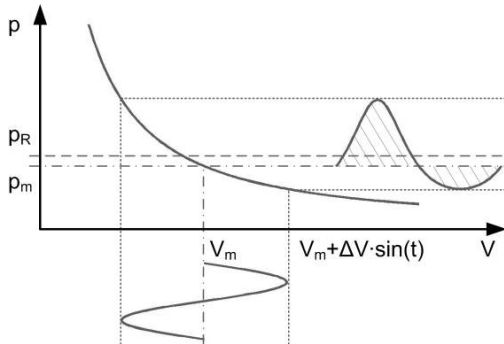


Abbildung 4.6: Vereinfachte Modellvorstellung für die Entstehung des Rayleighschen Schallstrahlungsdrucks anhand einer nichtlinearen, isentropen Zustandsänderung im p - V -Diagramm.

Betrachtet man den entsprechenden Zusammenhang zwischen einer sinusförmigen Volumen- und der Druckänderung im p - V -Diagramm, so entsteht aufgrund des nichtlinearen Verlaufs der Adiabaten eine Wellenverzerrung der Druckänderung

$$\begin{aligned}
 p &= p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V} \right)^\kappa = p_0 \cdot \left(\frac{h_0}{h_0 + \delta_h \cdot \cos(\omega \cdot t)} \right)^\kappa \\
 &= \frac{p_0}{(1 + \epsilon \cdot \cos(\omega \cdot t))^\kappa}
 \end{aligned} \tag{4.13}$$

Im zeitlichen Mittel resultiert eine Gleichkomponente

$$p_R = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{p_0}{(1 + \epsilon \cdot \cos(\omega \cdot t))^\kappa} dt \tag{4.14}$$

des Schalldrucks, der sogenannte Rayleighsche Schallstrahlungsdruck, die zu einem Schallwind führt (MILLNER 1987). Die hervorgerufene Kraft kann durch eine Integration über die Fläche A berechnet werden.

Da das System als geschlossen betrachtet wird, d.h. an den Randbereichen erfolgt kein Medienaustausch mit der Umgebung, unterbindet diese sehr rudimentäre Vereinfachung der SFL eine radiale Druckänderung im Spalt und eine Entlüftung zur Umgebung. In jüngerer Zeit berufen sich die in der Literatur zu findenden Ansätze (WIESENDANGER 2001; HÖPPNER 2002;

MINIKES ET AL. 2003) zur Berechnung der Druckcharakteristik deshalb auf die Reynolds-Gleichung.

4.4.3 Modellbasierte Abschätzung der Unterschiede zwischen der Schmierfilmtheorie und der Squeeze-Film-Levitation

Die Reynolds-Gleichung beruht auf der Annahme hochviskoser Flüssigkeiten bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten in der Schmierfilmtheorie (SFT). Für Schmieröllager betragen die charakteristischen Größenordnungen für die Viskosität $\eta = 10^{-1} Pa \cdot s$, für die Dichte $\rho = 10^3 kg/m^3$ und für die Strömungsgeschwindigkeiten $u_0 = 10^1 m/s$ (CONSTANTINESCU 1995). Zur Abschätzung der Größenordnungen der Terme in den Navier-Stokes-Gleichungen werden für die SFT in Tabelle 4.1 beispielhaft die Werte für das Motoröl SAE30 bei $21^\circ C$ angesetzt. Vergleicht man diese Werte mit den entsprechenden Werten für Luft bei $21^\circ C$, welche bei der SFL den *Schmierstoff* repräsentiert, so sind bereits daran erhebliche Unterschiede in den Größenordnungen auszumachen. Noch deutlicher werden die Unterschiede für die dimensionslosen Kennzahlen, bspw. für die Squeeze-Zahl σ_S und die Reynoldszahlen \tilde{Re}_x , \tilde{Re}_y und \tilde{Re}_z . Allein das spezifische Verhältnis ρ/η ist für Luft in etwa um das 25-fache höher als bei Schmierölen. Für die SFL bedeutet dies einen zunehmenden Einfluss der Trägheitskräfte im Vergleich zu den Reibungskräften in Folge der Scherung des Fluids. Die Reynoldszahlen steigen an. Verstärkt wird dies zusätzlich durch die bei der SFL zu erwartenden, höheren Strömungsgeschwindigkeiten in horizontaler Richtung. Diese werden durch die zyklische Kompression des Luftspalts und dem damit verbundenen hochfrequenten Wechsel zwischen ein- und ausströmenden Geschwindigkeitsfeldern hervorgerufen.

Des Weiteren tritt im Gegensatz zu dem bei der SFT ausgeprägten, ebenen Strömungszustand in der x-y-Ebene bei der SFL eine nicht zu vernachlässigende Geschwindigkeitskomponente in vertikaler z-Richtung durch die parallel zur Oberflächennormale der Ultraschallquelle gerichtete Kompressionsbewegung auf. Die Größenordnung dieser richtet sich nach Amplitude und Frequenz einer Ultraschallschwingung. Für eine erste Abschätzung wird für die SFL in Tabelle 4.1 eine Amplitude $\delta_h = 10 \cdot 10^{-6} m$ bei einer Frequenz $f = 30 kHz$ angenommen. Hieraus ergibt sich eine charakteristische Geschwindigkeit $w_0 \approx 1,8 m/s$. Aufgrund der äußerst geringen Spalthöhe sind deshalb immense Geschwindigkeitsgradienten $\partial w / \partial z$ zu erwarten.

4.4 Modellvorstellungen für die Charakteristik der Squeeze-Film-Levitation

Tabelle 4.1: Abschätzung der Unterschiede in der Größenordnung zwischen der Schmierfilmtheorie (SFT) und der Squeeze-Film-Levitation (SFL).

charakteristische Größe	Bezeichnung	SI-Einheit	Ordnung	
			SFT	SFL
Spaltabmessung x	x_0	$[m]$	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$
Spaltabmessung y	y_0	$[m]$	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-3}$
Spaltabmessung z	z_0	$[m]$	$1 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$
Geschwindigkeit ¹ x	u_0	$[m/s]$	$1 \cdot 10^1$	$3,43 \cdot 10^2$
Geschwindigkeit ¹ y	v_0	$[m/s]$	$1 \cdot 10^1$	$3,43 \cdot 10^2$
Geschwindigkeit ² z	w_0	$[m/s]$	$1 \cdot 10^{-1}$	$1,8 \cdot 10^0$
Druck	p_0	$[N/m^2]$	$1 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^5$
Dichte	ρ_0	$[kg/m^3]$	$8,85 \cdot 10^2$	$1,2 \cdot 10^0$
Viskosität	η_0	$[Nm/s]$	$3,27 \cdot 10^{-1}$	$1,72 \cdot 10^{-5}$
spez. Wärmekapazität	c_p	$[Nm/kgK]$	$1,87 \cdot 10^3$	$1,005 \cdot 10^3$
Wärmeleitfähigkeit	k	$[N/Ks]$	$1,31 \cdot 10^{-1}$	$2,62 \cdot 10^{-2}$
Temperatur	T_0	$[K]$	$2,91 \cdot 10^2$	$2,91 \cdot 10^2$
Frequenz	f	$[1/s]$	$1 \cdot 10^0$	$3 \cdot 10^4$
Amplitude	δ_h	$[m]$	0	$1 \cdot 10^{-5}$

Fortsetzung auf der nächsten Seite

¹SFT: siehe CONSTANTINESCU (1995); SFL: Schallgeschwindigkeit für Luft bei 21°C

²SFT: $w_0 = u_0 \cdot \frac{z_0}{x_0}$ (CONSTANTINESCU 1995); SFL: $w_0 = \omega \cdot \delta_h = 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \delta_h$

Fortsetzung Tabelle 4.1

charakteristische Größe	Bezeichnung	SI-Einheit	Ordnung	
			SFT	SFL
Zeitskala	t_0	[s]	$1,59 \cdot 10^{-1}$	$5,31 \cdot 10^{-6}$
	$\frac{z_0^2}{x_0^2}$	[-]	$1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$
	$\frac{z_0^2}{y_0^2}$	[-]	$1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$
	$\frac{u_0}{w_0} \cdot \frac{z_0}{x_0}$	[-]	$1 \cdot 10^0$	$1,82 \cdot 10^0$
	$\frac{v_0}{w_0} \cdot \frac{z_0}{y_0}$	[-]	$1 \cdot 10^0$	$1,82 \cdot 10^0$
	$\frac{u_0}{w_0} \cdot \frac{x_0 y_0}{z_0^2}$	[-]	$1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$
	$\frac{u_0}{w_0} \cdot \frac{x_0 z_0}{z_0^2}$	[-]	$1 \cdot 10^{-4}$	$5,49 \cdot 10^{-5}$
	$\frac{u_0}{w_0} \cdot \frac{x_0 y_0}{z_0^2}$	[-]	$1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$
	$\frac{v_0}{w_0} \cdot \frac{x_0 y_0}{z_0^2}$	[-]	$1 \cdot 10^{-4}$	$5,49 \cdot 10^{-5}$
	$\frac{u_0}{w_0} \cdot \frac{y_0 z_0}{z_0^2}$	[-]	$1 \cdot 10^0$	$1,82 \cdot 10^0$
	$\frac{v_0}{w_0} \cdot \frac{x_0 z_0}{z_0^2}$	[-]	$1 \cdot 10^0$	$1,82 \cdot 10^0$
	$\frac{z_0^2}{\eta_0 u_0 x_0} \cdot p_0$	[-]	$3,06 \cdot 10^{-3}$	$1,70 \cdot 10^0$
	$\frac{z_0^2}{\eta_0 v_0 y_0} \cdot p_0$	[-]	$3,06 \cdot 10^{-3}$	$1,70 \cdot 10^0$
	$\frac{z_0^2}{\eta_0 w_0 z_0} \cdot p_0$	[-]	$3,06 \cdot 10^1$	$3,09 \cdot 10^4$
Squeeze-Zahl	σ_S	[-]	$1,70 \cdot 10^{-6}$	$1,32 \cdot 10^0$

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Fortsetzung Tabelle 4.1

charakteristische Größe	Bezeichnung	SI-Einheit	Ordnung	
			SFT	SFL
Reynoldszahl x	\widetilde{Re}_x	[-]	$2,71 \cdot 10^{-3}$	$2,41 \cdot 10^0$
Reynoldszahl y	\widetilde{Re}_y	[-]	$2,71 \cdot 10^{-3}$	$2,41 \cdot 10^0$
Reynoldszahl z	\widetilde{Re}_z	[-]	$2,71 \cdot 10^{-3}$	$1,32 \cdot 10^0$
Strouhalzahl	Sh	[-]	$6,28 \cdot 10^{-4}$	1
Prandtlzahl	Pr	[-]	$4,67 \cdot 10^3$	$6,59 \cdot 10^{-1}$
Eckertzahl	Ec	[-]	$1,84 \cdot 10^{-8}$	$1,21 \cdot 10^{-5}$
Eulerzahl	Eu	[-]	$1,13 \cdot 10^4$	$2,342 \cdot 10^4$

Substituiert man in den Navier-Stokes-Gleichungen die Kennzahlen bzw. die charakteristischen Verhältnisse durch die entsprechenden Größenordnungen, so wird für die jeweilige Problemstellung der Unterschied zwischen den dominanten und untergeordneten Termen sichtbar. Beispielhaft ist dies im Folgenden anhand der Impulserhaltung in x-Richtung für die SFT und die SFL sowie in Anhang B.1.3 und B.1.4 für die Massen-, Impuls- sowie für die Energieerhaltung gezeigt. Man erhält

$$\begin{aligned}
& 10^{-6} \widetilde{\rho} \frac{\partial \widetilde{u}}{\partial t} + 10^{-3} \widetilde{\rho} \widetilde{u} \frac{\partial \widetilde{u}}{\partial \widetilde{x}} + 10^{-3} \widetilde{\rho} \widetilde{v} \frac{\partial \widetilde{u}}{\partial \widetilde{y}} + 10^{-3} \widetilde{\rho} \widetilde{w} \frac{\partial \widetilde{u}}{\partial \widetilde{z}} \\
& - \frac{\partial}{\partial \widetilde{x}} \left[2\widetilde{\eta} 10^{-4} \frac{\partial \widetilde{u}}{\partial \widetilde{x}} + \left(\widetilde{\eta}' - \frac{2}{3} \widetilde{\eta} \right) \left(10^{-4} \frac{\partial \widetilde{u}}{\partial \widetilde{x}} + 10^{-4} \frac{\partial \widetilde{v}}{\partial \widetilde{y}} + 10^{-4} \frac{\partial \widetilde{w}}{\partial \widetilde{z}} \right) \right] \\
& - \frac{\partial}{\partial \widetilde{y}} \left[\widetilde{\eta} \left(10^{-4} \frac{\partial \widetilde{u}}{\partial \widetilde{y}} + 10^{-4} \frac{\partial \widetilde{v}}{\partial \widetilde{x}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \widetilde{z}} \left[\widetilde{\eta} \left(10^{-4} \frac{\partial \widetilde{w}}{\partial \widetilde{x}} + \frac{\partial \widetilde{u}}{\partial \widetilde{z}} \right) \right] \\
& - 10^{-7} \widetilde{\rho} \widetilde{f}_x + 10^{-3} \frac{\partial \widetilde{p}}{\partial \widetilde{x}} = 0
\end{aligned} \tag{4.15}$$

für die SFT sowie

$$\begin{aligned}
 & 10^0 \bar{\rho} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial t} + 10^0 \bar{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + 10^0 \bar{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + 10^0 \bar{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \\
 & - \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left[2\tilde{\eta} 10^{-4} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3} \tilde{\eta} \right) \left(10^{-4} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + 10^{-4} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + 10^{-5} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] \\
 & - \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left[\tilde{\eta} \left(10^{-4} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + 10^{-4} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[\tilde{\eta} \left(10^{-5} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{x}} + \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] \\
 & - 10^{-7} \bar{\rho} \tilde{f}_x + 10^0 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} = 0
 \end{aligned} \tag{4.16}$$

für die SFL.

Vernachlässigt man, ausgenommen den im vorliegenden Problem zu bestimmenden Druck, in Gleichungen 4.15 und 4.16 alle Terme der Ordnung $O < 10^{-3}$ so folgt

$$- \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] + 10^{-3} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} = 0 \tag{4.17}$$

für die SFT und

$$\begin{aligned}
 & 10^0 \bar{\rho} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial t} + 10^0 \bar{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + 10^0 \bar{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + 10^0 \bar{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \\
 & - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] + 10^0 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} = 0
 \end{aligned} \tag{4.18}$$

für die SFL. Wie auch bereits anhand eines Vergleichs der Reynoldszahlen \tilde{Re}_x , \tilde{Re}_y , \tilde{Re}_z in Tabelle 4.1 zu erkennen ist, wird anhand der Gleichungen (4.17) und (4.18) deutlich ersichtlich, dass die Trägheitskräfte bei der SFL eine ungleich dominantere Rolle spielen und nicht vernachlässigt werden können. Sie können nicht mehr wie bei der SFT vernachlässigt werden, sondern besitzen einen erheblichen Einfluss auf die Strömungs- und Druckverhältnisse im Spalt.

Diese theoretische Abschätzung der Größenordnungen bekräftigt die in Abschnitt 4.2 beobachtete Diskrepanz zwischen den in der Literatur (WIESENDANGER 2001; HÖPPNER 2002; MINIKES ET AL. 2003) zu findenden Druckprofilen und den experimentell ermittelten Druckprofilen. Obgleich der Erkenntnis, dass die Reynolds-Gleichung Defizite bei der Charakterisie-

nung der SFL aufweist, wird diese im Folgenden hergeleitet und betrachtet. Dies ermöglicht im weiteren Verlauf dieser Arbeit eine bessere Einordnung der Ergebnisse zwischen dieser und den noch herzuleitenden, präziseren Modellen.

4.4.4 Die Reynolds-Gleichung

Nach CONSTANTINESCU (1995) können die Impulsgleichungen für ein inkompressibles Fluid und den in der SFT geltenden Annahmen stark vereinfacht werden. Für diese folgt

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\eta \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad \frac{\partial p}{\partial z} = 0. \quad (4.19)$$

Gleiches folgt exemplarisch aus Gleichung (4.15) (vgl. auch Gleichungen (B.13) und (B.14)), wenn man wiederum alle Terme der Ordnung $O < 10^{-3}$ vernachlässigt. Davon ausgenommen werden die Terme für den zu bestimmenden Druck. Setzt man im Weiteren eine konstante Viskosität η voraus, so lassen sich aus Gleichung (4.19) die Geschwindigkeitsprofile in x- und y-Richtung als eine Funktion des Druckgradienten ableiten. Die Lösungen

$$u = \frac{z^2}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + Az + B \quad (4.20)$$

$$v = \frac{z^2}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + Cz + D \quad (4.21)$$

dieser Differentialgleichungen sind in der Literatur auch unter dem Begriff Couette-Poiseuille-Strömung bzw. Druck-Schleppströmung zu finden (SPURK 2004). Unter der Voraussetzung von Wandhaftung können die Randbedingungen an den Oberflächen als

$$z = 0 : \quad u = u_u, \quad v = v_u$$

$$z = z_0 = h : \quad u = u_o, \quad v = v_o$$

definiert werden. Hieraus ergeben sich

$$u = -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} z(h-z) + \frac{u_o - u_u}{h} z + u_u \quad (4.22)$$

$$v = -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial y} z(h-z) + \frac{v_o - v_u}{h} z + v_u \quad (4.23)$$

für die Geschwindigkeitsprofile in den beiden horizontalen Spaltrichtungen.

Für den Volumenstrom $\mathbf{q} = \int_0^h \mathbf{u} dz$ gilt

$$q_x = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{u_u + u_o}{2} h = \bar{u} \cdot h \quad (4.24)$$

$$q_y = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{v_u + v_o}{2} h = \bar{v} \cdot h. \quad (4.25)$$

Hierin bezeichnen

$$\bar{u} = -\frac{h^2}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{u_u + u_o}{2} \quad (4.26)$$

und

$$\bar{v} = -\frac{h^2}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{v_u + v_o}{2} \quad (4.27)$$

die über die Spalthöhe gemittelten Geschwindigkeiten in kartesischer x- und y-Richtung. Integriert man die Kontinuitätsgleichung (4.1) über die Spalthöhe h_0 , so folgt mit Hilfe der Leibniz-Regel (siehe dazu auch Anhang A.2)

$$\begin{aligned} 12h \frac{\partial \rho}{\partial t} + 12\rho(w_0 - w_u) - 6\rho(u_o - u_u) \frac{\partial h}{\partial x} - 6\rho(v_o - v_u) \frac{\partial h}{\partial y} \\ + 6h \frac{\partial}{\partial x} [\rho(u_o + u_u)] + 6h \frac{\partial}{\partial y} [\rho(v_o + v_u)] \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left[-\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[-\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 0. \end{aligned} \quad (4.28)$$

Dies ist die von REYNOLDS (1886) hergeleitete und nach ihrem Erfinder benannte Reynolds-Gleichung für kompressible Fluide. Bei vernachlässigbar kleinen Geschwindigkeiten in den Querrichtungen lässt sich Gleichung 4.28

4.4 Modellvorstellungen für die Charakteristik der Squeeze-Film-Levitation

weiter vereinfachen. Unter der Voraussetzung $u_o = u_u = v_o = v_u = 0$ folgt

$$12 \frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left[-\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[-\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 0. \quad (4.29)$$

Um die Reynolds-Gleichung mit den beiden Unbekannten Dichte ρ und Druck p lösen zu können, ist die zusätzliche Betrachtung der Zustandsgleichung (4.4) notwendig. Im Allgemeinen gilt für eine polytrope Zustandsänderung folgender Zusammenhang

$$p = C^* \rho^n \quad \text{bzw.} \quad \rho = C p^{\frac{1}{n}} \quad \text{mit:} \quad 1 \leq n \leq \kappa \quad \text{und:} \quad C^* = \frac{p_I}{\rho_I^n} \quad (4.30)$$

$$\tilde{p} = \tilde{C}^* \tilde{\rho}^n \quad \text{bzw.} \quad \tilde{\rho} = \tilde{C} \tilde{p}^{\frac{1}{n}} \quad \text{mit:} \quad \tilde{C}^* = \frac{p_I \rho_0^n}{\rho_I^n p_0} = 1 \quad \text{falls:} \quad p_I = p_0 ; \rho_I = \rho_0 \quad (4.31)$$

zwischen Druck und Dichte. Die Reynolds-Gleichung vereinfacht sich somit zu

$$12 C \frac{\partial p^{\frac{1}{n}} h}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left[-\frac{C p^{\frac{1}{n}} h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[-\frac{C p^{\frac{1}{n}} h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 0. \quad (4.32)$$

Nach der Normierung entsprechend Gleichung (4.8) erhält man

$$\sigma_R \frac{\partial \tilde{p}^{\frac{1}{n}} \tilde{h}}{\partial \tilde{t}} + \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left[-\frac{\tilde{p}^{\frac{1}{n}} \tilde{h}^3}{\tilde{\eta}} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} \right] + \frac{x_0^2}{y_0^2} \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left[-\frac{\tilde{p}^{\frac{1}{n}} \tilde{h}^3}{\tilde{\eta}} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{y}} \right] = 0 \quad (4.33)$$

für die Reynolds-Gleichung in ihrer dimensionlosen Darstellungsform. Für die in der Reynolds-Gleichung spezifischen Squeeze-Zahl σ_R gilt

$$\sigma_R = 12 \frac{\eta_0 x_0^2}{p_0 t_0 z_0^2} = 12 \frac{\eta_0 \omega_0 x_0^2}{p_0 z_0^2}. \quad (4.34)$$

In radialsymmetrischen Koordinaten gilt für die Reynolds-Gleichung

$$\begin{aligned} 12 C \frac{\partial p^{\frac{1}{n}} h}{\partial t} + C \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(-\frac{p^{\frac{1}{n}} h^3}{\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial r} + \left(-\frac{p^{\frac{1}{n}} h^3}{\eta} \right) \frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \left(-\frac{p^{\frac{1}{n}} h^3}{\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial r} \right] \\ + \left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(-\frac{p^{\frac{1}{n}} h^3}{\eta} \right) \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{1}{r^2} \left(-\frac{p^{\frac{1}{n}} h^3}{\eta} \right) \frac{\partial^2 p}{\partial r^2} \right] = 0 \end{aligned} \quad (4.35)$$

sowie

$$12\sigma_R \frac{\partial \tilde{p}^{\frac{1}{n}} \tilde{h}}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial \tilde{r}} \left(\frac{\tilde{p}^{\frac{1}{n}} \tilde{h}^3}{\tilde{\eta}} \right) \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{r}} - \left(\frac{\tilde{p}^{\frac{1}{n}} \tilde{h}^3}{\tilde{\eta}} \right) \frac{\partial^2 \tilde{p}}{\partial \tilde{r}^2} - \frac{1}{\tilde{r}} \left(\frac{\tilde{p}^{\frac{1}{n}} \tilde{h}^3}{\tilde{\eta}} \right) \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{r}} = 0 \quad (4.36)$$

nach der Normierung mit $\partial/\partial\varphi = 0$. Für die normierte Spalthöhe folgt

$$\tilde{h} = 1 + \epsilon \cdot \sin(T) \quad (4.37)$$

und für deren zeitliche Ableitung gilt

$$\frac{\partial \tilde{h}}{\partial T} = \epsilon \cdot \cos(T). \quad (4.38)$$

4.4.5 Erweiterung der Reynolds-Gleichung um den Einfluss der Trägheitskräfte

Bei der Herleitung der Reynolds-Gleichung wurde die dreidimensionale Spaltströmung geschickt auf ein ebenes Modell für die Berechnung der Druckverteilung reduziert. Sie beinhaltet jedoch weder den in der SFL zu berücksichtigenden Einfluss der Trägheitskräfte noch erlaubt sie die Berechnung der Strömungsgeschwindigkeiten. Äußerst vorteilhaft wirkt sich die ebene Beschreibungsform allerdings auf die Anzahl der zu betrachtenden Freiheitsgrade und somit auf die Berechnungszeiten in einem numerischen Lösungsansatz aus.

Das Ziel der folgenden Überlegungen liegt deshalb darin, die vertikale Oberflächenschwingung bei der SFL wiederum in ein ebenes bzw. zweidimensionales, allerdings um die Trägheitskräfte erweitertes, Modell zu integrieren, um die Anzahl der Freiheitsgrade bzw. die Berechnungszeiten weiterhin niedrig zu halten. Hierfür gilt es aber die bei der Herleitung der Reynolds-Gleichung getroffenen Annahmen um folgende Punkte zu erweitern:

- Die Abschätzung der Größenordnungen in Tabelle 4.1 zeigt, dass die Trägheitskräfte in den Impulsgleichungen nicht vernachlässigt werden dürfen.
- Trotzdem soll die Annahme einer Couette-Poiseuille-Strömung zur Berechnung der Volumenströme bzw. der über die Spalthöhe gemittelten Geschwindigkeiten nach Gleichungen (4.24) und (4.25) aufrecht erhalten werden.

- Die Integration über die Spalthöhe wird auf die Impulsgleichungen in der x-y-Ebene übertragen.

Substituiert man in Gleichung (A.6) die Integrale $\int_0^h u dz = \bar{u} h$ und $\int_0^h v dz = \bar{v} h$ so gilt

$$h \frac{\partial \rho}{\partial t} + h \bar{u} \frac{\partial \rho}{\partial x} + h \rho \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + h \bar{v} \frac{\partial \rho}{\partial y} + h \rho \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \rho (w_o - w_u) = 0 \quad (4.39)$$

sowie

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \rho}{\partial y} + \rho \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \rho \frac{w_o - w_u}{h} = 0. \quad (4.40)$$

Streicht man in den Impulsgleichungen (B.18) und (B.19) für die x- und y-Richtung wiederum alle Terme der Ordnung $O < 10^{-3}$, so folgt

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (4.41)$$

und

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (4.42)$$

entsprechend Gleichung (4.18) in der nicht normierten Form. Die Impulsgleichung in z-Richtung wird aufgrund der geringen Ausdehnung des Spalts in vertikaler Richtung durch eine im Folgenden durchgeführte Integration der beiden Impulsgleichungen über die Spalthöhe h_0 ersetzt. Aus Gleichungen (4.26) und (4.27) folgt mit $u_u = u_o = v_u = v_o = 0$ für die mittleren Geschwindigkeiten

$$\bar{u} = -\frac{h^2}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (4.43)$$

und

$$\bar{v} = -\frac{h^2}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y}. \quad (4.44)$$

Setzt man für das Geschwindigkeitsprofil wiederum Gleichung (4.19) an und

trifft die vereinfachenden Annahmen

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \cong \eta \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \quad (4.45)$$

und

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \eta \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \cong \eta \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2}, \quad (4.46)$$

so erhält man

$$\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} = -12 \frac{\bar{u}}{h^2} \quad (4.47)$$

und

$$\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} = -12 \frac{\bar{v}}{h^2} \quad (4.48)$$

für die Zusammenhänge zwischen den mittleren Geschwindigkeiten und deren zweiten partiellen Ableitungen. Integriert man die Impulsgleichungen nun ebenso wie die Massenerhaltung über die Spalthöhe h_0 , so folgt exemplarisch

$$\begin{aligned} \int_0^h \rho \frac{\partial u}{\partial t} dz &= \rho \int_0^h \frac{\partial u}{\partial t} dz = -\rho u|_h \frac{\partial h}{\partial t} + \rho \frac{\partial h \bar{u}}{\partial t} = \\ &= -\bar{\rho} u|_h \frac{\partial h}{\partial t} + \bar{\rho} \bar{u} \frac{\partial h}{\partial t} + h \bar{\rho} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} \end{aligned} \quad (4.49)$$

$$\int_0^h \rho u \frac{\partial u}{\partial x} dz = \rho \int_0^h u \frac{\partial u}{\partial x} dz \cong \bar{\rho} \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \quad (4.50)$$

$$\int_0^h \rho v \frac{\partial u}{\partial y} dz = \rho \int_0^h v \frac{\partial u}{\partial y} dz \cong \bar{\rho} \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (4.51)$$

$$-\int_0^h \eta \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} dz \cong -\eta \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} h = 12 \eta \frac{\bar{u}}{h} \quad (4.52)$$

$$\begin{aligned} \int_0^h \frac{\partial p}{\partial x} dz &= \int_0^h \frac{\partial}{\partial x} p dz = -p|_h \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^h p dz = \\ &= -p|_h \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} (\bar{p} h) = -p|_h \frac{\partial h}{\partial x} + h \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \bar{p} \frac{\partial h}{\partial x} = h \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \end{aligned} \quad (4.53)$$

für die Vektorkomponente in x-Richtung. Mit der Einführung der über die Spalthöhe gemittelten Geschwindigkeiten \bar{u} und \bar{v} sowie den eben getroffenen Annahmen erhält man das im Weiteren als erweiterte Reynolds-Gleichung bezeichnete Gleichungssystem

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \bar{\rho} \frac{\dot{h}}{h} + \bar{\rho} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{\rho} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{u} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial y} = 0 \quad (4.54)$$

$$\bar{\rho} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{\rho} \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{\rho} \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{\rho} \bar{u} \frac{\dot{h}}{h} + 12\eta \frac{\bar{u}}{h^2} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} = 0 \quad (4.55)$$

$$\bar{\rho} \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{\rho} \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{\rho} \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{\rho} \bar{v} \frac{\dot{h}}{h} + 12\eta \frac{\bar{v}}{h^2} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} = 0. \quad (4.56)$$

Für die Terme $\bar{\rho} \bar{u} \dot{h}/h$ und $\bar{\rho} \bar{v} \dot{h}/h$ folgt aus der Massenerhaltung (Gleichung (4.54)) nach einer kurzen Umformung und einer Multiplikation mit \bar{u} bzw. \bar{v} :

$$\bar{\rho} \bar{u} \frac{\dot{h}}{h} = -\bar{u} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} - \bar{u} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \bar{u} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \bar{u} \bar{u} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x} - \bar{u} \bar{v} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial y} \quad (4.57)$$

$$\bar{\rho} \bar{v} \frac{\dot{h}}{h} = -\bar{v} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} - \bar{v} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \bar{v} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \bar{v} \bar{u} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x} - \bar{v} \bar{v} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial y} \quad (4.58)$$

Für Gleichungen (4.54) mit (4.56) gilt demnach auch

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \bar{\rho} \frac{\dot{h}}{h} + \bar{\rho} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{\rho} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{u} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial y} = 0 \quad (4.59)$$

$$\begin{aligned} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \bar{\rho} \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{\rho} \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \bar{u} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} - \bar{u} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \bar{u} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \bar{u} \bar{u} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x} - \bar{u} \bar{v} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial y} \\ + 12\eta \frac{\bar{u}}{h^2} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} = 0 \end{aligned} \quad (4.60)$$

$$\begin{aligned} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{\rho} \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{\rho} \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \bar{v} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} - \bar{v} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} - \bar{v} \bar{\rho} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} - \bar{v} \bar{u} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x} - \bar{v} \bar{v} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial y} \\ + 12\eta \frac{\bar{v}}{h^2} + \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} = 0. \end{aligned} \quad (4.61)$$

Nach der Normierung entsprechend Gleichung (4.8) folgt

$$\sigma_S \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} + \tilde{Re}_x \tilde{u} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{Re}_x \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{Re}_y \tilde{v} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{Re}_y \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \sigma_S \tilde{\rho} \frac{\dot{\tilde{h}}}{\tilde{h}} = 0 \quad (4.62)$$

$$\sigma_S \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial t} + \tilde{Re}_x \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{Re}_y \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + 12 \frac{\tilde{\eta}}{H^2} \tilde{u} + \frac{z_0^2 p_0}{\eta_0 x_0 u_0} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{x}} + \sigma_S \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\dot{\tilde{h}}}{\tilde{h}} = 0 \quad (4.63)$$

$$\sigma_S \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial t} + \tilde{Re}_x \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{Re}_y \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + 12 \frac{\tilde{\eta}}{H^2} \tilde{v} + \frac{z_0^2 p_0}{\eta_0 y_0 v_0} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{y}} + \sigma_S \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\dot{\tilde{h}}}{\tilde{h}} = 0 \quad (4.64)$$

für die erweiterte Reynolds-Gleichung nach (4.54) mit (4.56). Für Gleichungen (4.59) mit (4.61) gilt

$$\sigma_S \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} + \tilde{Re}_x \tilde{u} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{Re}_x \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{Re}_y \tilde{v} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{Re}_y \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \sigma_S \tilde{\rho} \frac{\dot{\tilde{h}}}{\tilde{h}} = 0 \quad (4.65)$$

$$\begin{aligned} & \sigma_S \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial t} + \tilde{Re}_x \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{Re}_y \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + 12 \frac{\tilde{\eta}}{H^2} \tilde{u} + \frac{z_0^2 p_0}{\eta_0 x_0 u_0} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{x}} \\ & - \sigma_S \tilde{u} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} - \tilde{Re}_x \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} - \tilde{Re}_y \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} - \tilde{Re}_x \tilde{u}^2 \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{x}} - \tilde{Re}_y \tilde{u} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{y}} = 0 \end{aligned} \quad (4.66)$$

$$\begin{aligned} & \sigma_S \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial t} + \tilde{Re}_x \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{Re}_y \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + 12 \frac{\tilde{\eta}}{H^2} \tilde{v} + \frac{z_0^2 p_0}{\eta_0 y_0 v_0} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{y}} \\ & - \sigma_S \tilde{v} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} - \tilde{Re}_x \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} - \tilde{Re}_y \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} - \tilde{Re}_x \tilde{u} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{x}} - \tilde{Re}_y \tilde{v}^2 \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{y}} = 0 \end{aligned} \quad (4.67)$$

nach entsprechender Entdimensionierung. Liegt eine radialsymmetrische Geometrie vor, so lässt sich die erweiterte Reynolds-Gleichung nochmals um eine Gleichung reduzieren. Es gilt dann

$$\sigma_S \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} + \tilde{\rho} \tilde{Re}_r \frac{\partial \tilde{u}_r}{\partial \tilde{r}} + \tilde{\rho} \tilde{Re}_r \frac{\tilde{u}_r}{\tilde{r}} + \tilde{u}_r \tilde{Re}_r \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{r}} + \tilde{\rho} \sigma_S \frac{\dot{\tilde{h}}}{\tilde{h}} = 0 \quad (4.68)$$

$$\tilde{\rho} \sigma_S \frac{\partial \tilde{u}_r}{\partial t} + \tilde{\rho} \tilde{u}_r \tilde{Re}_r \frac{\partial \tilde{u}_r}{\partial r} + 12 \frac{\tilde{\eta}}{\tilde{h}^2} \tilde{u}_r + \frac{p_0 z_0^2}{\eta_0 \tilde{u}_{r0} r_0} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial r} + \tilde{\rho} \tilde{u}_r \sigma_S \frac{\dot{\tilde{h}}}{\tilde{h}} = 0. \quad (4.69)$$

4.4.6 Vereinfachung der Navier-Stokes-Gleichungen für die SFL

Die Abschätzung der Größenordnung mit Hilfe von Tabelle 4.1 verdeutlicht, dass einige Terme in den Navier-Stokes-Gleichungen vernachlässigt werden können. Gezeigt wurde dies bereits anhand der Impulsgleichungen (B.18) und (B.19), indem alle Terme der Ordnung $O < 10^{-3}$ aus den Gleichungen gestrichen wurden. Reduziert man die Massen-, Impuls- und Energieerhaltung (Gleichungen (B.17) mit (B.21)) um die untergeordneten Terme, so ergibt sich

$$\begin{aligned} \sigma_S \frac{\partial \tilde{p}}{\partial t} + \tilde{u} \tilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{v} \tilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{w} \tilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} \\ + \tilde{\rho} \tilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{\rho} \tilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} \tilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} = 0 \end{aligned} \quad (4.70)$$

$$\tilde{\rho} \sigma_S \frac{\partial \tilde{u}}{\partial t} + \tilde{\rho} \tilde{u} \tilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{\rho} \tilde{v} \tilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} \tilde{w} \tilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} - \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{z}^2} + \frac{p_0 z_0^2}{\eta_0 u_0 x_0} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} = 0 \quad (4.71)$$

$$\tilde{\rho} \sigma_S \frac{\partial \tilde{v}}{\partial t} + \tilde{\rho} \tilde{u} \tilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{\rho} \tilde{v} \tilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} \tilde{w} \tilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{z}} - \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{v}}{\partial \tilde{z}^2} + \frac{p_0 z_0^2}{\eta_0 v_0 y_0} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{y}} = 0 \quad (4.72)$$

$$\begin{aligned} \sigma_S \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial t} + \tilde{Re}_x \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{Re}_y \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{Re}_z \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \\ - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[2\tilde{\eta} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} + \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3}\tilde{\eta} \right) \left(\frac{u_0}{w_0} \frac{z_0^2}{x_0 z_0} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \frac{v_0}{w_0} \frac{z_0^2}{y_0 z_0} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] \\ - \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{u_0}{w_0} \frac{z_0^2}{x_0 z_0} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{v_0}{w_0} \frac{z_0^2}{y_0 z_0} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] + \frac{z_0^2}{\eta_0 w_0 z_0} p_0 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} = 0 \end{aligned} \quad (4.73)$$

$$Sh \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial t} + \frac{u_0}{w_0} \frac{z_0}{x_0} \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} + \frac{v_0}{w_0} \frac{z_0}{y_0} \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{z}}$$

$$\begin{aligned}
 -\frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left(\frac{1}{Pr Re_z} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{z}} \right) - Sh Ec_z Eu_z \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{t}} - Ec_z Eu_z \frac{u_0}{w_0} \frac{z_0}{x_0} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} \\
 - Ec_z Eu_z \frac{v_0}{w_0} \frac{z_0}{y_0} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{y}} - Ec_z Eu_z \tilde{w} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} = 0
 \end{aligned} \quad (4.74)$$

für das Gleichungssystem. Für größere Spaltabmessungen ($x_0 > 0,1 m$; $y_0 > 0,1 m$) nehmen des Weiteren die Terme der Ordnung $u_0/w_0 \cdot z_0/x_0 \ll 1$ ab, d. h. diese Terme können zusätzlich vernachlässigt werden und es ergibt sich folgendes Gleichungssystem

$$\begin{aligned}
 \sigma_s \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{u} \tilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{v} \tilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{w} \tilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{z}} \\
 + \tilde{\rho} \tilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{\rho} \tilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} \tilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} = 0
 \end{aligned} \quad (4.75)$$

$$\begin{aligned}
 \tilde{\rho} \sigma_s \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{\rho} \tilde{u} \tilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{\rho} \tilde{v} \tilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} \tilde{w} \tilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \\
 - \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{z}^2} + \frac{p_0 z_0^2}{\eta_0 u_0 x_0} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} = 0
 \end{aligned} \quad (4.76)$$

$$\begin{aligned}
 \tilde{\rho} \sigma_s \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{\rho} \tilde{u} \tilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{\rho} \tilde{v} \tilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} \tilde{w} \tilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{z}} \\
 - \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{v}}{\partial \tilde{z}^2} + \frac{p_0 z_0^2}{\eta_0 v_0 y_0} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{y}} = 0
 \end{aligned} \quad (4.77)$$

$$\begin{aligned}
 \tilde{\rho} \sigma_s \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{\rho} \tilde{u} \tilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{\rho} \tilde{v} \tilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} \tilde{w} \tilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \\
 - \frac{4}{3} \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{w}}{\partial \tilde{z}^2} + \frac{p_0 z_0^2}{\eta_0 v_0 z_0} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} = 0
 \end{aligned} \quad (4.78)$$

$$\begin{aligned}
 Sh \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{z}} - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left(\frac{1}{Pr Re_z} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{z}} \right) \\
 - Sh Ec_z Eu_z \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{t}} - Ec_z Eu_z \tilde{w} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} = 0,
 \end{aligned} \quad (4.79)$$

welches im Weiteren als die reduzierten Navier-Stokes-Gleichungen bezeichnet wird.

Ein Nachteil an Gleichungen (4.75) mit (4.79) ist die Notwendigkeit einer dreidimensionalen Modellbildung und dem hiermit verbundenen hohen Rechenaufwand bei der numerischen Berechnung des Strömungsverhaltens. Für die im Rahmen der experimentellen Untersuchungen (Abschnitt 4.2) vorliegende, radialsymmetrische Luftspaltgeometrie ist es zulässig, die azimutale Richtung zu vernachlässigen. Mit Hilfe der in Anhang A.3 und A.6 beschriebenen Differentialoperatoren zur Transformation von kartesischen Koordinaten in Zylinderkoordinaten, lässt sich Gleichungssystem (4.75) mit (4.79) leicht in die entsprechende Darstellung in Zylinderkoordinaten überführen. Nach einer Normierung mit folgenden neu definierten Größen

$$r = r_0 \tilde{r} : \quad u_r = u_{r0} \tilde{u}_r \quad \widetilde{Re}_r = Re_r \frac{z_0}{r_0} = \frac{\rho_0 u_{r0} z_0^2}{\eta_0 r_0}$$

folgt daraus unmittelbar

$$\sigma_S \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{p} \widetilde{Re}_r \frac{\partial \tilde{u}_r}{\partial \tilde{r}} + \tilde{p} \widetilde{Re}_r \frac{\tilde{u}_r}{\tilde{r}} + \tilde{p} \widetilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} + \tilde{u}_r \widetilde{Re}_r \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{r}} + \tilde{w} \widetilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} = 0 \quad (4.80)$$

$$\tilde{\rho} \sigma_S \frac{\partial \tilde{u}_r}{\partial \tilde{t}} + \tilde{p} \tilde{u}_r \widetilde{Re}_r \frac{\partial \tilde{u}_r}{\partial \tilde{r}} + \tilde{p} \tilde{w} \widetilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{u}_r}{\partial \tilde{z}} - \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{u}_r}{\partial \tilde{z}^2} + \frac{p_0 z_0^2}{\eta_0 u_{r0} r_0} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{r}} = 0 \quad (4.81)$$

$$\tilde{\rho} \sigma_S \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{p} \tilde{u}_r \widetilde{Re}_r \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{r}} + \tilde{p} \tilde{w} \widetilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} - \frac{4}{3} \tilde{\eta} \frac{\partial^2 \tilde{w}}{\partial \tilde{z}^2} + \frac{p_0 z_0^2}{\eta_0 w_0 z_0} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} = 0. \quad (4.82)$$

Man beachte, dass die Energiegleichung hier nicht mit berücksichtigt ist.

Die Abschätzung der Größenordnungen anhand der Entdimensionierung der Fundamentalgleichungen, deren anschließende Vereinfachung sowie die Formulierung der erweiterten Reynolds-Gleichung führt zu neuen Beschreibungsmodellen für die SFL. Wie in der Diskussion gefordert, beinhalten diese nun die Impulskräfte. Des Weiteren sind die Gleichungssysteme in kartesischen Koordinaten und für den Fall einer radialsymmetrischen Luftspaltgeometrie in Zylinderkoordinaten formuliert. Um die Unterschiede dieser Modelle zu der in der Literatur weit verbreiteten Reynolds-Gleichung herauszuarbeiten sowie einen Vergleich mit den experimentell ermittelten Versuchsergebnissen zu ermöglichen, werden diese in den folgenden Abschnitten in einer numerischen

Simulationsumgebung implementiert und ausgewertet. Für die Berechnung der resultierenden Kräfte ist die Güte der zu erwartenden qualitativen und quantitativen Verbesserungen bei der Berechnung der Druckverhältnisse im Spalt zwischen Schallwandler und Bauteil von besonderem Interesse. Im Gegensatz zur Reynolds-Gleichung ist mit Hilfe dieser Modelle erstmals auch eine Untersuchung der Strömungsverhältnisse im Luftspalt möglich.

4.5 Diskussion der Modelle

Im Rahmen der numerischen Modellbildung wurden die in Abschnitt 4.4 abgeleiteten Differentialgleichungssysteme in der Finiten-Elemente-Software Comsol für den in Unterabschnitt 4.2.1 beschriebenen Ultraschallwandler implementiert. Die modellierten Gleichungen umfassen die

- Reynolds-Gleichung in kartesischen und radialsymmetrischen Koordinaten nach Gleichungen (4.33) und (4.36),
- die erweiterte Reynolds-Gleichung in kartesischen und radialsymmetrischen Koordinaten entsprechend Gleichungen (4.62) mit (4.64) und (4.68) mit (4.69),
- sowie die Navier-Stokes-Gleichungen in radialsymmetrischen Koordinaten gemäß Gleichungen (4.80) mit (4.82).

Als Randbedingungen bzw. Eingangsgrößen wurden für die numerische Berechnung der Druckcharakteristik die in Abbildung 4.3 dargestellten Amplituden und die daraus für die beiden levitierten Versuchsmassen resultierenden Spalthöhen definiert. Für den radialen Kolbenschwinger wurde darüber hinaus eine über den Radius konstante Amplitudenverteilung mit einer Anregungsfrequenz $f = 18,9\text{ kHz}$ angenommen.

Die Ergebnisse der Berechnungen und deren Vergleich mit den Messungen aus Unterabschnitt 4.2.2 werden beispielhaft in Abbildung 4.7 gezeigt. Weitere Abbildungen hierzu sind in Anhang E.1.1 zu finden.

Als Ergebnis kann Folgendes festgehalten werden:

- Die Ergebnisse der Berechnungen mit den reduzierten Navier-Stokes-Gleichungen stimmen qualitativ gut mit den Messungen überein. Des Weiteren ist auch die erweiterte Reynolds-Gleichung in der Lage, die Wellenberge und -täler abzubilden. Auch quantitativ lässt sich eine gewisse

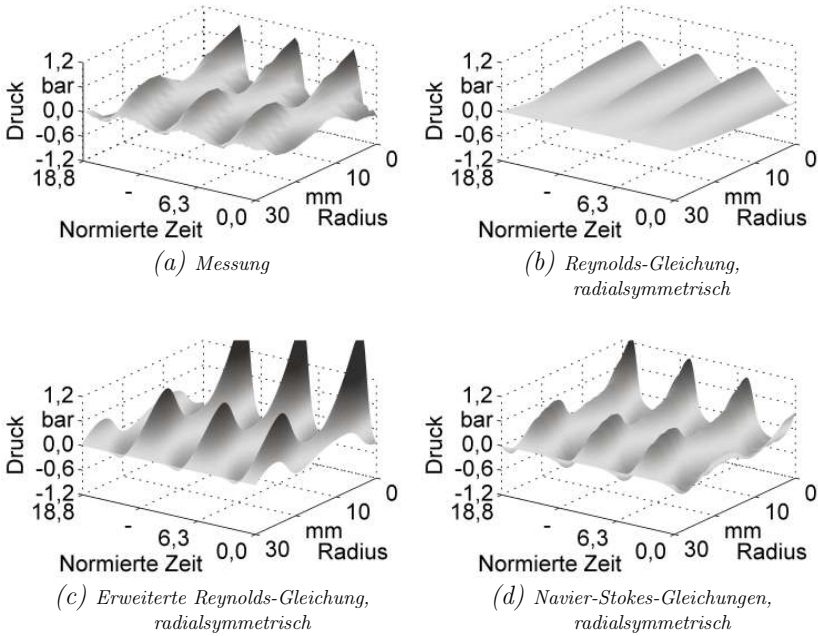


Abbildung 4.7: Gemessene und berechnete Druckprofile als Funktion der normierten Zeit T und der radialen Position r für eine Versuchsmasse mit $m_1 = 556 \text{ g}$; Ultraschallleistung 100 %; $\sigma = 259$; $\epsilon = 0,250$; (Kolbenschwinger $18,9 \text{ kHz}$).

Übereinstimmung für beide Gleichungssysteme festhalten. Berücksichtigt man bestehende Messungenauigkeiten und deren Fortpflanzung sowie Vereinfachungen und numerische Fehler bei der Modellbildung, so kann betreffend der Druckcharakteristik eine erhebliche Verbesserung in der Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation erreicht werden.

- Die vielfach in der Fachliteratur (WIESENDANGER 2001; HÖPPNER 2002; MINIKES ET AL. 2003) diskutierte Reynolds-Gleichung ist nur bedingt geeignet die Charakteristik der Nahfeldlevitation abzubilden. Hiermit bestätigen sich die vorab in Unterabschnitt 4.4.3 diskutierten theoretischen Überlegungen im Hinblick auf den Einfluss der Impuls-

und der Reibungskräfte bei einem niedrigviskosen Fluid. Dies lässt sich auch durch eine Berechnung der Druckcharakteristik mit einer hohen Viskosität der Größenordnung $O(\eta) = 10^{-1} Pa \cdot s$ bestätigen.

- Aufgrund des höheren Einflusses der Impulskräfte bildet sich bei niedrigviskosen Fluiden eine vom Rand ins Zentrum des Luftspalts hinein fließende und in der Mitte reflektierte Druckwelle aus. Veranschaulichen lässt sich dies durch eine Animation der Druckprofile im Zeitbereich. In Folge der Vernachlässigung der Impulskräfte kann die Reynolds-Gleichung dies nicht abbilden. Die aus den entsprechenden Messungen bzw. Berechnungen resultierende Wellenlänge stimmt gut mit ihrem theoretischen Äquivalent überein. Diese kann mit

$$\lambda = \frac{c}{f} = \frac{\sqrt{\kappa R T}}{f} = 18,1 \text{ mm für } f = 18,9 \text{ kHz} \quad (4.83)$$

berechnet werden.

Des Weiteren lässt sich der Einfluss der Frequenz auf die Strömungscharakteristik identifizieren. Entsprechende Berechnungen mit den Simulationsmodellen bestätigen eine beispielhafte Halbierung der Wellenlänge bei einer Verdoppelung der Frequenz (siehe dazu Anhang E.1.2).

- Mit kleiner werdenden Spaltabmessungen in der x-y-Ebene, d. h. mit abnehmendem Radius, kann sich die Druckwelle nicht mehr ausbilden. Mit Hilfe der Simulationsmodelle kann die Grenze bei einem Radius kleiner der halben Wellenlänge bestimmt werden. Unterhalb dieses Grenzwertes nähern sich die Ergebnisse für die Druckcharakteristik zwischen der Reynolds-Gleichung und der reduzierten Navier-Stokes-Gleichung wieder an.
- Mit Hilfe von systematischen Parametervariationen lässt sich auch zeigen, dass die vorab diskutierte Charakteristik der SFL bzw. deren Druckprofil in Anlehnung an HÖPPNER (2002) mit Hilfe von zwei Kennzahlen beschrieben werden kann. Dies sind die Squeeze-Zahl σ_S sowie die Kompression ϵ :

$$\sigma_S = \frac{\rho_0 h_0^2}{\eta_0 t_0} \quad \epsilon = \frac{\delta_h}{h_0}$$

Veranschaulichen lässt sich dieser Zusammenhang wiederum mit Hilfe von Abbildung 4.8. Es wird deutlich sichtbar, dass die Squeeze-Zahl

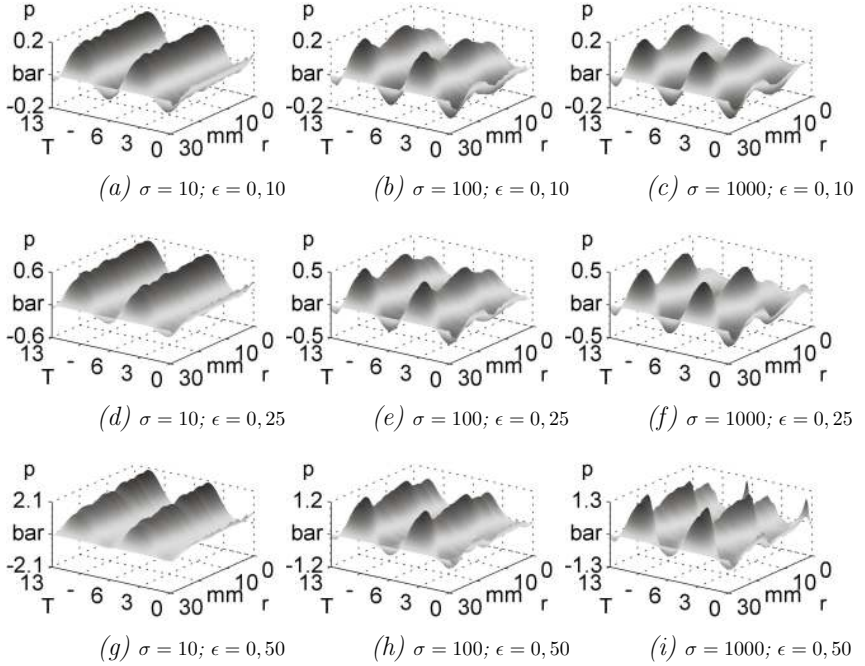


Abbildung 4.8: Berechnete Druckprofile (p) als Funktion der normierten Zeit (T) und der radialen Position (r) für unterschiedliche Kompressionswerte ϵ und Squeeze-Zahlen σ_S (Kolbenschwinger 18,9 kHz).

σ_S maßgeblich für die Ausprägung der von außen nach innen laufenden Druckwelle verantwortlich ist. Je größer die Squeeze-Zahl σ_S bei konstanter Kompression ϵ , umso stärker bildet sich die Welligkeit aus. Umgekehrt führt eine Erhöhung der Kompression ϵ bei gleichbleibender Squeeze-Zahl σ_S zu einer Erhöhung der Druckamplituden. Eine gleichzeitige Erhöhung der beiden Kennzahlen führt folglich zu einer Aufteilung der Wellenberge. Die steigenden Druckgradienten können, wie aus Abbildung 4.8 ersichtlich, zu numerischen Instabilitäten in den Berechnungsmodellen führen. Diese Beobachtung bestätigt sich sowohl für die Reynolds-Gleichung, die erweiterte Reynolds-Gleichung als auch für die Navier-Stokes-Gleichungen.

Neben der Diskussion der Druckcharakteristik im Spalt erfolgt abschließend noch ein Vergleich des Traglastverhaltens. Vergleicht man die berechneten Traglastkurven in Abbildung 4.9 mit der experimentell ermittelten Traglastkurve aus Abbildung 4.5 (S. 62), so lässt sich festhalten, dass die berechnete Kraft für große Kompression ϵ stark ansteigen.

Insbesondere für die stark vereinfachten Modelle basierend auf den Gleichungen (4.36) und (4.68) mit (4.69) übersteigen diese die Messwerte um ein Vielfaches. Erst eine Berechnung der Kraft mit den Gleichungen (4.80) mit (4.82) unter Annahme einer isothermen Zustandsänderung ($n = 1$) führt zu einer deutlichen Reduzierung der Ultraschallkraft. Allerdings ist auch die mit dieser Annahme berechneten Kraft nach wie vor signifikant größer als

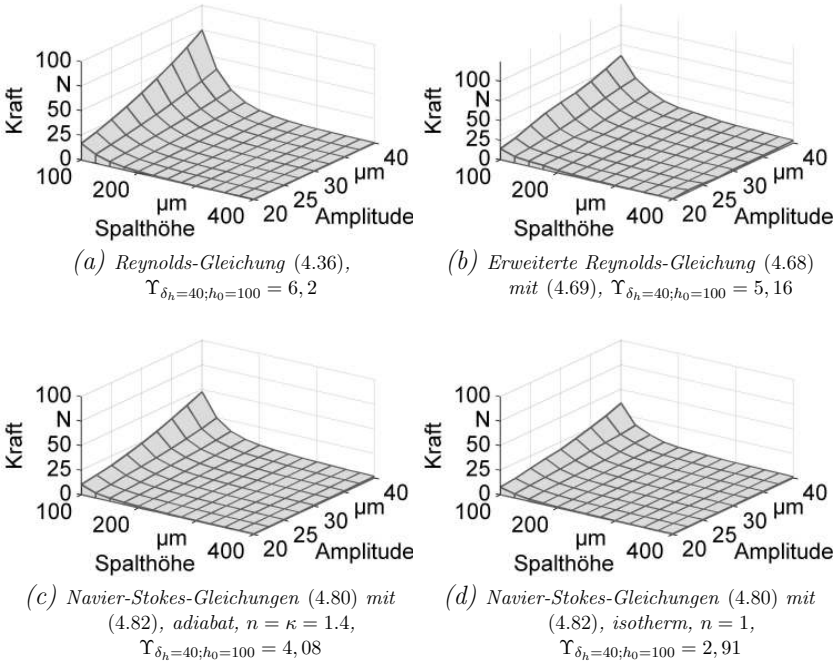


Abbildung 4.9: Berechnete Traglastkurven als Funktion der Amplitude δ_h und der mittleren Spalthöhe h_0 entsprechend den Randbedingungen aus Abbildung 4.3 (Kolbenschwinger 18,9 kHz).

der entsprechende Messwert. Deshalb wird zur besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse das Verhältnis $\Upsilon = F_{sim}/F_{mes}$ für eine Spalthöhe $h_0 = 100 \mu m$ und einer Amplitude $\delta_h = 40 \mu m$ mit angegeben.

Verdichtet man die hier diskutierten Erkenntnisse, so ist für die weiteren Schwerpunkte dieser Arbeit eine Fokussierung auf die Navier-Stokes-Gleichungen sinnvoll. Dies lässt sich insofern begründen, da diese ungleich besser in der Lage sind, sowohl die Druck- und Strömungscharakteristik als auch die resultierenden Kräfte abzubilden.

5 Systementwurf von Longitudinalschwingern zur Erzeugung von Ultraschall

5.1 Allgemeines

In diesem Kapitel werden die theoretischen Grundlagen zur Funktionsweise und zur systematischen Synthese von Longitudinalschwingern zur Erzeugung von Ultraschall dargelegt. Ähnlich wie in Kapitel 4 wird wieder ein sehr klassischer, auf physikalischen Modellvorstellungen beruhender, Ansatz gewählt. Nach einer kurzen Einführung in den Stand der Technik im Bereich Ultraschallerzeugung wird ein, den meisten Ultraschallwandlern gemeinsamer und auf der Theorie der Halbwellensynthese beruhender, Grundaufbau der Systeme vorgestellt. Für die beiden aus dem Grundaufbau abgeleiteten eindimensionalen Grundelemente von Ultraschallwandlern, dem mechanischen und dem piezoelektrischen Wellenleiter, werden die Bewegungsdifferentialgleichungen hergeleitet und anschließend in entsprechende, das Ein- und Ausgangsverhalten beschreibende, Impedanzmatrizen überführt. Darüber hinaus wird eine auf elektromechanischen Analogien aufbauende Modellvorstellung eingeführt mit deren Hilfe die Impedanzmatrizen in elektrische Ersatzschaltbilder überführt werden können. Die eingeführten Ersatzschaltbilder erlauben im Anschluß eine systematische Netzwerksynthese von Longitudinalschwingern und deren Dimensionierung und Abstimmung nach der Theorie der Halbwellensynthese. Entwurfsbegleitend wird diese systematische und analytische Methode zur Dimensionierung von Ultraschallwandlern anhand von Finite-Elemente-Modellen und Messungen am realen System verifiziert, so dass diese in Kapitel 6 beispielhaft zur Auslegung eines Ultraschallwandlers für die berührungslose Handhabung eines Referenzbauteils herangezogen werden kann.

5.2 Anwendungen und Grundprinzipien der Ultraschalltechnik

5.2.1 Stand der Technik in der Entwicklung und Anwendung von Ultraschallsystemen

Für den Stand der Technik zur Auslegung und Dimensionierung von Ultraschallwandlern kann die einschlägige Fachliteratur bemüht werden. Eine Zusammenfassung der Entwicklung von Ultraschallerzeugern bis ca. 1950 ist in BERGMANN (1957) nachzulesen. Weitere grundlegende theoretische Arbeiten stammen von MASON (1958, 1964). Darüber hinaus sind die Arbeiten von ENSMINGER (1988) und KUTTRUFF (1988) zu nennen. Für vertiefende Literatur zu piezoelektrischen Ultraschallwandlern und deren elektrotechnischer Ansteuerung kann auf RAMOS-FERNANDEZ ET AL. (1985) sowie GALLEGO-JUAREZ (1991) zurückgegriffen werden. Neuere Veröffentlichungen aus dem deutschsprachigen Raum zur Auslegung und Ansteuerung von Ultraschallsystemen stammen von LITTMANN (2003) und KAUCZOR (2008). Darüber hinaus sei für einen umfassenden Überblick der verschiedensten Einsatzgebiete von Ultraschallsystemen auf LEHFELDT (1973), ENSMINGER (1988), KUTTRUFF (1988), LITTMANN (2003) oder KAUCZOR (2008) verwiesen. Aufgrund der zahlreichen Literaturquellen in diesem Bereich wird in den folgenden Abschnitten an gegebener Stelle auf weiterführende Quellen verwiesen.

5.2.2 Grundaufbau des Gesamtsystems und Halbwellensynthese

Ein gemeinsames Merkmal der in der Literatur beschriebenen Ultraschallsysteme ist, dass sie im Wesentlichen einer Aneinanderreihung langer, schlanker zylindrischer Körper entsprechen und in der Regel in ihrer ersten Longitudinalresonanz bei einer Frequenz oberhalb der menschlichen Hörschwelle ($f > 20\text{ kHz}$) zum Schwingen angeregt werden. Im Normalfall ist am unteren Ende des stabförmigen, elektromechanischen Energiewandlers das Bearbeitungswerkzeug befestigt, welches die Ultraschallschwingungen in den jeweiligen Bearbeitungsprozess einkoppelt. Dieses prozessspezifische Werkzeug an der Spitze wird in der Ultraschalltechnik auch als Sonotrode bezeichnet. Für die in dieser Arbeit betrachteten Schwingungserzeuger für berührungslose Pick-and-Place-Prozesse bleibt dieser Grundaufbau prinzipiell bestehen.

Die auch Langevin-Bolt-Transducer (KUTTRUFF 1988) genannten Ultraschallgeneratoren bestehen meistens aus zwei piezoelektrischen runden Lochscheiben, welche mit Hilfe einer Schraube zwischen dem Kopf- und Rückenschwinger mechanisch vorgespannt sind (Abbildung 5.1). Werden diese beiden Scheiben mit einer elektrischen Wechselspannung angeregt, ändern sich deren Abmessungen periodisch entsprechend der Frequenz des Steuersignals und versetzen den Wandler in Schwingungen. Um möglichst hohe Schwingungsamplituden zu erreichen, wird die Anregungsfrequenz in der Regel mit der ersten Eigenfrequenz der Longitudinalschwingung synchronisiert. Darüber hinaus wird die Amplitude durch ein speziell angepasstes mechanisches Element, das Horn, transformiert.

Für den in dieser Arbeit betrachteten Anwendungsfall befindet sich am Ende des Horns eine der jeweiligen Geometrie des zu greifenden Bauteils angepasste Greifspitze mit Vakuumöffnungen auf der Unterseite (siehe auch Abbildung 2.6). Eine richtige Sonotrode, wie bspw. in der Ultraschallbearbeitung oder wie bspw. bei der berührungslosen Handhabung großflächiger Bauteile mittels flacher Plattensonotroden, ist in diesem Fall nicht erforderlich, da die Greiferspitze schwingungstechnisch im Wesentlichen nur einer Verlängerung des Horns entspricht.

Oftmals besitzen diese Ultraschallwandler noch eine weitere integrierte piezoelektrische Lochscheibe, welche zum Abgreifen einer Sensorspannung genutzt werden kann. Diese kann als Sensorsignal zur Regelung der Betriebsfrequenz, bspw. durch Phasenvergleich der Anregungs- mit der Sensorspannung nach dem Prinzip einer Phase-Locked-Loop (PLL), genutzt werden.

Aus Abbildung 5.1 wird ersichtlich, dass die Architektur eines Langevin-Bolt-Transducers, ausgenommen die Adapterplatte bzw. der Flansch, aus lediglich zwei Grundelementen aufgebaut werden kann. Dies sind zum einen piezoelektrische Scheiben zur Transformation der elektrischen Energie in mechanische Schwingungsenergie und zum anderen zylindrische Stabelemente zur Schwingungsübertragung, die sogenannten Wellenleiter. Deren Geometrie und Materialeigenschaften bestimmen maßgeblich die Betriebsfrequenz und die Amplituden des Gesamtsystems.

Der systematischen Auslegung und Dimensionierung von Longitudinalschwingern kann ein Prinzip zugrunde gelegt werden, welches von LITTMANN (2003) als Halbwellensynthese bezeichnet wird. Die entscheidende Idee bei diesem

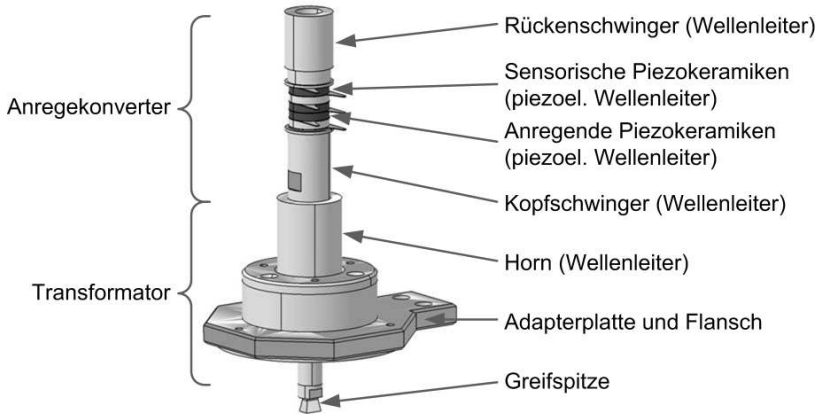


Abbildung 5.1: Darstellung des Grundaufbaus eines Ultraschall-Vakuum-Greifers anhand eines CAD-Modells.

Verfahren liegt darin, ein aus mehreren Subsystemen bestehendes System so zu synthetisieren, dass beim Koppeln der Teilsysteme deren Eigenschwingungsformen und somit auch die Eigenfrequenz im Idealfall unverändert zum ungekoppelten Zustand bleiben. Die Gesamteigenschwingungsform kann somit aus den Grundformen zusammengesetzt werden. Bei geschickter Wahl der Grundelemente, die wie bereits eingeführt als Wellenleiter bezeichnet werden, liegt der Vorteil dieses Verfahrens darin, dass auf die Fügestellen keine Kräfte oder Momente wirken.

Die Vorgehensweise zur Dimensionierung von elektromechanischen Schallwandlern beinhaltet entsprechend LITTMANN (2003) drei Schritte:

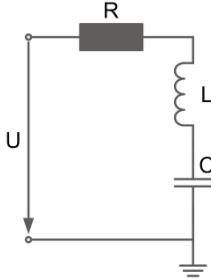
- **Schritt 1 - Definition der Betriebsfrequenz:** Bei Verwendung eines Standard-Anregekonverters ist die Betriebsfrequenz automatisch durch die geometrischen Abmessungen und die Werkstoffparameter festgelegt. Ist dies nicht der Fall, so kann diese frei gewählt werden. Dies bedingt allerdings eine entsprechende Adaption der geometrischen Abmaße des Anregekonverters an die vorgegebene Betriebsfrequenz unter Berücksichtigung der gewünschten Eigenform.

- **Schritt 2 - Auslegung des Schwingungstransformators:** Häufig wird zur Verstärkung der Schwingungsamplituden ein mechanisches Element an das Anregemodul gekoppelt, welches die elektrisch eingekoppelte Energie mechanisch zum Prozess weiterleitet und gegebenenfalls die Amplitude vergrößert. Die Geometrie dieses Elements muss folglich so gewählt werden, dass dessen Resonanzfrequenz der Betriebsfrequenz entspricht. Darüber hinaus muss dessen Eigenform so gewählt werden, dass die Koppelstellen zwischen dem Anregemodul und der Sonotrode keinen Kräften ausgesetzt sind. Ist dies nicht der Fall, kann dies zur Erwärmung und folglich zur Verstimmung des Systems bzw. auch zu unangenehmer Geräuschentwicklung führen.
- **Schritt 3 - Auswahl der Eigenschwingungsform der Sonotrode:** Die Sonotrode bildet den Schnittpunkt zum Prozess und sorgt dafür, dass das Werkzeug durch geschickte Wahl der Eigenform in der Bearbeitungs- bzw. in der Greifzone in der geforderten Richtung schwingt. Die Eigenschwingungsform der Sonotrode muss dementsprechend ausgelegt und zusätzlich resonant auf die Grundfrequenz des Anregemoduls angepasst werden. Im hier vorliegenden Fall für die Handhabung kleiner Bauteile muss der Verbund aus Horn und Greiferspitze, welche die Sonotrode ersetzt, resonant an die Grundfrequenz des Anregekonverters abgestimmt werden.

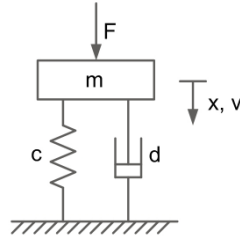
5.3 Elektromechanische Analogien und Grundelemente der Ultraschallerzeugung

5.3.1 Elektrische und mechanische Analogien

In den Anfangsjahren der Elektrifizierung wurden elektrische Bauelemente wie Induktivitäten, Kondensatoren und Widerstände oftmals durch einen Vergleich mit mechanischen Systemen, bestehend aus Masse-, Feder- und dämpfenden Elementen, illustriert. In der Tat basiert der Begriff elektromotorische Kraft auf dem vergleichbaren Effekt einer mechanischen Kraft in einem mechanischen System. Die mathematisch formelle Grundlage für die Analogie zwischen elektrischen und mechanischen Netzwerken (Abbildung 5.2) beruht auf deren Beschreibung durch Differentialgleichungen des gleichen Typs (MASON 1964). Bspw. genügt die Reihenschaltung einer Induktivität,



(a) Gleichung (5.1) entsprechender RLC-Reihenschwingkreis



(b) Gleichung (5.2) entsprechendes Feder-Masse-Dämpfer-System

Abbildung 5.2: Elektrischer RLC-Reihenschwingkreis und analoges, mechanisches Feder-Masse-Dämpfer-System.

einer Kapazität und eines Widerstands der Differentialgleichung

$$L \frac{d^2 Q}{dt^2} + R \frac{dQ}{dt} + \frac{Q}{C} = L \frac{di}{dt} + Ri + \int \frac{i dt}{C} = U. \quad (5.1)$$

Hierin ist Q die elektrische Ladung bzw. $i = dQ/dt$ der elektrische Strom, E das elektrische Feld, L die Induktivität, R der elektrische Widerstand und C die Kapazität. Die mechanische Analogie zu diesem einfachen elektrischen Netzwerk ist ein gewöhnliches Feder-Masse-Dämpfer-System. Es ist sofort ersichtlich, dass dessen Bewegungsdifferentialgleichung

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + d \frac{dx}{dt} + cx = m \frac{dv}{dt} + dv + c \int v dt = F \quad (5.2)$$

Gleichung (5.1) entspricht. In dieser Gleichung repräsentieren x die mechanische Auslenkung bzw. $v = dx/dt$ die Auslenkungsgeschwindigkeit sowie die Größen m die Masse, d die Dämpfung, c die Federsteifigkeit und F die auf das mechanische System einwirkende Kraft.

Das in den folgenden Abschnitten beschriebene, auf der Halbwellensynthese basierende Verfahren zur analytischen Modellierung von piezoelektrischen Schallwandlern in Form eines elektrischen Ersatzschaltbildes kann problemlos auch auf andere Feldprobleme, bspw. akustische, magnetische oder elektrostatische Felder erweitert werden (SKVOR 1991; LENK ET AL. 2001). Ebenso

erlaubt die Reduzierung von mechanischen, magnetischen oder akustischen Problemstellungen auf elektrische Ersatzschaltbilder eine direkte und anschauliche Verknüpfung zwischen den physikalischen Beschreibungsformen. Man spricht dann beispielsweise oft auch von elektromechanischen oder elektroakustischen Ersatzschaltbildern. Trotz der in der heutigen Zeit zur Verfügung stehenden FEM-Systeme erlaubt diese analytische Darstellung eine angemessene Studie der Strukturen und Wirkprinzipien und trägt wesentlich zur Verbesserung des Systemverständnisses bei. Insbesondere in einem ersten Schritt stellt die Netzwerkbeschreibung eine gute Möglichkeit zur Abschätzung und Modellierung der Systemeigenschaften dar. Der in Folge der erforderlichen Näherungsannahmen entstehende Informationsverlust über das System kann durch ergänzende Finite-Elemente-Modelle behoben werden. Darüber hinaus ermöglichen zusätzliche Messungen am realen System einen Abgleich bzw. eine Eichung der Netzwerk- sowie der Finite-Elemente-Modelle.

5.3.2 Der eindimensionale Wellenleiter

Abbildung 5.3a zeigt einen Stab der Länge l , der Querschnittsfläche $A(x)$, dem konstanten Elastizitätsmodul E und der konstanten Dichte ρ . An beiden Seiten des Stabes wirken die Druckkräfte F_1 und F_2 . Die Auslenkung an der Koordinate x des eindimensionalen Stabelements wird als $u(x)$ bezeichnet, die Geschwindigkeiten an den beiden Stabenden als v_1 und v_2 .

Zur Herleitung der Bewegungsdifferentialgleichung für den Stab wird das freigeschnittene Stabelement in Abbildung 5.3b betrachtet, an dessen beiden Enden die beiden Normalkräfte $N(x)$ sowie $N(x + \Delta x)$ angreifen. An der Koordinate x gilt

$$N(x) = E A(x) \epsilon = E A(x) \frac{\partial u}{\partial x} \quad (5.3)$$

für die Normalkraft. Setzt man das Kräftegleichgewicht nach dem zweiten Newtonschen Gesetz für dieses Stabelement an, so folgt

$$\rho A(x) \Delta x \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = N(x + \Delta x) - N(x) \quad (5.4)$$

$$\rho A(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{N(x + \Delta x) - N(x)}{\Delta x} = \frac{\Delta N(x)}{\Delta(x)}. \quad (5.5)$$

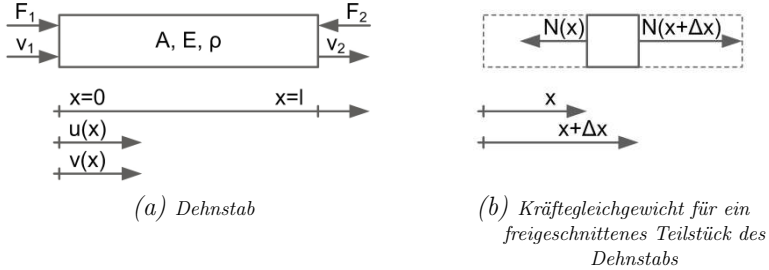


Abbildung 5.3: Dehnstab bzw. Wellenleiter der Länge l und Querschnittsfläche A sowie Elastizitätsmodul E und Dichte ρ . Randbedingungen F_1 , v_1 am linken Rand und F_2 , v_2 am rechten Rand.

Mit Gleichung 5.3 ergibt sich

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho A(x)} \frac{\partial A(x)}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (5.6)$$

für die Bewegungsdifferentialgleichung bei Annahme eines über die Stablänge konstanten Elastizitätsmoduls E . Durch Einsetzen des Separationsansatzes

$$\tilde{u}(x, t) = u(x) e^{j\omega t} \quad (5.7)$$

für die komplexe zeit- und ortsabhängige Schwingung $\tilde{u}(x, t)$ des homogenen Dehnstabs, erhält man

$$u''(x) + \frac{A'(x)}{A(x)} u'(x) + k^2 u(x) = 0 \quad (5.8)$$

für den Ortsanteil der Differentialgleichung. Dabei ist $k = \omega \sqrt{\rho/E} = \omega/c_w$ die Wellenzahl und $c_w = \sqrt{E/\rho}$ die Schallgeschwindigkeit. Nimmt man wie in Abbildung 5.3a einen konstanten Querschnitt für den Dehnstab an, so folgt schließlich

$$u''(x) + k^2 u(x) = 0. \quad (5.9)$$

Die Lösung

$$u(x) = C_1 \cos(kx) + C_2 \sin(kx) \quad (5.10)$$

dieser Gleichung ist allgemein bekannt. Durch die zeitliche Ableitung des Separationsansatzes (5.7) folgt für den Geschwindigkeitsverlauf

$$\tilde{v}(x, t) = \frac{\partial \tilde{u}(x, t)}{\partial t} = j\omega u(x) e^{j\omega t} = v(x) e^{j\omega t}. \quad (5.11)$$

Die beiden Konstanten in Gleichung 5.10 lassen sich mit Hilfe der Randbedingungen

$$N(l) = -F_2 \quad (5.12)$$

$$v(l) = v_2 \quad (5.13)$$

am rechten Stabende aus Abbildung 5.3a bestimmen. Nimmt man des Weiteren die Randbedingung

$$N(0) = -F_1 \quad (5.14)$$

$$v(0) = v_1 \quad (5.15)$$

am linken Ende des Stabes hinzu, so kann die Übertragungsmatrix zwischen den Randbedingungen an beiden Seiten bestimmt werden. Für diese ergibt sich

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kl) & j \frac{c_w}{A E} \sin(kl) \\ j \frac{A E}{c_w} \sin(kl) & \cos(kl) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_2 \\ F_2 \end{bmatrix} = \quad (5.16)$$

$$= \begin{bmatrix} 1 + \frac{Z_1}{Z_2} & \frac{1}{Z_2} \\ \frac{Z_1^2 + 2 Z_1 Z_2}{Z_2} & 1 + \frac{Z_1}{Z_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_2 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (5.17)$$

mit den Impedanzen

$$Z_1 = jZ_0 \tan\left(\frac{kl}{2}\right), \quad Z_2 = \frac{Z_0}{j \sin(kl)} \quad \text{und} \quad Z_0 = \frac{A E}{c_w} = A \sqrt{\rho E}. \quad (5.18)$$

Der Dehnstab stellt ein passives Element dar, der die mechanischen Schnittgrößen Geschwindigkeit v_i und die Schnittkraft F_i zwischen den beiden Enden

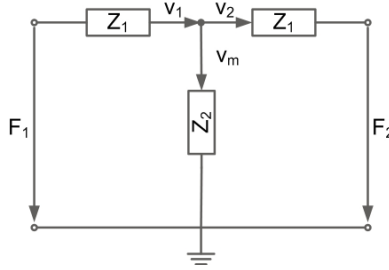


Abbildung 5.4: Elektromechanisches Ersatzschaltbild eines Dehnstabs.

des Systems transformiert. Anhand der Übertragungsmatrix in Gleichung (5.16) ist leicht nachzuvollziehen, dass ein Dehnstab einem mechanischen Vierpol entspricht (LENK ET AL. 2001). Mit Hilfe der Maschen- und Knotengleichungen lässt sich des Weiteren leicht zeigen, dass diese Übertragungsmatrix dem in Abbildung 5.4 dargestellten elektrischen Netzwerk entspricht. Die Ersatzimpedanz Z_1 kann als effektive Masse, Z_2 als effektive Steifigkeit des Stabelements interpretiert werden. Der Resonanzfall für einen Dehnstab ist definiert durch die nichttriviale Lösung der folgenden Gleichung:

$$kl = \frac{n\pi}{2} \quad \text{für} \quad n = 1, 2, \dots \quad (5.19)$$

Daraus ist ersichtlich, dass die Resonanzlängen eines zylindrischen Transformationsstücks unabhängig von dessen Querschnitt sind. Bei gegebener Betriebsfrequenz f_0 kann die resonante Länge

$$l_0 = \frac{n\pi}{2k_0} = \frac{n\pi c_w}{2\omega_0} = \frac{nc_w}{4f_0} = \frac{n}{4}\lambda_0 \quad (5.20)$$

eines Stabelements somit einfach berechnet werden. Wie Gleichung (5.19) zu entnehmen ist, entspricht diese einem Viertel der Wellenlänge λ_0 .

Das frequenzabhängige Übertragungsverhalten eines Dehnstabes der Länge $l_0 = \lambda/4$ kann anschaulich anhand des Amplitudenverhältnisses v_1/v_2 der beiden Geschwindigkeiten verdeutlicht werden. Aus Abbildung 5.5 geht hervor, dass das Geschwindigkeitsverhältnis für den Grundresonanzfall $kl = \pi/2$ sowie für alle höherharmonischen Fälle $kl = \pi/2 + \pi$ ein Minimum erreicht.

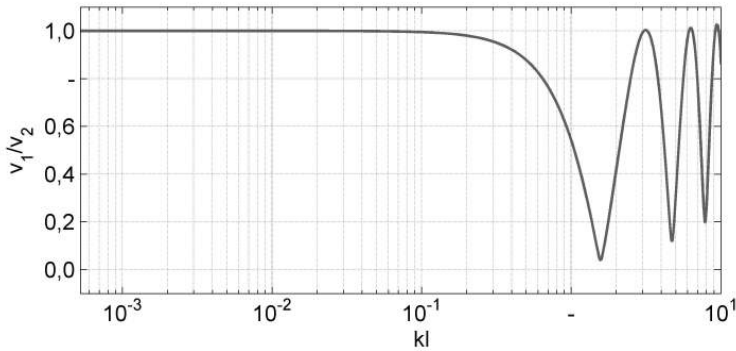


Abbildung 5.5: In Abhängigkeit der Resonanzbedingung $kl = \pi/2$ dargestelltes Verhältnis der Geschwindigkeiten v_1/v_2 an beiden Enden eines Dehnstabes entsprechend Abbildung 5.3a.

Häufig werden bei Ultraschallbearbeitungsprozessen größere Schwingungsamplituden benötigt als am Konverterende erreicht werden. Durch eine geschickte Anwendung der Halbwellensynthese kann eine Kombination aus Stabelementen unterschiedlicher Querschnittsflächen eine erhebliche Amplitudenverstärkung bewirken. In der Literatur sind vielfältige Ausführungen von Amplitudentransformatoren zu finden (KUTZNER 1983; MILLNER 1987; KUTTRUFF 1988). Zu den wichtigsten geometrischen Ausführungen zählen das konische und catenoidische Horn sowie das Exponential- und Stufenhorn (GALLEGO-JUAREZ 1991). Die analytische Berechnung der resonanten Länge und des Transformationsverhältnisses gestaltet sich bei geometrisch komplexen Horngeometrien oftmals aber sehr schwierig und ist Gegenstand zahlreicher wissenschaftlicher Abhandlungen (bspw. BAJONS ET AL. 1978). Da das Stufenhorn mit Abstand die größte Amplitudenverstärkung liefert, wird im Folgenden ausschließlich nur noch dieses behandelt werden. Anhand eines einfachen Prinzipschwingers wird veranschaulicht, worauf bei der Positionierung der Querschnittssprünge zur Amplitudenverstärkung zu achten ist.

In Abbildung 5.6 sind ein aus resonant abgestimmten Stabelementen zusammengesetztes Transformationsstück und die jeweiligen Geschwindigkeits- und Spannungsverläufe dargestellt. Die Länge eines jeden Teilsegments entspricht mit $kx = \pi/2$ dem Viertel einer Wellenlänge. Somit ist gewährleistet, dass

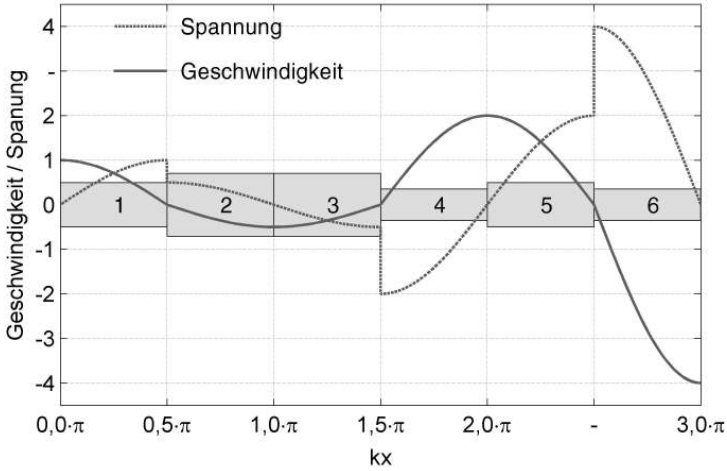


Abbildung 5.6: Spannungs- und Geschwindigkeitsverteilung an einem resonant abgestimmten Transformationsstück, bestehend aus Stabelementen unterschiedlicher Querschnittsflächen (Amplituden normiert).

die Eigenschwingungsformen der Teilsysteme auch nach dem Koppeln unverändert bleiben und die Gesamteigenschwingungsform aus den Grundformen synthetisiert werden kann (Theorie der Halbwellensynthese). Obwohl das erste und fünfte Segment den gleichen Querschnitt besitzen, ist die maximale Amplitude am fünften Element doppelt so groß. Dies ist die Folge des Querschnittsprungs zwischen dem dritten und vierten Segment. Das Transformationsverhältnis der Geschwindigkeits- und Spannungsamplituden folgt darüber hinaus dem der Querschnitte. Um eine entsprechende Verstärkung der Auslenkungsamplituden zu erreichen, muss der Querschnittssprung allerdings in einem Schwingungsknoten liegen. Ein Querschnittssprung in einem Schwingungsbauch (Übergang zwischen Element 4 und 5) hat keine Auswirkung auf die Geschwindigkeitsamplitude.

5.3.3 Der piezoelektrische Längsschwinger als Wellenleiter

Das Wort Piezoelektrizität stammt aus dem griechischen und bedeutet ins Deutsche übersetzt so viel wie Elektrizität durch Druck. Diese Bezeichnung wurde von HANKEL (1881) vorgeschlagen, nachdem die beiden Brüder Curie (CURIE ET AL. 1880) ein Jahr zuvor den direkten piezoelektrischen Effekt entdeckt hatten. Sie hatten beobachtet, dass durch mechanischen Druck auf bestimmte Kristalle an deren Oberfläche Ladungsverschiebungen auftreten und infolge dessen an der Oberfläche ein elektrischer Potentialunterschied messbar ist. Der indirekte piezoelektrische Effekt wurde ebenfalls im Jahr 1881 von LIPPMANN (1881) hervorgesagt und noch im gleichen Jahr wiederum von den beiden Brüdern Curie experimentell bestätigt. Hier erfährt die Kristallstruktur eine Dehnung infolge eines angelegten elektrischen Feldes. Technisch wird der direkte piezoelektrische Effekt, also die Erzeugung einer elektrischen Ladung durch eine mechanische Last, für Sensoren zur Messung mechanischer Größen verwendet. Umgekehrt lassen sich auf Basis des indirekten piezoelektrischen Effekts Aktoren ableiten. Durch eine elektrische Anregung lässt sich eine mechanische Kraft bzw. Deformation erzeugen.

Voraussetzung für das Auftreten dieses Effekts ist ein fehlendes Symmetriezentrum in der Kristallstruktur. In der Natur vorkommende piezoelektrische Werkstoffe sind Kristalle wie z. B. Quarz, Turmalin und Seignettesalz. Darüber hinaus stehen heutzutage auch kostengünstig hergestellte Sinterkeramiken wie Bariumtitanat und Blei-Zirkonat-Titanat (PZT) für technische Anwendungen zur Verfügung. Auf eine ausführliche Betrachtung der Theorie zu den Eigenschaften und Mechanismen piezoelektrischer Werkstoffe wird in dieser Arbeit verzichtet. Der interessierte Leser sei hierfür auf einschlägige Quellen verwiesen (MASON 1950, 1958, 1964; ANSI IEEE 1987; ROSEN ET AL. 1992; ARNAU 2004).

Vielmehr wird im Folgenden in Anlehnung an Abschnitte 5.3.1 und 5.3.2 ein elektromechanisches Ersatzschaltbild für einen piezoelektrischen Längsschwinger (Abbildung 5.7) hergeleitet. Entsprechend dem in Abschnitt 5.3.2 behandelten eindimensionalen Wellenleiter greifen an beiden Seiten des Längsschwingers die beiden Druckkräfte F_1 und F_2 an. Die Geschwindigkeiten an den beiden Enden werden wieder mit v_1 und v_2 bezeichnet. Darüber hinaus liegt zwischen den beiden Enden eine elektrische Spannung U in Raumrichtung 3 an, die einen elektrischen Strom i zur Folge hat. Die mechanische Spannung wird des Weiteren mit T bezeichnet, die Dehnung mit S , das

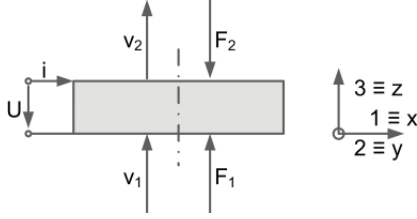


Abbildung 5.7: Piezoelektrischer Längsschwinger mit Randbedingungen F_1 , v_1 am unteren Rand und F_2 , v_2 am oberen Rand, elektrische Spannung U in Polarisationsrichtung 3.

elektrische Feld mit E sowie die dielektrische Verschiebung mit D .

Mit Hilfe der Bewegungsgleichung

$$\rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial T_3}{\partial z} \quad (5.21)$$

für die Längsschwingung entlang der Koordinatenrichtung 3 und den piezoelektrischen Grundgleichungen (LENK ET AL. 2001)

$$S_3 = s_{33}^E \cdot T_3 + d_{33} \cdot E_3 \quad (5.22)$$

$$D_3 = d_{33} \cdot T_3 + \epsilon_{33}^T \cdot E_3 \quad (5.23)$$

in dieser Richtung lässt sich die Übertragungs- bzw. die Impedanzmatrix

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ U \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{Z_0}{j \tan(kl)} & -\frac{Z_0}{j \sin(kl)} & \frac{\psi}{j\omega C_0} \\ \frac{Z_0}{j \sin(kl)} & -\frac{Z_0}{j \tan(kl)} & \frac{\psi}{j\omega C_0} \\ \frac{\psi}{j\omega C_0} & -\frac{\psi}{j\omega C_0} & \frac{1}{j\omega C_0} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ i \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

des piezoelektrischen Elements herleiten. Aufgrund des längeren Rechenweges wird auf eine ausführliche Herleitung dieser Matrix in Anhang C.1 bzw. auf BALLATO (2001) verwiesen. Darin sind Z_0 die Impedanz, C_0 die Kapazität, $\psi = F_w/u_w = i_w/v_w$ das elektromechanische Transformationsverhältnis und

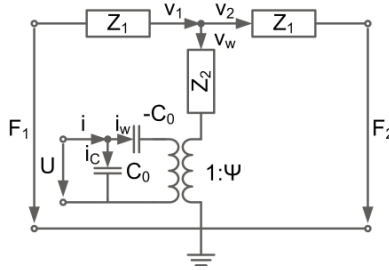


Abbildung 5.8: Elektromechanisches Ersatzschaltbild eines kreisförmigen, piezoelektrischen Dickenschwingers.

k die Wellenzahl des piezoelektrischen Wellenleiters.

$$Z_0 = \frac{\epsilon_{33}^T}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{\rho}{s_{33}^E}} \quad C_0 = \frac{A}{l} \cdot \left(\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E} \right) \quad (5.25)$$

$$\psi = \frac{d_{33} A}{s_{33}^E l} \quad k = \omega \sqrt{\rho s_{33}^E} \quad (5.26)$$

Gleichung (5.24) lässt sich ebenso wie Gleichung (5.16) wieder in ein elektrisches Ersatzschaltbild überführen (Abbildung 5.8). Dieses wird in der Literatur als Mason's Model bezeichnet (MASON 1964). Hierin beschreiben die Impedanzen

$$Z_1 = j Z_0 \tan \left(\frac{kl}{2} \right) \quad \text{und} \quad Z_2 = \frac{Z_0}{j \sin(kl)} \quad (5.27)$$

des piezoelektrischen Längsschwingers die mechanische Seite des Wellenleiters entsprechend Abbildung 5.4. Damit können diese wieder als effektive Masse und Steifigkeit interpretiert werden.

Darüber hinaus ermöglicht das elektrische Ersatzschaltbild eine anschauliche Darstellung der Funktionsweise eines piezoelektrischen Aktuators oder Sensors. Aus schaltungstechnischer Sicht entspricht ein Piezo dementsprechend einem elektromechanischen Wandler, der je nach Anwendungsfall in der Lage ist über das Verhältnis ψ elektrische Energie in mechanische und umgekehrt zu transformieren. Zusätzlich zu den mechanischen Schnittgrößen v_i und F_i werden sie durch die elektrischen Größen Strom i und Spannung U charakte-

riert. Sie sind im Gegensatz zum einfachen Dehnstab aktive Elemente und können als elektromechanischer Sechspol dargestellt werden (vgl. Gleichung 5.24 bzw. LENK ET AL. 2001).

5.4 Elektromechanische Netzwerksynthese von Ultraschallsystemen

Mit den Ersatzschaltbildern für den Wellenleiter (Abbildung 5.4) und den Piezo (Abbildung 5.8) stehen nun die Grundbausteine zur Synthese von Longitudinalschwingern zur Verfügung. Hierfür wird in den folgenden Abschnitten ein analytisches Verfahren vorgestellt, welches anhand einfacher Operationen der Übertragungsmatrizen der Grundelemente eine schrittweise Synthese und Berechnung des Ein- und Ausgangsverhaltens stabförmiger, piezoelektrischer Ultraschallwandler erlaubt.

In der Ultraschalltechnik werden zur Charakterisierung des Schwingungsverhaltens zweckmäßig bestimmte Übertragungsfunktionen zwischen elektrischen und mechanischen Größen betrachtet. Zur Unterscheidung werden im Folgenden Quotienten aus Strom i und elektrischer Spannung U als elektrische Admittanzen und Quotienten aus Geschwindigkeit v und elektrischer Spannung U als mechanische Admittanzen bezeichnet. Im Besonderen werden an elektromechanischen Sechspolen die mechanische Admittanz

$$Y_{mech} = \frac{\tilde{v}(t)}{\tilde{u}(t)} = \frac{v}{u} e^{j\varphi_v} \quad (5.28)$$

als Kernadmittanz und die elektrische Admittanz

$$Y_{el} = \frac{\tilde{i}(t)}{\tilde{u}(t)} = \frac{i}{u} e^{j\varphi_i} \quad (5.29)$$

als Eingangsadmittanz bezeichnet (LITTMANN 2003). Wird wie in dieser Arbeit das Verhalten des unbelasteten Ultraschallwandlers betrachtet ($F_1(t) = F_2(t) = 0$), d.h. der Sechspol ist an den beiden Enden mechanisch kurzgeschlossen, so spricht man auch von Kurzschlusskern- und Kurzschluss-eingangsadmittanz.

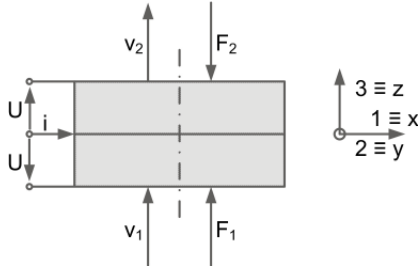


Abbildung 5.9: Mechanische Reihenschaltung von zwei piezoelektrischen Dickenschwingern identischer Abmessungen und Materialeigenschaften.

5.4.1 Elektromechanische Netzwerksynthese von zwei piezoelektrischen Scheiben

Für die elektromechanische Energiewandlung werden oftmals zwei piezoelektrische Scheiben- oder Ringelemente identischer Abmessungen und Materialeigenschaften wie in Abbildung 5.9 gegeneinander verschaltet. Werden diese im Idealfall mit einer der Resonanzfrequenz entsprechenden Wechselspannung angeregt, so führen diese eine entgegengerichtete Schwingung aus ($v_1 = -v_2$). Zwischen den beiden Scheiben tritt idealerweise ein Schwingungsknoten auf, d. h. $v = 0$. Die elektrische Netzwerkdarstellung dieser Konstellation (Abbildung 5.10) entspricht einer mechanischen Reihenschaltung von zwei Ersatzschaltbildern des piezoelektrischen Dickenschwingers aus Abbildung 5.8.

Durch geschicktes Umformen lässt sich die Achtpoldarstellung des elektromechanischen Ersatzschaltbildes (Abbildung 5.10a) in einen Sechspol entsprechend Abbildung 5.10b transformieren. Die resultierende Impedanzmatrix

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ U \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_1 + X + Y + \frac{\psi^2}{2j\omega C_0} & -Y - \frac{\psi^2}{2j\omega C_0} & \frac{\psi}{2j\omega C_0} \\ Y + \frac{\psi^2}{2j\omega C_0} & -Z_1 - X - Y - \frac{\psi^2}{2j\omega C_0} & \frac{\psi}{2j\omega C_0} \\ \frac{\psi}{2j\omega C_0} & -\frac{\psi}{2j\omega C_0} & \frac{1}{2j\omega C_0} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ i \end{bmatrix} \quad (5.30)$$

dieses Sechspols gleicht strukturell der des einfachen Dickenschwingers. Neben

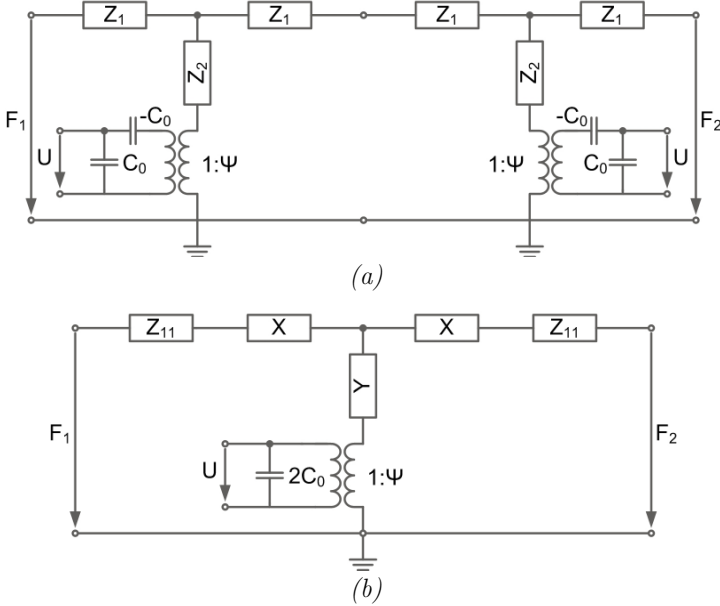


Abbildung 5.10: Elektromechanisches Ersatzschaltbild zweier mechanisch in Reihe geschalteter, piezoelektrischer Dickenschwinger identischer Abmessungen und Materialeigenschaften; (a) Acht-poldarstellung; (b) äquivalente Sechspoldarstellung.

den bereits bekannten Impedanzen Z_1 und Z_2 sowie der Kapazität C_0 und dem Transformationsverhältnis ψ sind hierin

$$Y = \frac{\left(Z_2 - \frac{\psi^2}{j\omega C_0}\right)^2}{2Z_1 + 2Z_2 - \frac{2\psi^2}{j\omega C_0}} \quad \text{und} \quad X = \frac{2Z_1 \left(Z_2 - \frac{\psi^2}{j\omega C_0}\right)}{2Z_1 + 2Z_2 - \frac{2\psi^2}{j\omega C_0}} \quad (5.31)$$

die aus einer Dreiecksschaltung berechneten Ersatzimpedanzen für eine Sternschaltung (vgl. Abbildung C.1c in Anhang C.2). Führt man die Bezeichnungen $\mathbf{u} = [F_1 \ F_2 \ U]^T$ für den Eingangsvektor, $\mathbf{y} = [v_1 \ v_2 \ i]^T$ für den Ausgangsvektor sowie \mathbf{Z}_P für die Impedanzmatrix und $\mathbf{Y}_P = \mathbf{Z}_P^{-1}$ für die

Admittanzmatrix ein, so folgt

$$\mathbf{u} = \mathbf{Z}_P \cdot \mathbf{y} \quad \text{bzw.} \quad \mathbf{y} = \mathbf{Z}_P^{-1} \cdot \mathbf{u} = \mathbf{Y}_P \cdot \mathbf{u}. \quad (5.32)$$

Mit Hilfe dieser beiden Gleichungen ist es nun möglich, die Kurzschlusskern- und die Kurzschlussingangsadmittanz für ein beispielhaftes System entsprechend Abbildung 5.9 zu berechnen. Hierfür werden die relevanten Übertragungstrecken von zwei in Reihe geschalteten, piezoelektrischen Scheiben mit den Radien $r_1 = r_2 = 7,5 \text{ mm}$ und den Längen $l_1 = l_2 = 4 \text{ mm}$ sowohl analytisch als auch unter Zuhilfenahme eines Finite-Elemente-Modells bestimmt. Die Materialwerte entsprechen denen von Sonox P8 (siehe Anhang D.3.1). In den entsprechenden Abbildungen 5.11 und 5.12 ist eine gute Übereinstimmung zwischen den beiden Modellen auszumachen. Die in beiden Darstellungen auftretende Resonanzfrequenz ist der ersten Longitudinalschwingung zuzuordnen. Sie liegt bei ca. $140 \cdot 10^3 \text{ Hz}$. Charakteristisch für das frequenzmodulierte Verhalten von Piezos sind sowohl die Maxima der Amplituden von Geschwindigkeit v und Strom i als auch die Nulldurchgänge der Phasen der Admittanzen im Resonanzfall. Darüber hinaus weist die Kurzschlussingangsadmittanz einen weiteren Phasennulldurchgang auf, in dessen Umgebung ein Phasensprung um $+180^\circ$ auftritt. Die entsprechende Frequenz wird als Antiresonanz bezeichnet, da hier im Gegensatz zur Resonanz der Strom ein lokales Minimum erreicht. In der Kurzschlusskernadmittanz ist diese typischerweise nicht zu erkennen. Es fällt jedoch auf, dass die Antiresonanzen des analytischen Modells und des FE-Modells nicht exakt übereinstimmen. Eine Erklärung für diese Abweichung ist das Auftreten einer weiteren Resonanzfrequenz des FE-Modells etwas unterhalb von $200 \cdot 10^3 \text{ Hz}$, bei der wiederum ein Phasennulldurchgang in der Kurzschlussingangsadmittanz zu verzeichnen ist. Diese Phasenverschiebung ist die Folge einer Überlagerung der jeweiligen Eigenformen im Frequenzspektrum zwischen den beiden Eigenfrequenzen. Aufgrund der Vereinfachung auf ein eindimensionales Modell kann dies von der analytischen Beschreibungsform nicht abgebildet werden.

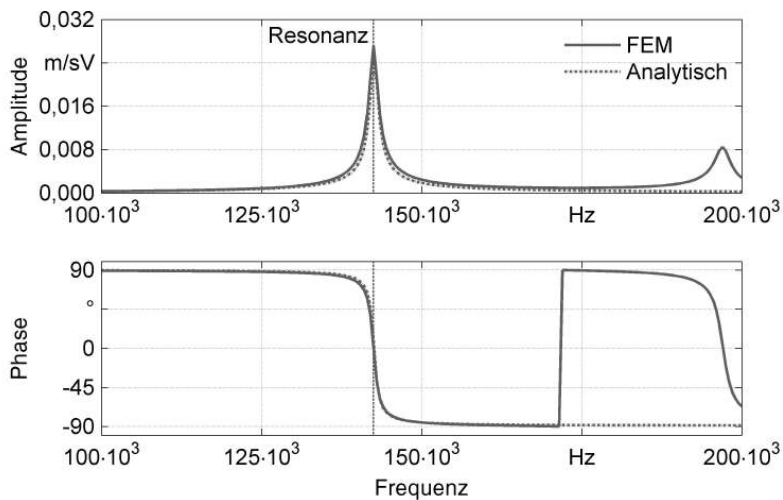


Abbildung 5.11: Kurzschlusskernadmittanz Y_{mech} zweier in Reihe geschalteter Piezoelemente ($r_1 = r_2 = 7,5 \text{ mm}$, $l_1 = l_2 = 4 \text{ mm}$).

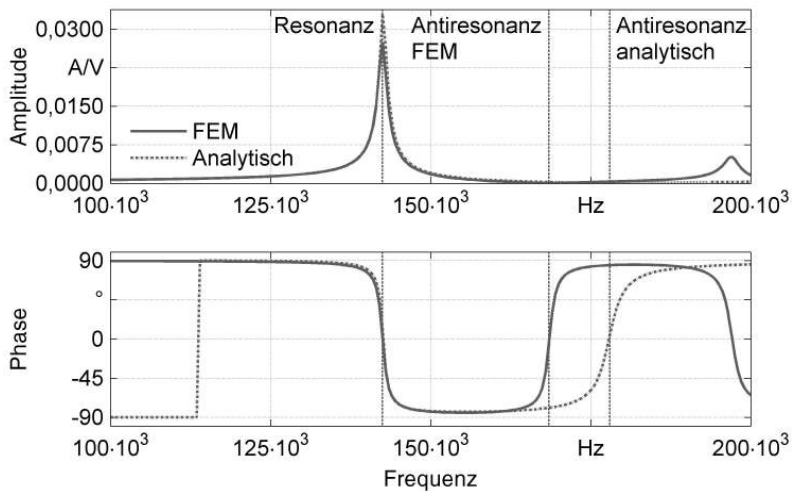


Abbildung 5.12: Kurzschlussingangsadmittanz Y_{el} zweier in Reihe geschalteter Piezoelemente ($r_1 = r_2 = 7,5 \text{ mm}$, $l_1 = l_2 = 4 \text{ mm}$).

5.4.2 Elektromechanische Netzwerksynthese von Longitudinalschwingern

Im Folgenden wird gezeigt, wie durch eine einfache Reihenschaltung von stabförmigen und piezoelektrischen Wellenleitern systematisch zylindrische Longitudinalschwinger aufgebaut werden können. Das Vorgehen hierzu wird exemplarisch anhand eines einfachen, symmetrischen Anregekonverters erklärt (Abbildung 5.13). Dieser wird aus zwei entsprechend Abbildung 5.9 in Reihe geschalteten Piezos sowie zur linken und rechten Seite hin aus jeweils vier Titan-Stabelementen unterschiedlicher Durchmesser aufgebaut. Die Gesamtlänge des Anregekonverters beträgt 70 mm .

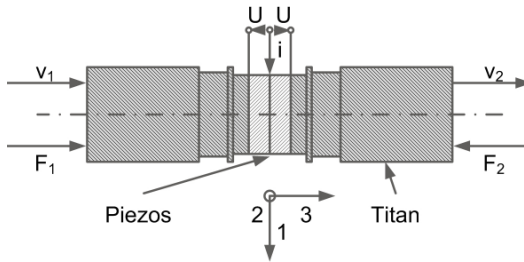


Abbildung 5.13: Zylindrischer Anregekonverter mit zwei in Reihe geschalteten, piezoelektrischen Scheiben zur Erzeugung einer Longitudinalschwingung.

Zum Erstellen eines elektrischen Ersatzschaltbildes werden die Wellenleiter-elemente aus Titan zuerst unabhängig von den piezoelektrischen Aktoren betrachtet und mathematisch zusammengefasst. Führt man für das Ersatzschaltbild des Wellenleiters (Abbildung 5.4) eine vereinfachte Vierpoldarstellung ein, so lassen sich die Abfolge und die Kopplungsbedingungen zwischen den Stabelementen wie in Abbildung 5.14 darstellen. Für die Übertragungsmatrizen der passiven Vierpole gemäß Gleichung (5.16) werden im Folgenden Elemente links der Piezos als \mathbf{L}_i und rechts der Piezos als \mathbf{R}_i bezeichnet. Dabei ist die Konvention zu beachten, dass sich die Elemente \mathbf{L}_1 und \mathbf{R}_1 am linken bzw. am rechten Rand des Konverters befinden und die Elemente \mathbf{L}_n und \mathbf{R}_m an die Piezos angrenzen. Darüber hinaus muss die Anzahl der Wellenleiter-elemente auf der linken Seite nicht wie in Abbildung 5.13 dargestellt, zwangsläufig der Anzahl auf der rechten Seite entsprechen, d.h. $n = m \vee n \neq m$. Die an den beiden Enden des Konverters angreifenden Kräfte



Abbildung 5.14: Exemplarische und vereinfachte Vierpolderstellung einer Abfolge von n Wellenleitern auf der linken Seite der piezoelektrischen Aktoren in Abbildung 5.13.

te sowie die Geschwindigkeiten werden weiterhin als F_1 und F_2 sowie v_1 und v_2 bezeichnet. Des Weiteren werden für die Kraft und die Geschwindigkeit zwischen zwei benachbarten Wellenleiterelementen i und j die Notationen F_{ij} und v_{ij} eingeführt. Zusätzlich gilt $i, j = 1 \dots n, m; j = i + 1$. Für die Bezeichnung der piezoelektrischen Wellenleiterelemente wird der Index P eingeführt. Für das Übertragungsverhalten des i -ten Wellenleiterelements folgt somit

$$\begin{bmatrix} v_{ij} \\ F_{ij} \end{bmatrix} = \mathbf{L}_i \cdot \begin{bmatrix} v_{i-1i} \\ F_{i-1i} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(k_i l_i) & j \frac{c_{wi}}{A_i E_i} \sin(k_i l_i) \\ j \frac{A_i E_i}{c_{wi}} \sin(k_i l_i) & \cos(k_i l_i) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_{i-1i} \\ F_{i-1i} \end{bmatrix}. \quad (5.33)$$

Gleiches gilt für die rechte Seite. Entsprechend der Reihenfolge der Wellenleiterelemente in Abbildung 5.14 folgt

$$|\mathbf{L}| = \mathbf{L}_n \cdot \mathbf{L}_{n-1} \cdot \dots \cdot \mathbf{L}_1 \quad (5.34)$$

$$|\mathbf{L}| = \begin{bmatrix} |L_{11}| & |L_{12}| \\ |L_{21}| & |L_{22}| \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 + \frac{L_{1ges}}{L_{2ges}} & \frac{1}{L_{2ges}} \\ \frac{L_{1ges}^2 + 2L_{1ges}L_{2ges}}{L_{2ges}} & 1 + \frac{L_{1ges}}{L_{2ges}} \end{bmatrix} \quad (5.35)$$

für den Betrag der Gesamtübertragungsmatrix \mathbf{L} auf der linken Seite und

$$|\mathbf{R}| = \mathbf{R}_m \cdot \mathbf{R}_{m-1} \cdot \dots \cdot \mathbf{R}_1 \quad (5.36)$$

$$|\mathbf{R}| = \begin{bmatrix} |R_{11}| & |R_{12}| \\ |R_{21}| & |R_{22}| \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 + \frac{R_{1ges}}{R_{2ges}} & \frac{1}{R_{2ges}} \\ \frac{R_{1ges}^2 + 2R_{1ges}R_{2ges}}{R_{2ges}} & 1 + \frac{R_{1ges}}{R_{2ges}} \end{bmatrix} \quad (5.37)$$

für den Betrag der Gesamtübertragungsmatrix \mathbf{R} auf der rechten Seite. Aus den Gleichungen (5.34) und (5.36) können die, den effektiven Massen und Steifigkeiten entsprechenden, Ersatzimpedanzen L_{1ges} und L_{2ges} sowie R_{1ges} und R_{2ges} der gesamten linken und rechten Seite berechnet werden. Dementsprechend kann basierend auf Abschnitten 5.3.2 und 5.3.3 das Ersatzschaltbild des Anregekonverters in Abbildung 5.15 erstellt werden.

Aus den Maschen- und Knotengleichungen erhält man

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} v_{nP} \\ F_{nP} \end{bmatrix} &= \mathbf{L} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_{11} & -L_{12} \\ -L_{21} & L_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} 1 + \frac{L_1}{L_2} & -\frac{1}{L_2} \\ -\frac{L_1^2 + 2L_1L_2}{L_2} & 1 + \frac{L_1}{L_2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ F_1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.38)$$

für das Teilnetzwerk links der Piezos sowie

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} v_{mP} \\ F_{mP} \end{bmatrix} &= \mathbf{R} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ F_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{11} & R_{12} \\ R_{21} & R_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_2 \\ F_2 \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} 1 + \frac{R_1}{R_2} & \frac{1}{R_2} \\ \frac{R_1^2 + 2R_1R_2}{R_2} & 1 + \frac{R_1}{R_2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_2 \\ F_2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.39)$$

für das Netzwerk rechts der Piezos (Abbildung 5.15). Entsprechend Gleichung (5.32) und Abbildung 5.14 folgt darüber hinaus

$$\begin{bmatrix} F_{nP} \\ F_{mP} \\ U \end{bmatrix} = \mathbf{Z}_P \cdot \begin{bmatrix} v_{nP} \\ v_{mP} \\ i \end{bmatrix}. \quad (5.40)$$

Setzt man die aus Gleichungen (5.38) und (5.39) folgenden Zusammenhänge für die Kräfte $F_{nP} = f(v_1, F_1)$ und $F_{mP} = f(v_2, F_2)$ sowie für die Geschwin-

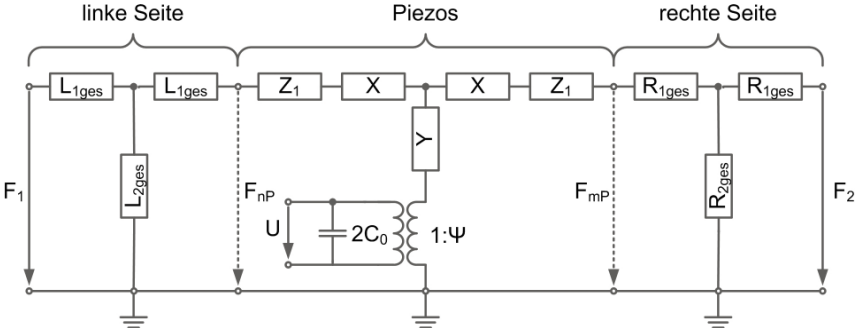


Abbildung 5.15: Auf die Ersatzimpedanzen L_{1ges} , L_{2ges} , R_{1ges} und R_{2ges} der Wellenleiter reduziertes elektrisches Ersatzschaltbild eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers.

digkeiten $v_{nP} = f(v_1, F_1)$ und $v_{mP} = f(v_2, F_2)$ ein, ergibt sich

$$\begin{aligned}
 & \overbrace{\begin{bmatrix} -L_{21} & 0 & 0 \\ 0 & R_{21} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}^{\mathbf{A}} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ i \end{bmatrix} + \overbrace{\begin{bmatrix} L_{22} & 0 & 0 \\ 0 & R_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}^{\mathbf{B}} \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ U \end{bmatrix} = \\
 & = \mathbf{Z}_P \cdot \left(\overbrace{\begin{bmatrix} L_{11} & 0 & 0 \\ 0 & R_{11} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}}^{\mathbf{C}} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ i \end{bmatrix} + \overbrace{\begin{bmatrix} -L_{12} & 0 & 0 \\ 0 & R_{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}}^{\mathbf{D}} \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ U \end{bmatrix} \right) \quad (5.41)
 \end{aligned}$$

für Gleichung (5.40). Durch Einführen der Matrizen \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} und \mathbf{D} lässt

sich dies auch vereinfacht als

$$\mathbf{A} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ i \end{bmatrix} + \mathbf{B} \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ U \end{bmatrix} = \mathbf{Z}_P \left(\mathbf{C} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ i \end{bmatrix} + \mathbf{D} \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ U \end{bmatrix} \right) \quad (5.42)$$

schreiben. Daraus folgt schließlich

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ i \end{bmatrix} = (\mathbf{A} - \mathbf{Z}_P \cdot \mathbf{C})^{-1} \cdot (\mathbf{Z}_P \cdot \mathbf{D} - \mathbf{B}) \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ U \end{bmatrix} = \mathbf{Y} \cdot \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ U \end{bmatrix} \quad (5.43)$$

für die Admittanzmatrix eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers. Die Admittanzmatrix bildet wieder das Übertragungsverhalten zwischen den Eingangsgrößen F_1 , F_2 und U sowie den Ausgangsgrößen v_1 , v_2 und i ab. Im Folgenden werden deshalb wieder die dem unbelasteten Zustand entsprechenden Kurzschlusskernadmittanzen $Y_{mech1} = v_1/U$ und $Y_{mech2} = v_2/U$ (Abbildung 5.16) sowie die Kurzschlussingangsadmittanz $Y_{el} = i/U$ (Abbildung 5.17) in Folge einer frequenzmodulierten Anregung an den Piezos berechnet. Ein Vergleich mit einem parallel hierzu aufgebauten FE-Modell liefert wiederum eine hervorragende Übereinstimmung. Die Resonanzfrequenz der Longitudinalschwingung liegt bei ca. 30 kHz . Aufgrund der Symmetrie des Anregekonverters stimmen die Kernadmittanzen an beiden Enden des Konverters sowohl betrags- als auch phasenmäßig überein. Ein Unterschied ist in Abbildung 5.16 nicht auszumachen. Beim Phasengang der Antiresonanz der Eingangsadmittanz (Abbildung 5.17) tritt ebenso wie in Abbildung 5.12 wieder eine gewisse Abweichung zwischen analytischem und FE-Modell auf. Die Gründe hierfür wurden bereits in Unterabschnitt 5.4.1 diskutiert.

In Abbildung 5.18 ist ergänzend noch die Auslenkungsverteilung am Anregekonverter für die Longitudinalresonanz bei $30,2\text{ kHz}$ dargestellt. Aufgrund der Ausprägung einer halben Sinusschwingung werden derartige Ultraschallwandler auch als $\lambda/2$ -Schwinger bezeichnet. In diesem Fall beträgt das Viertel der Wellenlänge $\lambda/4 = 34,8\text{ mm}$. Für die Verstärkung der Amplituden auf

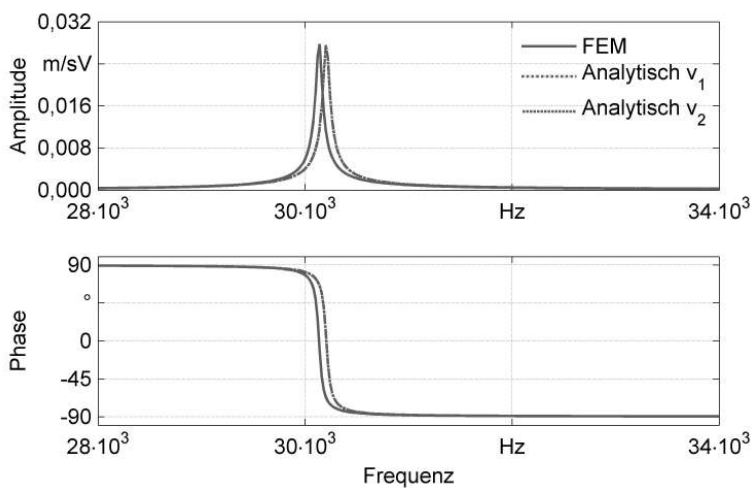


Abbildung 5.16: Kurzschlusskernadmittanz Y_{mech} des Anregekonverters aus Abbildung 5.13.

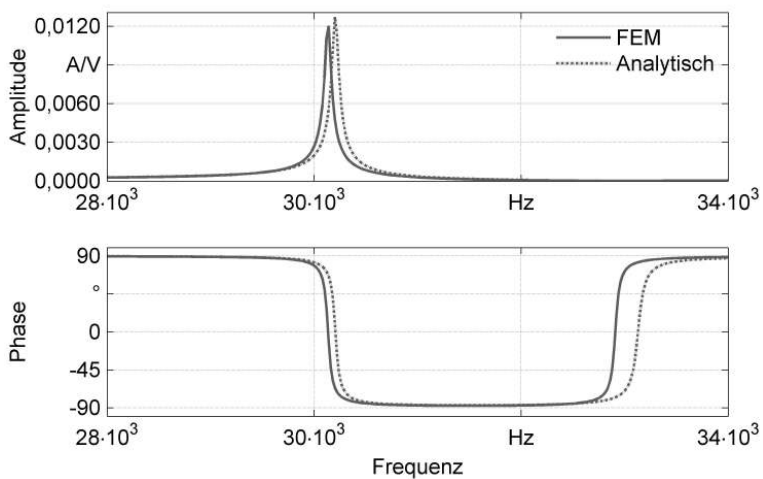


Abbildung 5.17: Kurzschlussingangsadmittanz Y_{el} des Anregekonverters aus Abbildung 5.13.

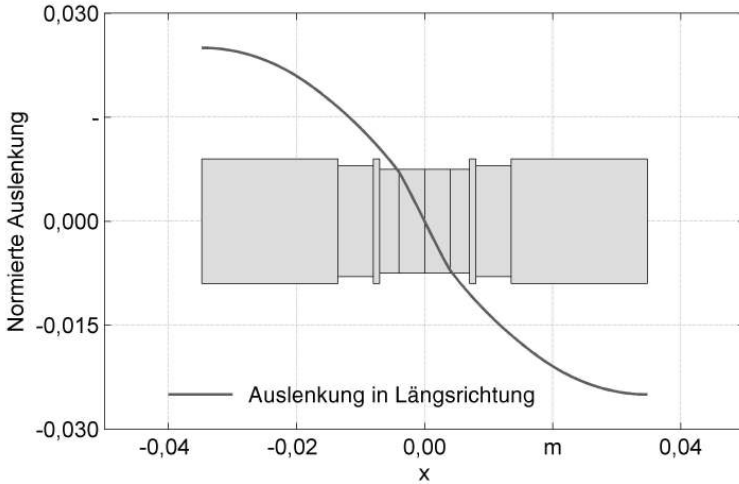


Abbildung 5.18: Normierte Auslenkungsverteilung für den Anregekonverter in Longitudinalresonanz bei 30,2 kHz.

prozessspezifische Werte erlaubt die Theorie der Halbwellensynthese eine Verlängerung des Anregekonverters um Stabelemente, deren Eigenfrequenz und -form der vom Anregungskonverter vorgegebenen Betriebsfrequenz entsprechen. Wie anhand Abbildung 5.6 diskutiert, eignen sich hierfür im Besonderen resonant abgestimmte Stabelemente mit Querschnittsprüngen an geeigneten Positionen.

Setzt man für die Berechnung der Wellenlänge von Titan bei einer Frequenz $f = 30,2 \text{ kHz}$ Standardmaterialwerte an ($E_{Tit} = 110 \cdot 10^9 \text{ Pa}$; $\rho_{Tit} = 4430 \text{ kg/m}^3$), so erhält man

$$l = \frac{\lambda}{4} = \frac{f}{c_w} = f \cdot \sqrt{\frac{\rho_{tit}}{E_{tit}}} = 0,0413 \text{ m} \quad (5.44)$$

für die Länge eines Stabelements. Durch Anfügen von zwei resonant abgestimmten Wellenleitersegmenten der Länge $l = 0,0413 \text{ m}$ an einem Ende des Anregekonverters ergibt sich der in Abbildung 5.19 gezeigte Auslenkungsverlauf. Der Querschnittssprung des Stufenhorns mit dem Flächenverhältnis 1 : 2,5 bewirkt die beabsichtigte Amplitudenerhöhung an der Spitze des

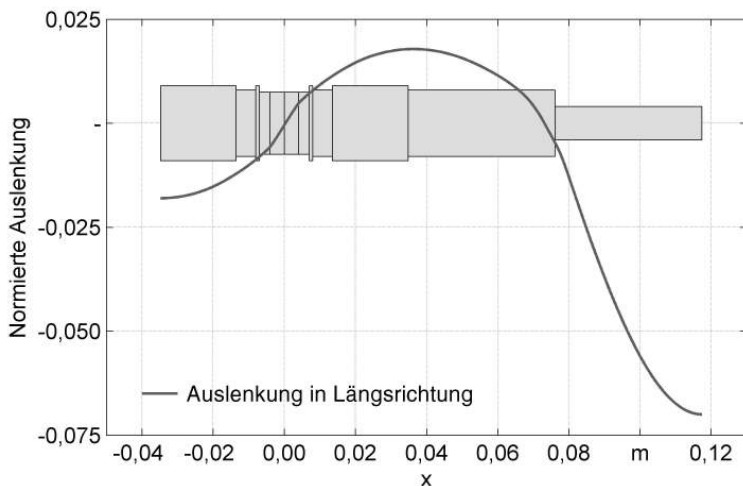


Abbildung 5.19: Normierte Auslenkungsverteilung für den Anregekonverter mit Transformatorstück in Longitudinalresonanz bei 30,2 kHz.

Transformatorelementen. Die Eigenfrequenz des analytischen Modells mit dem Transformatorelement stimmt exakt mit der des Anregekonverters überein. Dies ist zu erwarten, da entsprechend Unterabschnitt 5.3.2 die Eigenfrequenz eines resonant abgestimmten Stabelements unabhängig von dessen Querschnitt ist. Nach der Theorie der Halbwellensynthese bleibt die Eigenfrequenz und die Eigenschwingungsform nach dem Koppeln unverändert. Im Gegensatz zum analytischen Ansatz verändert sich die Eigenfrequenz des Finite-Elemente-Modells beim Ankoppeln eines Transformators leicht. Diese liegt nun in etwa zwei Prozent unterhalb derjenigen des Anregekonverters.

6 Systematische Auslegung berührungsloser, ultraschallbasierter Handhabungsprozesse

6.1 Allgemeines

Der Zielsetzung folgend gilt es ein methodisches Vorgehensmodell zu entwerfen, welches für eine gegebene Handhabungsaufgabe eine systematische Auslegung der mechanischen und strömungsmechanischen Teilprozesse mit dem Ziel eines stabilen Greifprozesses ermöglicht. Diese Forderung wird im Rahmen dieses Kapitels in ein siebenstufiges Vorgehensmodell umgesetzt, welches anschließend anhand eines realen Beispielbauteils verifiziert wird. In den ersten beiden Schritten bilden die in Kapitel 4 und 5 vorgestellten Modelle die Basis für die Systemauslegung durch die Berechnung der SFL und die Synthese von Longitudinalschwingern. Diese werden in weiteren Schritten um Prozessmodelle und Auslegungswerkzeuge für die Gestaltung des horizontalen und vertikalen Kräftegleichgewichts erweitert, welche dem Anwender eine gestaltungsgrößenorientierte und zielgerichtete Optimierung des Greifzustands vorgeben. Über die Systemoptimierung hinaus wird im letzten Schritt die Systemintegration in teil- und vollautomatische Mikromontageanlagen vorbereitet. Hierfür werden systemimmanente Zusammenhänge zwischen den Stell- sowie Sensorgößen zur Überwachung bzw. zur Steuerung des Aufnehmens, des berührungslosen Haltezustands sowie des Ablegens identifiziert und diskutiert.

6.2 Detaillierte Systembeschreibung des Versuchssträgers

Vor der Einführung einer systematischen Vorgehensweise zur Auslegung berührungsloser Handhabungssysteme und -prozesse, erfolgt in diesem Abschnitt eine detaillierte Systembeschreibung des Versuchsaufbaus (Abbildung 6.1). Sowohl für die hochpräzise Positionierung des noch zu entwickelnden

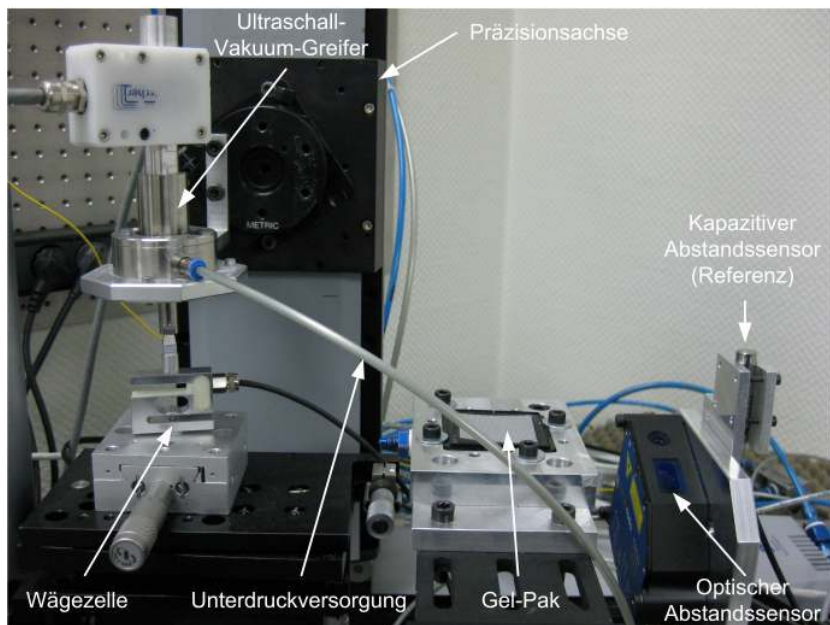


Abbildung 6.1: Versuchsaufbau zur Vermessung des Systemverhaltens eines berührungslosen Pick-and-Place-Prozesses.

Greifers, bspw. zum Aufnehmen und Ablegen des zu greifenden Bauteils von und auf einem Gel-Pak, kann dieser mit Hilfe von zwei Präzisionsachsen in horizontaler und vertikaler Richtung im Arbeitsraum verfahren werden. Die Ansteuerung der Achsen erfolgt über den COM-Port des Mess- und Steuerrechners (PC). Dieser gibt den entsprechenden Reglern die Sollwerte für die Achspositionen, für die Amplitude des Ultraschall-Vakuum-Greifers und für den Druck vor (Abbildung 6.2).

Da sich die Regelung des Drucks anhand eines Servoventils aufgrund störender Hystereseeffekte als ungeeignet herausstellte, wurde eine speziell auf die Anforderungen zugeschnittene Druckregelung entwickelt. Diese basiert auf einem pulsweitengeregelten Mischungsverhältnis zwischen einer Über- und Unterdruckversorgung. Die echtzeitfähige Implementierung der Pulsweitenregelung mittels eines einfachen PI-Reglers erfolgt auf einem FPGA (Field-Programmable-Gate-Array), welcher über einen Analogausgang das

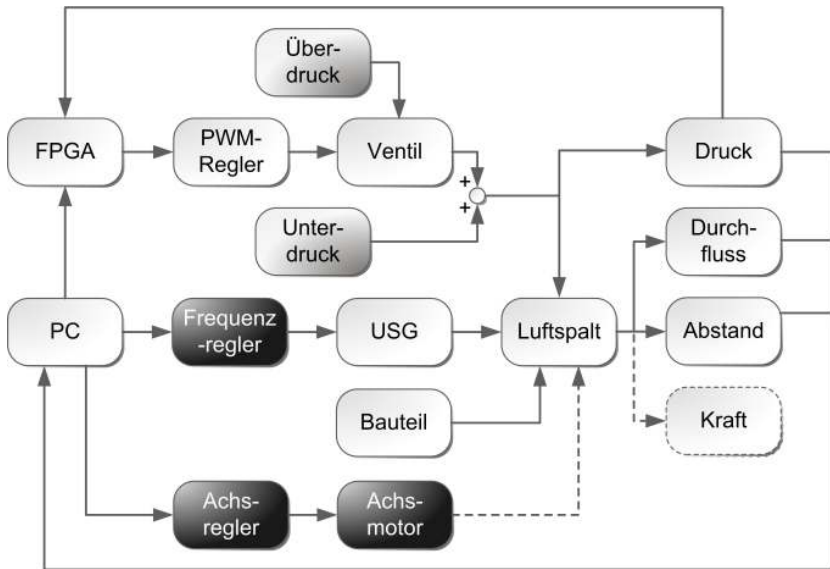


Abbildung 6.2: Abstrahierter Aufbau des Versuchsstands in Form eines Signalflossplans. *FPGA* \equiv Field-Programmable-Gate-Array; *USG* \equiv Ultraschallgreifer; *PWM* \equiv Pulsweitenmodulation; *PC* \equiv Personal-Computer;

entsprechende pulsweitenmodulierte Steuersignal für das Schaltventil ausgibt. Auf diese Weise kann eine Genauigkeit der Druckregelung unter 10 mbar erreicht werden.

Darüber hinaus sind in den Versuchsstand mehrere Sensoren zur Erfassung des Drucks, der Kräfte, des Abstands und des Durchflusses integriert.

- Der Drucksensor dient zur Regelung der anziehenden Unterdruckkräfte mittels der auf dem FPGA implementierten Pulsweitenregelung.
- Entsprechend Abbildung 2.6 kann durch eine Überlagerung des Bauteilgewichts mit abstoßenden Ultraschall- sowie anziehenden Unterdruckkräften ein stabiler Gleichgewichtszustand erreicht werden. Für die experimentelle Bestimmung der resultierenden Kraft in Abhängigkeit der Stellgrößen Unterdruck p_U und Ultraschallamplitude δ_h sowie

der Spalthöhe h_0 dient eine hochpräzise Wägezelle als Kraftsensorik (Abbildung 6.2).

- Des Weiteren ist anzunehmen, dass sich im Gleichgewichtszustand eines Bauteils ein definierter Abstand sowie ein entsprechender Durchfluss einstellen werden. Zur Bestimmung der Spalthöhe in Abhängigkeit des Unterdrucks p_U sowie der Ultraschalleistung bzw. -amplitude δ_h dienen zwei Abstandssensoren. Mit Hilfe eines kapazitiven Abstandssensors (Referenz) kann die Position des Ultraschall-Vakuum-Greifers relativ zum optischen Abstandssensor, der zur Messung der Spalthöhe dient, erfasst werden.
- Der Durchflusssensor dient zur Bestimmung des Zusammenhangs zwischen Spalthöhe und Volumenstrom.

6.3 Einführung einer Methodik zur Auslegung berührungsloser Greifprozesse für kleine Bauteile

Entsprechend der Zielsetzung wird im Folgenden ein übergeordnetes Vorgehensmodell für den Systementwurf von ultraschallbasierten, berührungslosen Handhabungssystemen und -prozessen vorgestellt. Das hierfür entwickelte Vorgehen kann in sieben Entwicklungsstufen untergliedert werden und ist in Abbildung 6.3 dargestellt. Darüber hinaus werden für den jeweiligen Betrachtungsraum der einzelnen Schritte die beim Systementwurf zu berücksichtigenden Gestaltungsgrößen beschrieben.

Schritt 1 - Identifikation der Handhabungsaufgabe

Zunächst ist die vorgegebene Handhabungsaufgabe zu betrachten, da aus dieser bereits erste Gestaltungsrichtlinien hervorgehen. Insbesondere die folgenden drei Bauteileigenschaften haben maßgeblichen Einfluß auf die Systemauslegung und das Handhabungsverhalten.

Bauteilsteifigkeit: Prinzipbedingt können alle Arten von Bauteilen mit flachen und ebenen Oberflächen gegriffen werden. Es ist jedoch leicht nachzuvollziehen, dass das zu greifende Bauteil mit abnehmender Formstabilität dazu neigt, der Oberflächenschwingung der Greiffläche zu folgen und im schlechtesten Fall instabil zu flattern beginnt.

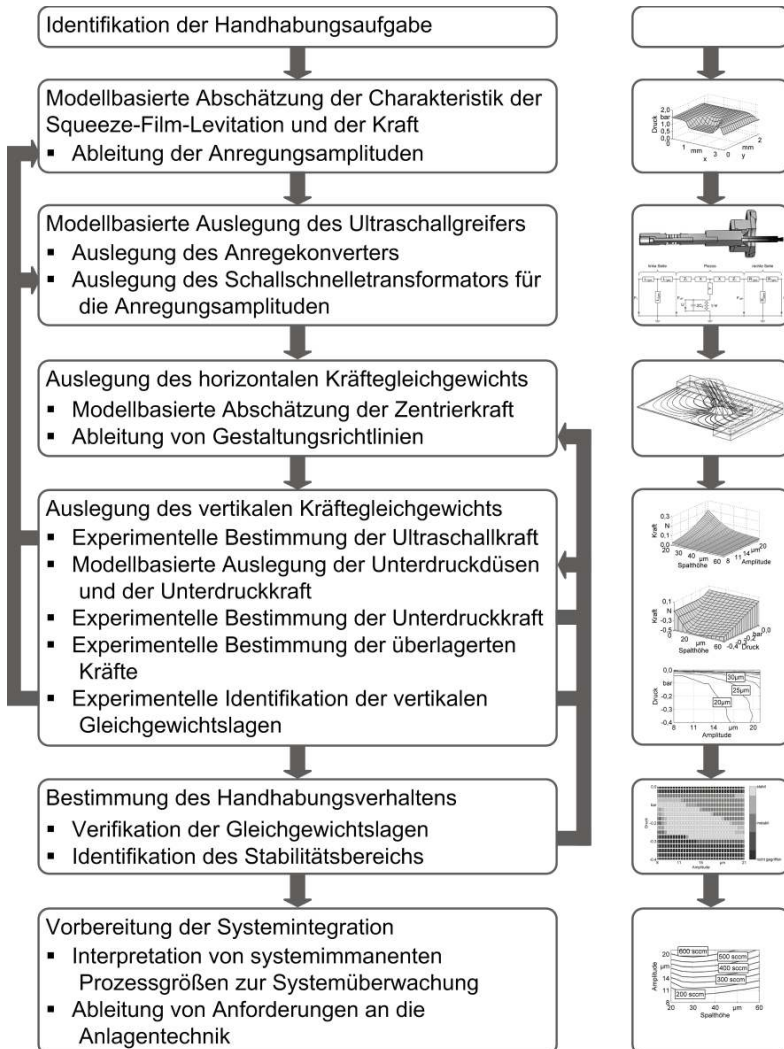


Abbildung 6.3: Methodisches Vorgehensmodell zur systematischen Auslegung eines berührungslosen Handhabungssystems mit dem Ziel eines stabilen Greifzustands.

Bauteilgewicht: Neben der Steifigkeit nimmt bei gleichbleibender Fläche und Ultraschallleistung die Beschleunigung auf das Bauteil zu. Bei sehr leichten Bauteilen ist deshalb eine zunehmende Neigung zum unkontrollierten Wegblasen zu beobachten. Dementsprechend ist dies bei der Leistungsdimensionierung des Ultraschallgreifers zu berücksichtigen.

Bauteilgeometrie: Für eine optimale Ausprägung der selbstzentrierenden Kräfte in horizontaler Richtung ist entsprechend den Untersuchungen von SCHILP (2007) eine Kongruenz zwischen der Bauteil- und der Greiffläche erforderlich. Dementsprechend wird der Grundriss der Stirnfläche des Endeffektors bereits durch die Geometrie des zu greifenden Bauteils festgelegt. Darüber hinaus hat die zur Verfügung stehende Fläche wiederum eine direkte Auswirkung auf die physikalisch erreichbaren Ultraschallkräfte.

Schritt 2 - Modellbasierte Abschätzung der Charakteristik der Squeeze-Film-Levitation und der Kraft

Die Bauteilgeometrie und der daraus hervorgehende Grundriss der Greiffläche bilden die Basis für eine erste modellbasierte Abschätzung der Ultraschallkraft. Ziel dieser ersten Berechnung ist es, mit Hilfe der bereits in Kapitel 4 diskutierten Beschreibungsmodelle für die SFL, ein Gefühl für die Strömungs- und Druckverhältnisse im Spalt sowie für die Größenordnung der physikalisch erreichbaren Kraft zu erhalten. Im Umkehrschluss soll daraus unmittelbar der Bereich der erforderlichen Amplituden an der Spitze des Ultraschallgreifers abgeschätzt werden. Diese Information bildet die Basis für die in Schritt 3 folgende modellbasierte Dimensionierung des Ultraschallgreifers.

Neben der Bauteilgeometrie bestimmen auch folgende Parameter die Charakteristik der SFL:

Frequenz: Im Allgemeinen umfasst der Begriff Ultraschall das Frequenzspektrum zwischen 20 kHz und 100 GHz , wobei der bei Ultraschallgreifern verwendete Frequenzbereich zwischen 20 kHz und 100 kHz liegt. Im Vergleich zu gewöhnlichen akustischen Anwendungen des Ultraschalls ist diese Einschränkung durch die hohen Amplituden bedingt. Äußerst gute Erfahrungen für die berührungslose Handhabung liegen in einem Frequenzband zwischen 25 kHz und 40 kHz vor, da hier relativ hohe Amplituden bis $30\text{ }\mu\text{m}$ realisierbar sind und die Frequenzen einen ausreichenden Abstand vom menschlichen Hörvermögen aufweisen. Darüber hinaus nimmt bei höheren Frequenzen aufgrund der hohen mechanischen Spannungen in Verbindung

mit der Wechselbelastung die Dauerfestigkeit der Systeme ab.

Eigenform: Bei der berührungslosen Handhabung kleiner Bauteile kann in der Regel eine über die gesamte Greiffläche gleichbleibende Schwingungsamplitude angenommen werden. Bei der Levitation großflächiger Bauteile mit Plattensonotroden tritt dagegen ein Wechsel zwischen Bereichen ausgeprägter Amplituden und Bereichen mit ausgeprägten Schwingungsknoten auf. Diese lokal unterschiedliche Anregung der SFL überträgt sich auf die Druckschwingung im Spalt und bringt somit eine Veränderung der Druckverteilung im Vergleich zu einer homogenen Anregung mit sich.

Dichte ρ und Viskosität η des Umgebungsmediums: Im Allgemeinen schwebt das Bauteil bei Raumtemperatur auf einem Luftpolver, so dass die entsprechenden Werte für die Dichte und die Viskosität gelten. In speziellen Anwendungsfällen können jedoch andere Prozessgase zum Einsatz kommen, so dass sich die Eigenschaften der SFL den entsprechenden Viskositäts- und Dichtewerten anpassen.

Schritt 3 - Modellbasierte Auslegung des Ultraschallgreifers

Die Auslegung des Ultraschallgreifers spielt eine maßgebliche Rolle für das spätere Betriebs- und Handhabungsverhalten. Wie bei vielen technischen Systemen ist insbesondere bei den in Resonanz betriebenen Ultraschallgreifern die Kenntnis des Schwingungsverhaltens entscheidend. Dieses wird in erster Linie durch die drei Parameter Masse, Elastizität und Dämpfung bestimmt.

Masse: Die Masse des Systems wird durch die Dichte ρ des verwendeten Materials bestimmt.

Elastizität: Die Elastizität eines festen Körpers ist durch den Elastizitätsmodul E bestimmt. Bei Ultraschallwandlern kommen vorwiegend Aluminium und Titan zum Einsatz, da deren Verhältnis aus Elastizitätsmodul und Dichte und folglich die Schallgeschwindigkeit sowie die Wellenlänge annähernd gleich sind.

Dämpfung: Die Dämpfung eines Werkstoffs ist nur sehr schwierig zu bestimmen. Deshalb werden hierfür in der Regel Näherungsansätze verwendet. Allerdings kann die Energiedissipation in einem System durch konstruktive Maßnahmen und Gestaltungsrichtlinien verringert werden, bspw. durch optimierte Fügeverbindungen und Materialübergänge.

Neben den genannten Werkstoffeigenschaften sind für das Dauerbetriebsverhalten und die optimale Ausprägung des Effekts der SFL folgende Randbedingungen entscheidend.

- Das Schwingungsverhalten des Systems muss kontinuierlich und zuverlässig reproduziert werden können.
- Dies schließt ein, dass die geforderten Amplituden für die optimale Ausprägung der Tragkraft zuverlässig über einen längeren Zeitraum erzeugt werden können.
- Dies bedingt wiederum eine bestmögliche Energietransformation durch ein System mit hoher Frequenzgüte und geringer Strukturdämpfung in der geforderten Eigenfrequenz. Die Erwärmung und der hiermit verbundene Drift der Eigenfrequenz des Systems ist durch eine schwingungstechnische und konstruktive Optimierung zu minimieren.
- Für konstante Amplituden muss das System unempfindlich gegenüber äußeren Störeinflüssen sein.

Um dies bereits während der Konstruktionsphase zu berücksichtigen, werden die in Kapitel 5 vorgestellten Theorien und Modellierungswerkzeuge für die schrittweise Auslegung des Ultraschallgreifers hinsichtlich der geforderten Betriebsfrequenz und Arbeitsamplituden herangezogen. Hierfür wird das System Ultraschallgreifer zuerst in die Teilkomponenten Anregekonverter, Schallschnelletransformator und Greifspitze unterteilt und anschließend systematisch aufgebaut. Da die Güte des ersten Systementwurfs anhand der Modelle mitunter wesentlich von der Erfahrung des Konstrukteurs abhängig ist, werden entwicklungsbegleitend Finite-Elemente-Berechnungen mit hinzugezogen. Die weitere Optimierung des Übertragungs- und Betriebsverhaltens des Systems stellt in der Regel eine interaktive Vorgehensweise aus Berechnungen und Experimenten dar.

Schritt 4 - Auslegung des horizontalen Kräftegleichgewichts

Um ein ruhiges, stabiles Bauteilverhalten sicher zu stellen und um hohe Querbeschleunigungen während des Bauteiltransports aufnehmen zu können, gilt es die vertikalen Kräfte zu maximieren. Deshalb wird noch vor der in Schritt 5 folgenden Auslegung des vertikalen Kräftegleichgewichts, die Ausprägung der an den Bauteilstirnflächen wirkenden und bauteilstabilisierenden Druckkräfte betrachtet. Dies ist sinnvoll, da sich anhand dieser qualitativen

Diskussion der Wirkmechanismen erste Gestaltungsrichtlinien für die Unterdrucköffnungen ableiten lassen und diese im Rahmen der anschließenden Auslegung des vertikalen Kräftegleichgewichts berücksichtigt werden können.

Schritt 5 - Auslegung des vertikalen Kräftegleichgewichts

Nachdem in den Schritten 2 und 3 mit Hilfe modellbasierter Ansätze der Ultraschallgreifer ausgelegt wurde, steht für das weitere Vorgehen eine Grundfunktionalität für die berührungslose Handhabung zur Verfügung. Im Mittelpunkt von Schritt 5 steht deshalb die zielgerichtete Auslegung des vertikalen Kräftegleichgewichts sowie die Vorspannung des Luftlagers unter Berücksichtigung der in Schritt 4 abgeleiteten Gestaltungshinweise für die optimale Ausprägung der bauteilzentrierenden Druckkräfte. Hierfür wird folgender in Abbildung 6.4 dargestellter Ansatz vorgeschlagen.

Er beinhaltet die folgenden drei Schritte:

- Im ersten Schritt wird mit Hilfe der hochpräzisen Wägezelle die Ultraschallkraft in Abhängigkeit der Spalthöhe h_0 im zur Verfügung stehenden Amplitudenspektrum δ_h des Ultraschallgreifers bestimmt. Das Ergebnis dient einerseits zur Verifikation der in Schritt 2 vorausgerechneten Kraft und andererseits als Richtwert zur Auslegung der entgegenwirkenden Unterdruckkraft im nächsten Schritt.
- Unter Berücksichtigung der in Schritt 4 abgeleiteten Gestaltungshinweise erfolgt eine modellbasierte Auslegung der Unterdruckdüsen und der -kraft. Um ein Kräftegleichgewicht für den berührungslosen Greifprozess zu realisieren gilt als Richtwert, dass diese im Bereich der Ultraschallkraft liegen muss. Anschließend wird das Übertragungsverhalten der Unterdruckströmung durch experimentelle Vergleichsmessungen an der Wägezelle abgesichert.
- Ist dies der Fall, so kann anhand einer experimentellen Bestimmung der aus Ultraschall und Unterdruck überlagerten Kraft das Fenster für die vertikalen Gleichgewichtslagen abgeleitet werden.

Die Vorspannung des Luftlagers und die Gleichgewichtslagen können mit folgenden Parametern beeinflusst werden.

Ultraschallamplitude: Sollte die Ultraschallkraft zu gering bzw. zu hoch sein, so kann diese innerhalb eines gewissen Rahmens durch eine konstruktive

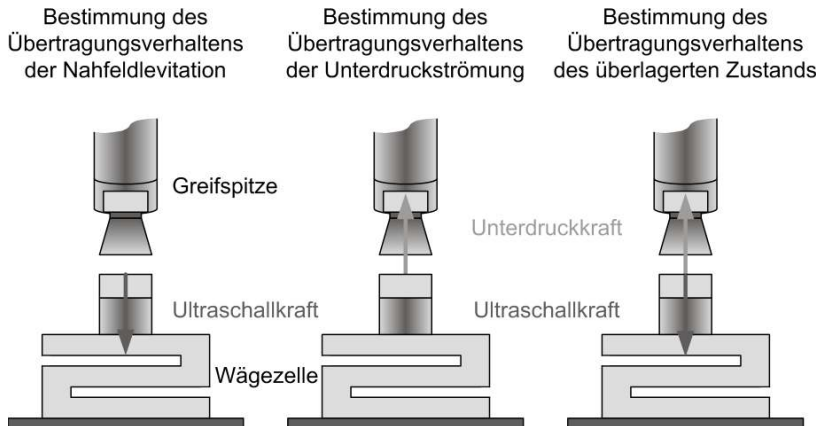


Abbildung 6.4: Ansatz zur systematischen Bestimmung und Optimierung der für die Vorspannung des Luftlagers relevanten Kräfte.

Anpassung des Schallschnelletransformators verändert werden.

Unterdruck: Der zur Verfügung stehende Druckspeicher sollte sich von leichtem Überdruck bis zu möglichst geringem Unterdruck erstrecken, auch bei größeren Abständen noch genügend Druckreserven bereithalten und das Druckniveau sollte präzise geregelt werden können.

Geometrie, Anzahl und Anordnung der Unterdrucköffnungen - Neben der zur Verfügung stehenden Druckreserve kann die anziehende Unterdruckkraft und die Vorspannung des Luftlagers maßgeblich durch die Geometrie, die Anzahl und die Anordnung der Unterdrucköffnungen beeinflusst werden. Dabei sind unterschiedlichste Lösungen denkbar, die allerdings einigen Restriktionen unterliegen. In erster Linie schränkt die limitierte Greiffläche bei kleinen Bauteilen den Gestaltungsfreiraum für die Unterdrucköffnungen ein. Einerseits ist für eine gute Ausbildung der SFL eine möglichst große und geschlossene Fläche wünschenswert. Andererseits wird zur Erzeugung der entgegenwirkenden Unterdruckkräfte ein nicht unerheblicher Anteil der Greiffläche in Anspruch genommen. Für beides gilt es ein Optimum zu finden. Bei sehr kleinen Bauteilabmessungen ergeben sich zwangsweise sehr kleine Bohrungsradien und folglich auch fertigungstechnische Problemstellungen, die oftmals den Einsatz teurer Fertigungsverfahren aus der Mikrotechnik

erfordern. Hinzu kommt die Problematik, dass sich mit abnehmendem Radius der Strömungswiderstand der Unterdrucköffnungen der Drosselwirkung des Luftspalts annähert und folglich die anziehenden Kräfte bereits durch Druckabfall in der Zuleitung reduziert werden können.

Schritt 6 - Bestimmung des Handhabungsverhaltens

Die beiden vorangegangenen Entwicklungsschritte zur Bestimmung des vertikalen und horizontalen Kräftegleichgewichts bilden die Basis für die Verifikation des Handhabungsverhaltens. Theoretisch müsste sich das Bauteil im Bereich der identifizierten Gleichgewichtslagen problemlos greifen lassen. Das Bauteil wird deshalb berührungslos aufgenommen und über einem optischen Abstandssensor positioniert (Abbildung 6.5). Durch eine systematische Variation der beiden Stellgrößen Ultraschallamplitude δ_h und Unterdruck p_U wird das Abstands- und Bauteilverhalten im Schwebezustand bestimmt. Dies ermöglicht die Verifikation der mit Hilfe der Kraftmessung bestimmten vertikalen Gleichgewichtszustände sowie die Identifikation des Stabilitätsbereichs. In diesem Schritt wird sich auch zeigen, wie sich die auf qualitativen Aussagen beruhenden Gestaltungsrichtlinien für das horizontale Kräftegleichgewicht auf das Handhabungsverhalten auswirken. Auch kann letztendlich erst zu diesem Zeitpunkt die Auswirkung der in Schritt 1 diskutierten Parameter Bauteilgewicht und -steifigkeit auf das Verhalten im Levitationszustand überprüft werden, da diese im Rahmen der bis hier rein kräftegleichgewichtsbasierten Auslegung ausgeklammert wurden.

Schritt 7 - Vorbereitung der Systemintegration

Abschließend erlaubt die Kenntnis und die Auswertung des Übertragungs- bzw. Handhabungsverhaltens die Identifikation von Messgrößen zur Systemüberwachung. Dazu wird der Handhabungsprozess in die drei Greifphasen Aufnehmen, Halten und Ablegen unterteilt. Für jede der drei Greifphasen können anhand der Kraftmessungen und der Abstandsmessungen während des Haltezustands Strategien für ein stabiles Greifen abgeleitet werden. Sowohl die jeweiligen Strategien als auch die identifizierten Sensorgrößen zur Überwachung des Aufnehmens, des Haltens und des Ablegens bilden die Grundlage für die Integration der berührungslosen Greifer in teil- und vollautomatisierte Mikromontageanlagen.

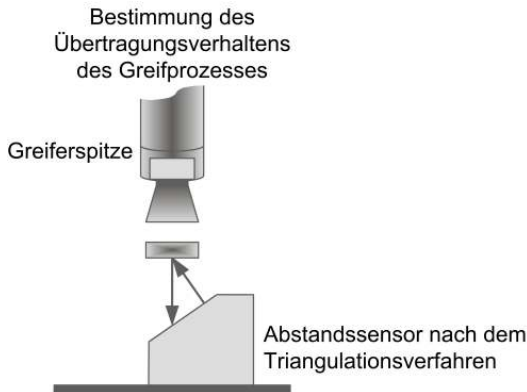


Abbildung 6.5: Experimentelle Bestimmung der Spalthöhe durch systematische Variation der Stellgrößen Ultraschallamplitude δ_h und Unterdruck p_U .

6.4 Umsetzung der Methodik am Beispiel der berührungslosen Handhabung eines Silizium-Chips

6.4.1 Identifikation der Handhabungsaufgabe

Als Beispielbauteil dient ein siliziumbasierter, kubischer Chip mit den Abmessungen $6,5 \times 4,5 \times 0,5 \text{ mm}^3$, einer entsprechenden Greiffläche $A = 29,25 \text{ mm}^2$ und einer Masse $m = 34 \text{ mg}$ (Abbildung 6.6).

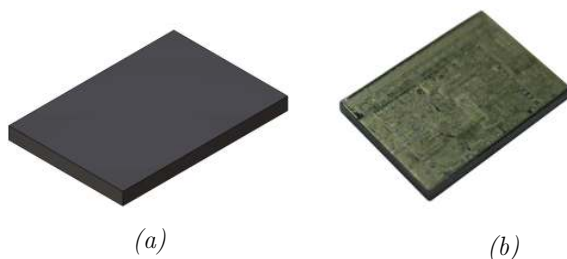


Abbildung 6.6: CAD-Modell und Foto des zu greifenden Chips.

6.4.2 Modellbasierte Abschätzung der Charakteristik der Squeeze-Film-Levitation

Für die nun folgende Auslegung eines Greifsystems zur berührungslosen Handhabung des vorgestellten Silizium-Chips erfolgt eine erste modellbasierte Abschätzung der realisierbaren Ultraschallkräfte. Daraus lassen sich für den Systementwurf eines geeigneten Ultraschallwandlers die erforderlichen Schwingungsamplituden an dessen Spitze bzw. Richtwerte zur Dimensionierung des Übersetzungsverhältnis des Schallrüssels ableiten. Die Arbeitsfrequenz des Systems soll bei $f = 30\text{ kHz}$ liegen.

Im Verlauf der Diskussion in Abschnitt 4.5 wurde ersichtlich, dass für Luftspaltgeometrien mit geometrischen Abmessungen kleiner der halben Wellenlänge ($0,5 \cdot \lambda = 0,5 \cdot c/f = 0,5 \cdot (343\text{ m/s})/(30000\text{ 1/s}) \approx 0,0057\text{ m}$) sowohl die Reynolds-Gleichung (4.33), die erweiterte Reynolds-Gleichungen (4.54) mit (4.56) als auch die reduzierten Navier-Stokes-Gleichungen (4.75) mit (4.78) in der Lage sind die Ausprägung der Druckwelle qualitativ zu beschreiben. Allerdings wurde dort auch bereits deutlich, dass zwischen den Modellen erhebliche quantitative Unterschiede hinsichtlich der berechneten Ultraschallkraft bestehen. Darüber hinaus basieren die grundlegenden Untersuchungen zur SFL auf radialsymmetrischen Luftspaltgeometrien. Aufgrund der erheblichen quantitativen Unterschiede und der aus der Grundfläche des Chips resultierenden quaderförmigen Luftspaltgeometrie, werden für das weitere Vorgehen deshalb die Navier-Stokes-Gleichungen in kartesischen Koordinaten verwendet. Als Startkonfiguration wird eine Greifspitze mit zwei Unterdruckbohrungen mittig zur längeren Halbachse, die symmetrisch zur linken und rechten Seite der kürzeren Halbachse liegen, definiert.

Für die Modellbildung kann die Symmetrie des Luftspalts zu den beiden Halbachsen in der xy-Ebene genutzt werden. Dementsprechend genügt es, nur ein Viertel der Luftspaltgeometrie nachzubilden und diese zu vernetzen (Abbildung 6.7). Um das parabelförmige Strömungsprofil in horizontaler Spaltausdehnung trotz dessen geringer vertikaler Ausdehnung physikalisch sinnvoll zu modellieren, werden die Grundflächen der Unterdruckbohrung des Luftspalts sowie der Umgebung im unmittelbaren Randbereich des Luftspalts zuerst teilvernetzt (Abbildung 6.7b). Insbesondere der Bereich der ansaugenden Öffnung der Unterdruckbohrung wird besonders fein vernetzt, da dort große Geschwindigkeits- sowie Druckgradienten zu erwarten sind. Anschließend wird dieses vorerst ebene Netz auf die dreidimensionale Geo-

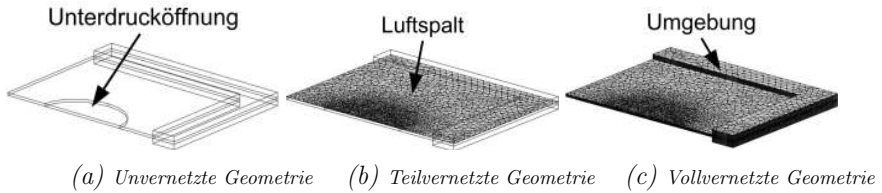


Abbildung 6.7: Vernetzte Geometrie zur modellhaften Abbildung des Luftspalts zwischen der Handhabungsfläche und dem Bauteil.

metrie extrudiert (Abbildung 6.7c). Auf diese Weise lassen sich trotz der geringen Höhe des Luftspalts in vertikaler Ausdehnungsrichtung sowohl in diesen als auch in den Umgebungsbereich beliebig viele Netzebenen einziehen. Um die Berechnungszeiten zu begrenzen, wird in diesem Fall ein Kompromiss aus sechs Netzebenen für den Luftspalt sowie 10 Netzebenen für den Umgebungsbereich gewählt. Das in Abbildung 6.7c dargestellte Modell besteht somit aus ungefähr 700.000 Freiheitsgraden. Für die transiente Berechnung des Druck- und Strömungsprofils über mehrere Schwingungsperioden muss hierfür von einer Berechnungszeit von gut einem Tag ausgegangen werden. Als Referenz für diese Zeitangabe dient ein Rechner mit vier Prozessoren mit jeweils 2,8 GHz Taktrate und einem Arbeitsspeicher von 64 GB.

In Abbildung 6.8 ist das Druckprofil im Luftspalt zwischen der Handhabungsfläche und dem Chip für eine Spalthöhe $h_0 = 30 \mu m$ und einer Anregungsamplitude $\delta_h = 15 \mu m$ zu diskreten Zeitpunkten einer Anregungsperiode zwischen $t = 0$ und $t = T$ dargestellt. Daraus wird ersichtlich, dass sich sowohl für Dekompression (Abbildungen 6.8a und 6.8d) als auch für Kompression (Abbildungen 6.8b und 6.8c) wieder eine vom Randbereich ins Zentrum des eingeschlossenen Luftvolumens hineinlaufende Druckwelle ausbildet. Dies lässt sich gut an den etwas niedrigeren bzw. höheren Druckwerten an den Randbereichen des Luftspalts erkennen (Abbildung 6.8d und 6.8b). Deren vollständige Ausbildung wird allerdings aufgrund der bereits angesprochenen Abmessungen des Luftspalts im Bereich einer halben Wellenlänge unterbunden. Mit zunehmender Dekompression bzw. Kompression baut sich ein relativ gleichmäßiges Druckminimum bzw.-maximum im Kernbereich auf, welches über steile Druckgradienten auf Umgebungsdruck an den Öffnungsbereichen abfällt. Besonders charakteristisch für die SFL ist die ausgeprägte Überhöhung des Druckmaximums gegenüber dem -minimum (Abbildung 6.8c und

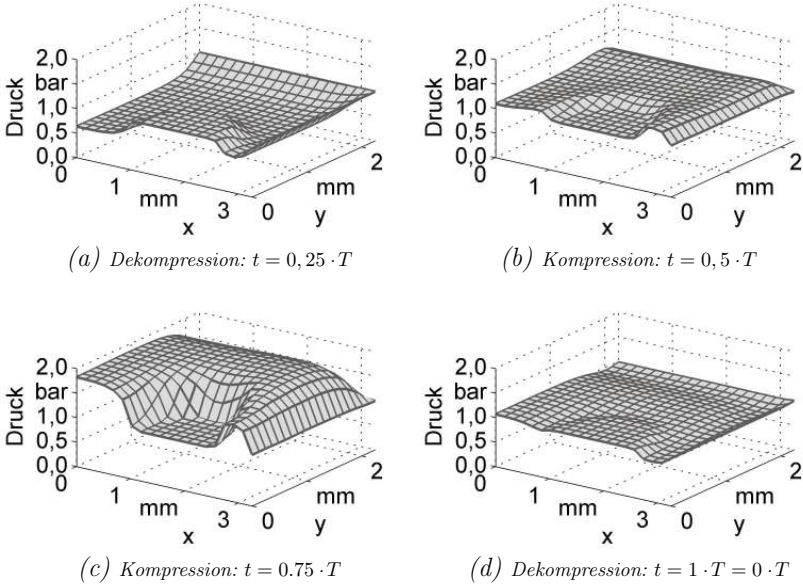


Abbildung 6.8: Berechnetes Druckprofil im Luftspalt zwischen der Handhabungsfläche und dem Chip für eine Spalthöhe $h_0 = 30 \mu\text{m}$ und einer Anregungsamplitude $\delta_h = 15 \mu\text{m}$ zu diskreten Zeitpunkten einer Anregungsperiode zwischen $t = 0$ und $t = T$.

6.8a), welche im zeitlichen Mittel die quasistatisch auf das Bauteil wirkende, abstoßende Kraft hervorruft. Die resultierende Kraft

$$F_{US} = \int_t^{t+n \cdot T} \int_A p \, dA \quad (6.1)$$

kann durch eine Integration des Drucks über die Fläche des Bauteils und über ein ganzzahliges Vielfaches der Periodendauer T der Anregungsfrequenz ermittelt werden. Trägt man diese als Funktion der Amplitude δ_h und der Spalthöhe h_0 auf, so kann die Traglastkurve wieder als zweidimensionale Fläche aufgespannt werden. Abbildung 6.9 verdeutlicht, dass diese wie erwartet für steigende Kompression ϵ nichtlinear ansteigt. Ebenso kann aus Abbildung 6.9 abgelesen werden, dass zur Erzeugung signifikanter Kräfte Amplituden bis $20 \mu\text{m}$ oder höher erforderlich sind.

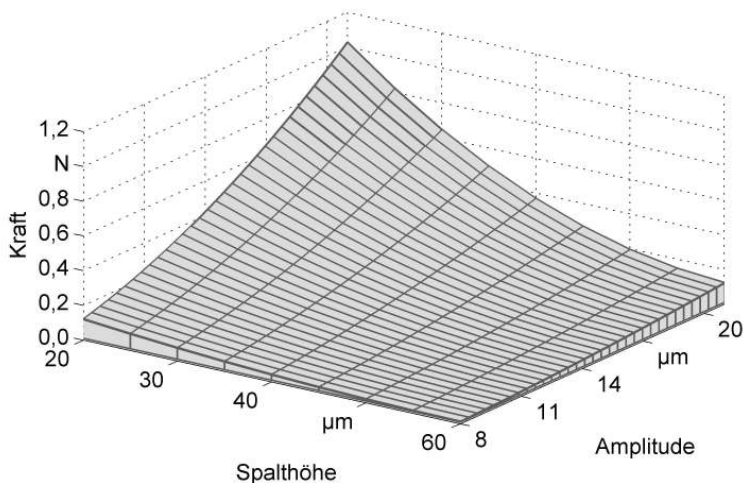


Abbildung 6.9: Berechnete Ultraschall- bzw. Fügekraft in Abhängigkeit der Spalthöhe h_0 und der Anregungsamplitude δ_h .

6.4.3 Modellbasierte Auslegung des Ultraschallgreifers

Anhand dieser ersten Abschätzung der Ultraschallkraft kann das erforderliche Amplitudenspektrum des zu entwerfenden Ultraschallgreifers ermittelt werden. Dieser sollte an der Spitze des Wellenleiters Amplituden in einem Bereich von $10\ \mu\text{m}$ bis mindestens $20\ \mu\text{m}$ oder mehr erzeugen können. Da die Zielresonanzfrequenz des Greifsystems bereits in Abschnitt 6.4.2 bei $f = 30\ \text{kHz}$ angesetzt wurde, entsprechen die Längenverhältnisse näherungsweise denen des Anregungskonverters mit dem stufenförmigen Transformatorelement in Unterabschnitt 5.4.2.

Ein schematischer Schnitt des entworfenen Ultraschallwandlers in Abbildung 6.10 zeigt dessen Aufbau. Die Rücken- und Kopfmasse des Anregungskonverters sind aus Aluminium gefertigt und werden mittels einer Stahlschraube mit den beiden piezoelektrischen Ringscheiben vorgespannt. Zwischen den Piezos befinden sich zudem isolierende Elemente aus Keramik. Darüber hinaus existiert noch ein dritter Piezo, der im Sensorbetrieb, bspw. zum Abgreifen einer amplitudenproportionalen Signalgröße, betrieben werden kann.

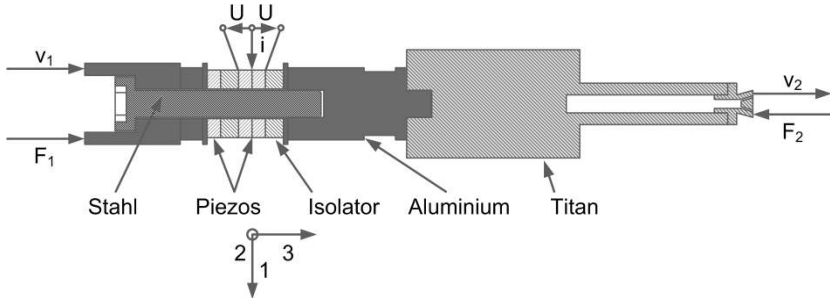


Abbildung 6.10: Schematischer Schnitt des Ultraschall-Vakuum-Greifers.

Auf dessen Funktion wird im Folgenden jedoch nicht genauer eingegangen, weshalb dieser als passives Wellenleiterelement abgebildet wird. Am Kopf des Anregekonverters ist ein amplitudenverstärkender Transformator aus Titan angeschraubt. In das querschnittsverjüngte Ende des Wellenleiters ist zudem bereits eine zentrische Unterdruckbohrung für die Vakuumversorgung des Greifprozesses integriert.

Da die Schallgeschwindigkeiten von Aluminium und Titan sehr nahe beieinander liegen ($c_{Alu}/c_{Tit} \approx 1,01$), gleichen sich auch nahezu die Wellenlängen in beiden Materialien. Dementsprechend treten auch keine nennenswerten Längenunterschiede zwischen den Wellenleiterelementen aus Titan und Aluminium auf. Eine Kopplung von Elementen aus diesen beiden Werkstoffen ist somit eher unproblematisch für die resonante Abstimmung der jeweiligen Wellenleiter.

Für die Berechnung der Admittanzen wird das System entsprechend der Vorgehensweise aus Unterabschnitt 5.4.2 in Abfolgen von Wellenleiterelementen zu beiden Seiten der Piezoaktoren aufgeteilt. Im Gegensatz zu den prinzipiellen Beispielen in Abschnitt 5.4 liegen in diesem Fall jedoch Teilbereiche aus Materialpaarungen vor, bspw. ein innerer Kernbereich durch die Stahlschraube und ein äußerer Ringbereich durch die Piezos. Um dies in einem eindimensionalen Modell abzubilden, ist es erforderlich, Ersatzwerte für die Dichte ρ und den Elastizitätsmodul E zu berechnen. Es gilt

$$\rho_{ers} = \frac{m_{ers}}{V_{ers}} = \frac{\sum_{i=1}^n \rho_i \cdot V_i}{\sum_{i=1}^n V_i} \quad (6.2)$$

für die Ersatzdichte ρ_{ers} eines Wellenleiterelements bestehend aus n Teilbereichen. Der Ersatzwert des Elastizitätsmoduls E_{ers} lässt sich durch einen Vergleich der Materialpaarungen mit einer Parallelschaltung von Federelementen finden. Unterteilt man das System geschickt in Abschnitte mit Materialpaarungen gleicher Länge l , so folgt

$$E_{ers} = \frac{c_{ers} \cdot l}{A_{ers}} = \frac{l \cdot \sum_{i=1}^n \frac{E_i A_i}{l}}{\sum_{i=1}^n A_i} = \frac{\sum_{i=1}^n E_i A_i}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (6.3)$$

für ein Element aus n Werkstoffbereichen.

Die Ergebnisse für die Kurzschlusskern- sowie für die Kurzschlussingangsdmittanzen der jeweiligen Modelle sind Abbildungen 6.11 mit 6.13 zu entnehmen. Da in diesem Fall die Geschwindigkeit v_1 am Rücken des Ultraschall-Vakuum-Greifers nicht von Bedeutung ist, wird nur die Kernadmittanz v_2/U am Kopf des Systems gezeigt. Zusätzlich wird das Verhältnis

$$Y_w = \frac{w_2}{U} = \frac{v_2}{j\omega U} \quad (6.4)$$

der Auslenkungsamplitude w zur Anregungsspannung U angegeben, da dieses für die Auslegung berührungsloser Handhabungsprozesse eine bestimmende Größe darstellt.

Es ist sowohl eine gute qualitative als auch quantitative Übereinstimmung der Frequenzgänge des analytischen Modells mit denjenigen des FE-Modells sowie denjenigen der Messungen festzustellen. Die gemessene Resonanzfrequenz der ersten Longitudinalschwingung des Systems liegt bei $29,95 \text{ kHz}$, d.h. sehr nahe an der Zielresonanzfrequenz. Lediglich die Phasen der Messwerte sind in Abbildungen 6.11 und 6.12 um 45° verschoben. Die Antiresonanz des FE-Modells liegt im Vergleich zum elektrischen Ersatzschaltbild wie bereits bei der Modellierung der beiden in Reihe geschalteten Piezos und des Anregekonverters etwas näher an der Resonanzfrequenz. Da die Verteilung der Auslenkung w entlang der Längsachse des Ultraschall-Vakuum-Greifers qualitativ der normierten Auslenkungsverteilung des Anregekonverters mit Transformatorelement in Abbildung 5.19 entspricht, wird diese nicht explizit dargestellt.

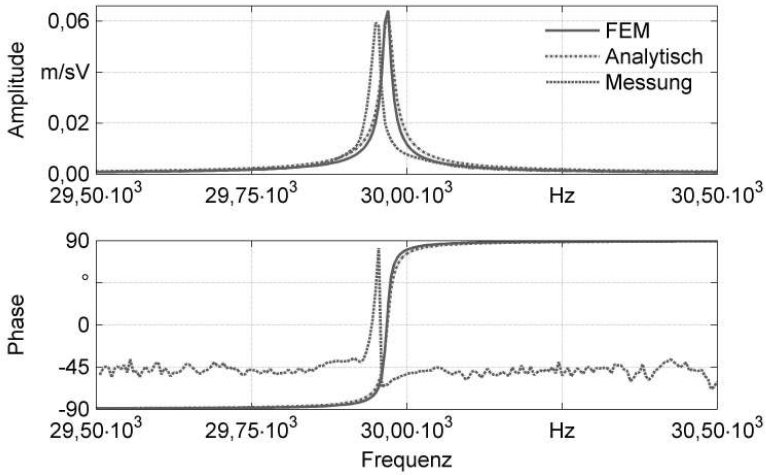


Abbildung 6.11: Kurzschlusskernadmittanz $Y_{mech} = v_2/U$ des Ultraschall-Vakuum-Greifers.

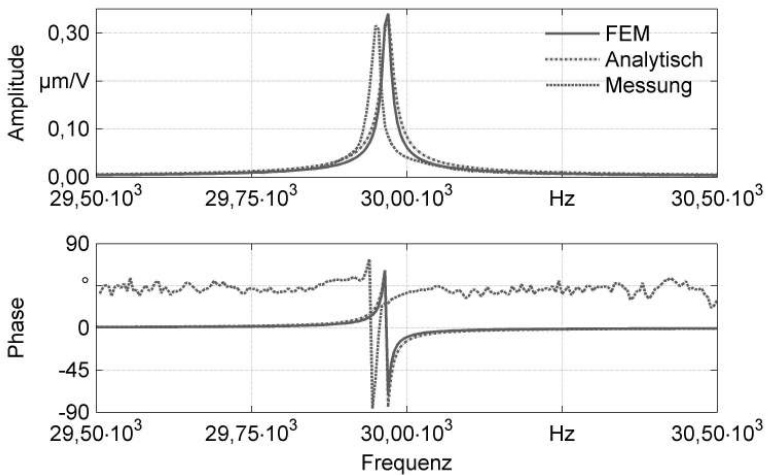


Abbildung 6.12: Verhältnis Y_w der Auslenkungsamplitude $w_2 = v_2/j\omega$ zur Anregungsspannung U des Ultraschall-Vakuum-Greifers.

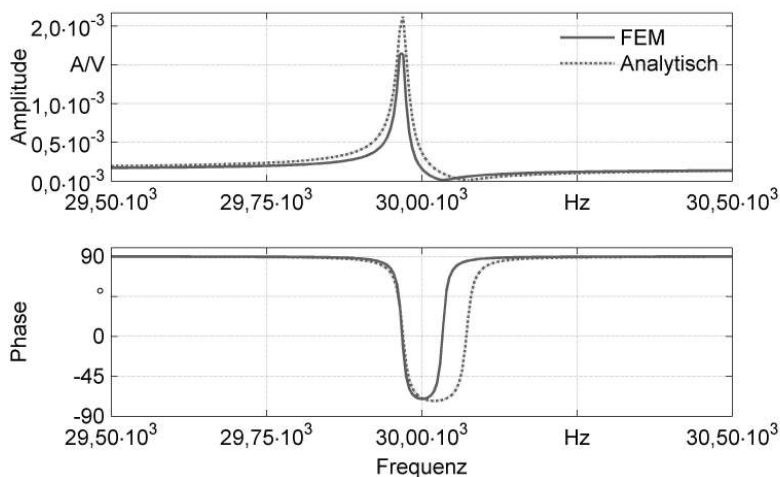


Abbildung 6.13: Kurzschlusseingangsamittanz $Y_{el} = i/U$ des Ultraschall-Vakuum-Greifers.

Für eine erste Auslegung des Greifsystems wurde in Abbildung 6.10 der Flansch zur schwingungsentkoppelten Aufhängung des Systems in der Versuchsumgebung vernachlässigt. Im realen System ist der Übergang zwischen dem schwingenden System und dem Befestigungsflansch über einen sehr schmalen Steg im Bereich des Querschnittsprungs des Amplitudentransformators realisiert (Abbildung 6.14). Da die Auslenkung an dieser Stelle aufgrund des dort auftretenden Schwingungsknotens nahezu Null ist, beeinflusst die angeflanschte Masse das Resonanzverhalten des elektromechanischen Wandlers nur äußerst gering. Dies bestätigt auch der Vergleich des analytischen Ansatzes mit den Messwerten am System mit Flansch.

Zur abschließenden Verifikation des Übertragungsverhaltens des Ultraschall-Vakuum-Greifers erfolgt ein Systemtest im Zeitbereich. Hierfür wird der Longitudinalschwinger an den beiden piezoelektrischen Elementen mit einer sinusförmigen Spannung U bei einer Amplitude $A = 100$ V in der Resonanzfrequenz $f = 29,95$ kHz angeregt. Zum besseren Vergleich sind die Zeitverläufe der Anregungsspannung U und der Systemantwort w_2 in Abbildung 6.15 normiert dargestellt. Entsprechend Abbildung 6.12 beträgt das

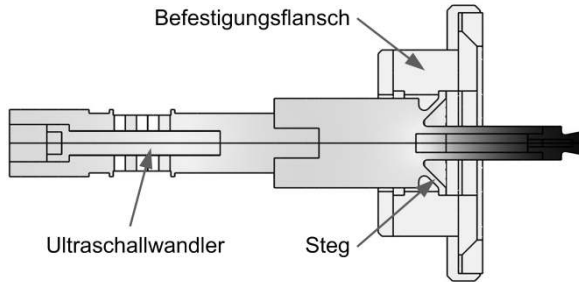


Abbildung 6.14: Proportional zur Auslenkung eingefärbter Schnitt eines FE-Modells des Ultraschall-Vakuum-Greifers in Resonanz bei $29,95\text{ kHz}$, hell \equiv geringe Auslenkung, dunkel \equiv große Auslenkung.

Übertragungsverhältnis $w_2/U \approx 0,3\text{ }\mu\text{m/V}$. Des Weiteren ist eine Phasenverschiebung $\varphi = 90^\circ$ zwischen der Anregungsspannung und der Systemantwort an der Spitze des Ultraschall-Vakuum-Greifers zu beobachten. Schließt man das System an ein zur Verfügung stehendes Steuergerät mit integrierter Resonanzregelung an, so liegt die Systemantwort auf das Stellsignal des Steuer-PC's zwischen $V_{\min} = 3,6\text{ V}$ und $V_{\max} = 10\text{ V}$ in einem proportionalen Bereich zwischen $w_{2,\min} = 8\text{ }\mu\text{m}$ und $w_{2,\max} = 21\text{ }\mu\text{m}$. Die Forderungen nach einer Zielfrequenz $f = 30\text{ kHz}$ und einer Amplitude $w_2 > 10\text{ }\mu\text{m}$ werden somit erfüllt.

Mit dem in Abbildung 6.14 dargestellten Ultraschallwandler steht ein System hoher Güte mit einer ausgeprägten Longitudinalresonanz zur Erprobung berührungsloser Handhabungsprozesse zur Verfügung. Dies wird im Fokus der folgenden Schritte stehen.

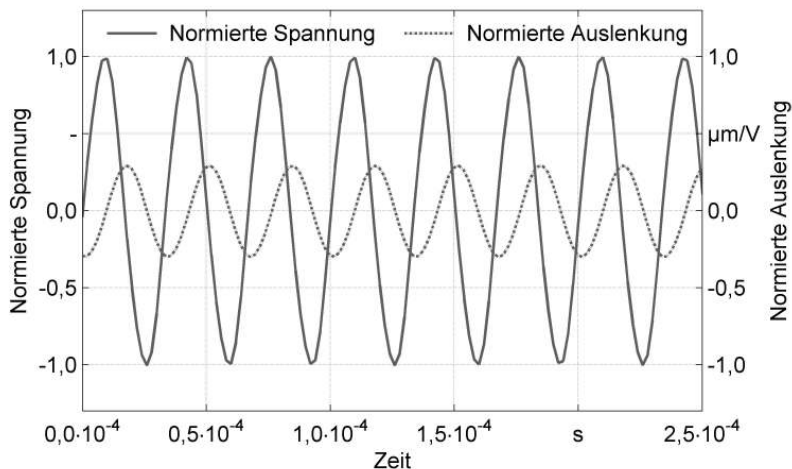


Abbildung 6.15: Auf die Anregungsspannung U normierte Zeitantwort der Sonotrodenspitze $\tilde{w}_2 = v_2/j\omega U$ bei einer sinusförmigen Systemanregung in Resonanzfrequenz $f = 29,95 \text{ kHz}$.

6.4.4 Modellbasierte Auslegung des horizontalen Kräftegleichgewichts

Bereits in SCHILP (2007) sind erste Untersuchungen zur Ausprägung der zentrierenden Druckkräfte an den Bauteilstirnflächen und des horizontalen Kräftegleichgewichts zu finden. Dieser empfiehlt im Allgemeinen einen Kompromiss zwischen kleinen Öffnungen, da diese eine gute Regelbarkeit des Unterdrucks sowie eine Erweiterung des Kennfelds einer Sonotrode zu hohen Unterdruckwerten ermöglichen, und großen Öffnungen, da diese typischerweise den Luftdurchsatz erhöhen, was entsprechend den Ausführungen von SCHILP (2007) zu höheren Zentrierkräften führt. Vor allem bei etwas größeren Bauteilen sind damit zahlreiche Varianten für die Gestaltung und Anordnung der Druckflächen denkbar. Dieser Punkt wird im Rahmen der folgenden Untersuchungen zur modellbasierten Auslegung des horizontalen Kräftegleichgewichts aufgegriffen.

SCHILP (2007) beobachtet bei einer der Startkonfiguration entsprechenden

Greifspitze mit zwei Bohrungen parallel zur Längsachse (Abbildung 6.20a) die höchsten messbaren Kräfte. Beim seitlichen Auslenken der Bauteile stellt er außerdem fest, dass die Maxima der Kräfte im Bereich der Bohrungsmittelpunkte liegen. Diese Erkenntnisse stellen den Ausgangspunkt für die folgenden Untersuchungen mit Hilfe von parametrisierten Finite-Elemente-Modellen dar. Durch die Abbildung und qualitative Studie der Unterdruckströmung sowie der Druckverhältnisse im Spalt und an den Stirnflächen des Bauteils können sowohl das horizontale als auch das vertikale Kräftegleichgewicht ausgelegt und optimiert werden.

Die Berechnung der Strömung im Luftspalt und an dessen Randbereichen erfolgt mit der Finite-Elemente-Software COMSOL Multiphysics. Im Wesentlichen entspricht die Geometrie des betrachteten Systemausschnitts Abbildung 6.7. Diese wird nun allerdings um einen Ausschnitt der in den Spalt mündenden, leicht angewinkelten Unterdrucköffnung und insbesondere um die an den Luftspalt angrenzenden Umgebungsbereiche zur Abbildung der Druckverteilung an den Bauteilstirnflächen erweitert (Abbildung 6.16). Die hiermit verbundene Erweiterung des Modells um zusätzliche Freiheitsgrade hat in diesem Fall geringere Auswirkungen auf die Berechnungszeiten, da für eine definierte Druckrandbedingung an der ansaugenden Öffnung der stationäre Strömungszustand betrachtet werden kann.

Für die Untersuchung der zentrierenden Kräfte an den Bauteilstirnflächen und der damit verbundenen Simulation einer Auslenkung des Bauteils relativ zur Handhabungsfläche des Greifers besteht die Möglichkeit, die Geometrie entsprechend zu parametrisieren (Abbildung 6.16b). Dies beschränkt sich jedoch nicht ausschließlich auf die Position des Bauteils relativ zum Greifer, sondern kann durch eine entsprechende Anpassung des Modells, bspw. auch auf den Neigungswinkel, die Position oder den Durchmesser der Öffnung, übertragen werden. In diesem Abschnitt wird jedoch für die Auslegung des horizontalen Kräftegleichgewichts nur die Auslenkung des Bauteils relativ zur Greiffläche sowie die Spalthöhe parametrisiert.

Die Vernetzung der Geometrie erfolgt, wie bereits in Unterabschnitt 6.4.2 beschrieben, durch schrittweise Teilvernetzung der Grundflächen und einer anschließenden Extrusion der ebenen Netze in die entsprechenden dreidimensionalen Teilgebiete. Entsprechend den in Unterabschnitt 6.4.2 genannten Netzebenen bestehen die in Abbildung 6.16 dargestellten Modelle aus ungefähr $1,5 \cdot 10^6$ Freiheitsgraden.

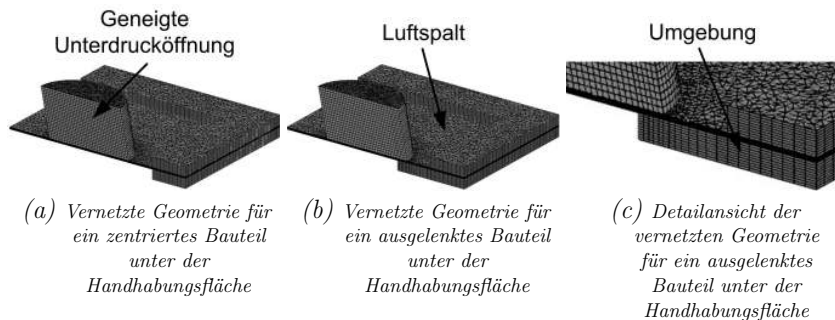


Abbildung 6.16: Vernetzte Geometrie zur Studie der bauteilzentrierenden Druckkräfte an den Stirnflächen des Bauteils.

Die Höhe und die Ausprägung der mit den beschriebenen Modellen berechneten Kräfte decken sich mit den Beobachtungen von SCHILP (2007) (Abbildung 6.17). Zur Einordnung dieses Ergebnisses sei ein Vergleichswert von SCHILP (2007) genannt. Dieser misst für einen Unterdruck von 110 mbar eine maximale Kraft von $3,5 \text{ mN}$ im Bereich des Öffnungsmittelpunktes. Wirft man einen Blick auf die Veränderung der Strömung und der Druckverteilung in Folge einer Auslenkung (Abbildung 6.18), so lässt sich dieses Phänomen anschaulich erklären. Für den Fall einer zentrischen Position des Bauteils unterhalb des Greifers bzw. einer Auslenkung, die nicht über die Öffnung hinausgeht, liegt aufgrund der zur Handhabungsfläche parallel verlaufenden Stromlinien (Abbildung 6.18a) nur eine geringe Kantenströmung vor. Des Weiteren ist der Druck im Randbereich des Luftspalts bereits annähernd auf Umgebungsdruck angestiegen. In Folge dessen und der geringen Strömungsbeschleunigung um die Bauteilkanten wirkt auf die Stirnfläche ein nur sehr geringer Unterdruck, der sich zudem über eine nur sehr geringe Fläche verteilt. Wird das Bauteil weiter in den Bereich der Öffnungen ausgelenkt, so wird der Luftspalt strömungsmechanisch kurzgeschlossen. Folglich sucht sich die Strömung den Weg über das sich auftuende Leck und es kommt durch die Zunahme des Massenstroms zu einer starken Beschleunigung der Stromlinien um die Bauteilkante (Abbildung 6.18b). Der Druck sinkt lokal unter den Versorgungsdruck ab (Energieerhaltung nach Bernoulli) und kann sich über eine größere Fläche auf der Stirnseite des Bauteils ausbreiten (6.19). Dies führt zu dem beschriebenen, starken Anstieg der auf die Stirnfläche wirkenden Kraft in diesem Auslenkungsbereich.

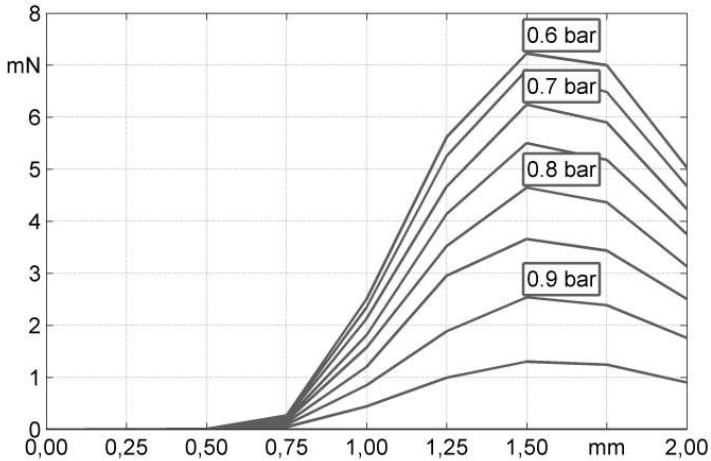


Abbildung 6.17: Zentrierende Unterdruckkraft an der Stirnfläche des Bauteils in Abhängigkeit der Auslenkung Δx des Bauteils relativ zur Sonotrode und des Drucks p für eine Spalthöhe $h_0 = 30 \mu\text{m}$.

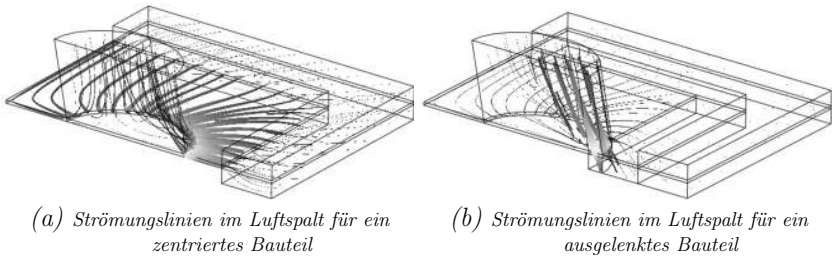


Abbildung 6.18: Exemplarische Darstellung der Strömungslinien im Luftspalt für zwei Bauteilpositionen relativ zur Handhabungsfläche ($h_0 = 30 \mu\text{m}$; $p_U = 0,8 \cdot 10^5 \text{ bar}$).

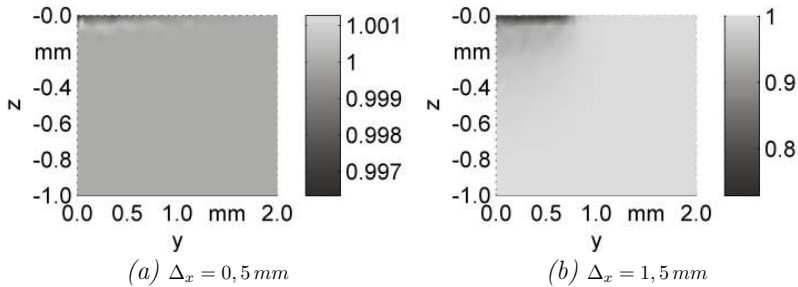


Abbildung 6.19: Druckverteilung auf der Stirnseite des Bauteils für eine Auslenkung des Bauteils relativ zur Handhabungsfläche, einer Spalthöhe $h_0 = 30 \mu\text{m}$ und einem Druck $p = 0,8 \text{ bar}$.

Anhand dieser Beobachtungen kann für die Ausprägung der zentrierenden Druckkräfte deshalb Folgendes zusammengefasst werden:

- Die zentrierende Kraft an der Stirnfläche des Bauteils ist in erster Linie von der Auslenkung des Bauteils relativ zum Greifer abhängig.
- Die zentrierende Kraft steigt bei einer Relativauslenkung in den Bereich der Saugöffnungen stark an und erreicht für eine relative Auslenkung der Bauteilkante im Bereich des Bohrungsmittelpunktes ihr Maximum.
- Die an der Bauteilstirnfläche wirkende Kraft hängt darüber hinaus vom an den Vakuumdüsen wirkenden Unterdruck ab.
- Im für die Handhabung relevanten Arbeitsbereich hat der Abstand zwischen Bauteil und Greifer nur einen geringfügigen Einfluss auf die zentrierende Kraft.

Darauf aufbauend können folgende konstruktive Richtlinien für die Gestaltung der Greifspitze bzw. für die Anordnung der Unterdruckbohrungen abgeleitet werden:

- Die Unterdruckbohrungen sollten so nah wie fertigungstechnisch möglich an den Rändern der zur Verfügung stehenden Greiffläche angeordnet werden, so dass die zentrierende Unterdruckkraft bereits bei kleinen Auslenkungen stark ansteigt.

- Eine ausschließliche Anordnung der Öffnungen entlang der längeren der beiden Halbachsen, wie bspw. bei der beschriebenen Startkonfiguration, begünstigt vorwiegend die Bauteilstabilisierung in dieser Richtung. Für eine Bauteilstabilisierung in beide Richtungen erscheinen deshalb Anordnungsmöglichkeiten interessant, welche ausgeprägte Druckkräfte an allen vier Stirnflächen ermöglichen und diese des Weiteren über einen möglichst großen Kantenbereich verteilen.
- Aufgrund des signifikanten Anstiegs der Zentrierkräfte mit steigender Druckdifferenz sollte der Bereich des vertikalen Kräftegleichgewichts in den Bereich niedrigeren Unterdruckniveaus verschoben werden. Hierfür stehen mehrere Möglichkeiten zur Verfügung.
- Die zunehmende Unterdruckkraft bei steigender Druckdifferenz kann theoretisch durch höhere Ultraschallamplituden kompensiert werden.
- Der Bereich der wirkenden Unterdruckkräfte sollte sich auf die äußeren Randbereiche der zur Verfügung stehenden Greiffläche beschränken, so dass sich die SFL maximal über den Kernbereich ausbreiten kann.
- Dies bedingt kleinere Unterdrucköffnungen oder -kanäle entlang der Ränder, da diese neben einem geringeren Einflussbereich auch höhere Druckdifferenzen für ein Kräftegleichgewicht bedingen.

Aus diesen Gestaltungsrichtlinien werden für das weitere Vorgehen deshalb die folgenden drei Düsenkonfigurationen abgeleitet und diskutiert (Abbildung 6.20). Die erste Greifspitze in Abbildung 6.20a entspricht der Startkonfiguration. Darüber hinaus werden zwei weitere Düsenkonfigurationen vorgestellt mit denen versucht wird, die Gestaltungsrichtlinien umzusetzen und auf deren Gültigkeit hin zu überprüfen. Um auf allen vier Stirnflächen Zentrierkräfte zu erzeugen, besitzt die erste Greiferspitze zwei asymmetrisch angeordnete Düsen in den beiden gegenüberliegenden Ecken einer Querdiaagonalen. Durch die Verlagerung der beiden Unterdrucköffnungen von der längeren Halbachse der Greiffläche auf die Diagonale sollen einerseits stabilisierende Unterdruckbereiche an allen vier Stirnflächen und andererseits ein zusätzliches, rotationsminderndes Drehmoment erzeugt werden. Bei der dritten Ausführung werden die Durchmesser der Saugöffnungen verkleinert und durch zwei weitere Öffnungen auf der anderen Querdiaagonale ergänzt. Dadurch wird einerseits versucht den freien Kernbereich für die Ausprägung der SFL zu erweitern sowie andererseits den wirksamen Unterdruckbereich

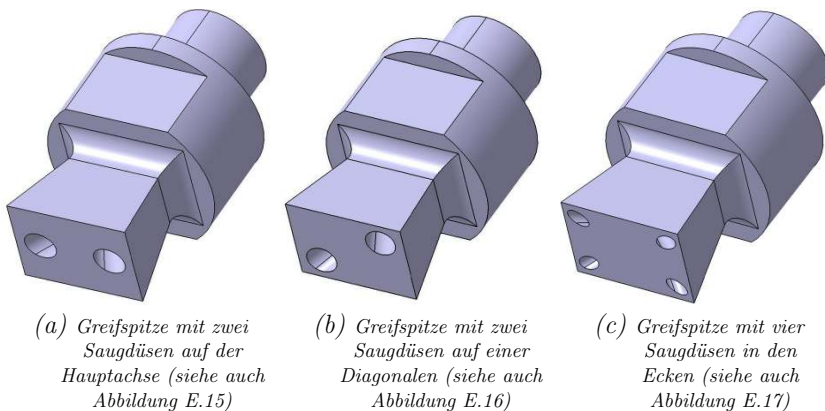


Abbildung 6.20: Variation der Unterdrucköffnungen zur Optimierung des Stabilitätsverhaltens.

an den Stirnflächen und das rückstellende Drehmoment zu vergrößern. Im Weiteren wird darauf basierend gezeigt, wie mit Hilfe der in Schritt 5 beschriebenen Vorgehensweise das vertikale Kräftegleichgewicht systematisch ausgelegt und optimiert werden kann.

6.4.5 Auslegung des vertikalen Kräftegleichgewichts

Zunächst wird der Einfluss des Bauteilgewichts auf das Greifverhalten ausgeblendet und es erfolgt entsprechend der in Schritt 5 beschriebenen Vorgehensweise eine erste Abschätzung der Größenordnung der Ultraschall- und Unterdruckkräfte in Abhängigkeit der beiden Stellgrößen Ultraschallamplitude δ_h und Unterdruck p_U sowie der Spalthöhe δ_h .

Zur Einordnung der Güte der Berechnungsergebnisse für die Ultraschallkraft werden mit Hilfe des in Abbildung 6.1 dargestellten Versuchsaufbaus entsprechende Vergleichsmessungen durchgeführt. Dazu wird die Sonotrodenspitze in einem definierten Abstand über dem Kraftaufnehmer der Wägezelle positioniert. Um das Bauteilverhalten möglichst realistisch nachzubilden, ist die Fläche des Kraftaufnehmers kongruent zur Bauteilgeometrie bzw. zur Handhabungsfläche des Greifers. Die Aufnahme der Messwerte als Funktion der Spalthöhe h_0 und der Amplitude δ_h erfolgt durch die zentrale Steuerung

der Stellgrößen über den Messrechner vollautomatisch.

Eine Auswertung der resultierenden Kraft für die drei betrachteten Greifspitzen entsprechend Abbildung 6.20c ergibt auf den ersten Blick eine qualitativ gute Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung (vgl. bspw. Abbildung 6.21a mit Abbildung 6.9). Es ist wiederum ein stetig nichtlinearer Anstieg der Ultraschallkraft für steigende Kompressionswerte zu beobachten. Allerdings besteht analog zu Kapitel 4 zwischen Simulation und Messung nach wie vor eine erhebliche Abweichung betreffend der absoluten Kraftwerte. In diesem Fall übertreffen die berechneten Kräfte für das Extremum (Kompression $\epsilon = \delta_h/h_0 = 1$) die gemessenen in etwa um das Fünffache. Auch geht daraus hervor, dass die resultierende Kraft von Konfiguration 6.20a über 6.20b zu 6.20c leicht abnimmt.

Die Auslegung der Durchmesser für die Unterdrucköffnungen erfolgt zuerst mit Hilfe der bereits in Unterabschnitt 6.4.4 beschriebenen Finite-Elemente-Modelle. Für die Auslegung der Unterdruckkraft wird zunächst gefordert, dass diese im betrachteten Abstandsbereich zwischen Bauteil und Greifspitze der Größenordnung der Ultraschallkraft entspricht. Beispielhaft für die numerische Berechnung der Unterdruckkraft ist diese in Abbildung 6.22a für Greifspitze 6.20a in Abhängigkeit der Spalthöhe h_0 und des Unterdrucks p_U dargestellt. Liegt das Bauteil direkt an der Handhabungsfläche an so wirkt die Druckkraft lediglich über die beiden Öffnungsflächen der Unterdruckbohrungen auf das Bauteil. Aufgrund der in diesem Fall sehr geringen effektiven Fläche fällt die resultierende Kraft nur leicht für eine steigende Druckdifferenz ab. Öffnet sich der Spalt, so breitet sich die druckwirksame Fläche mit zunehmenden Abstand über die gesamte Bauteilfläche aus. Folglich nimmt der Betrag der Unterdruckkraft so lange zu, bis dieser bei ca. $20\,\mu\text{m}$ Abstand einen Maximalwert ($|F_U| \approx 0,45\,\text{N}$) erreicht. Mit weiter steigendem Abstand ist wieder eine leichte Abnahme des Betrags der Unterdruckkraft festzustellen. Des Weiteren ist ein linearer Zusammenhang zwischen der Druckdifferenz und der Druckkraft zu beobachten.

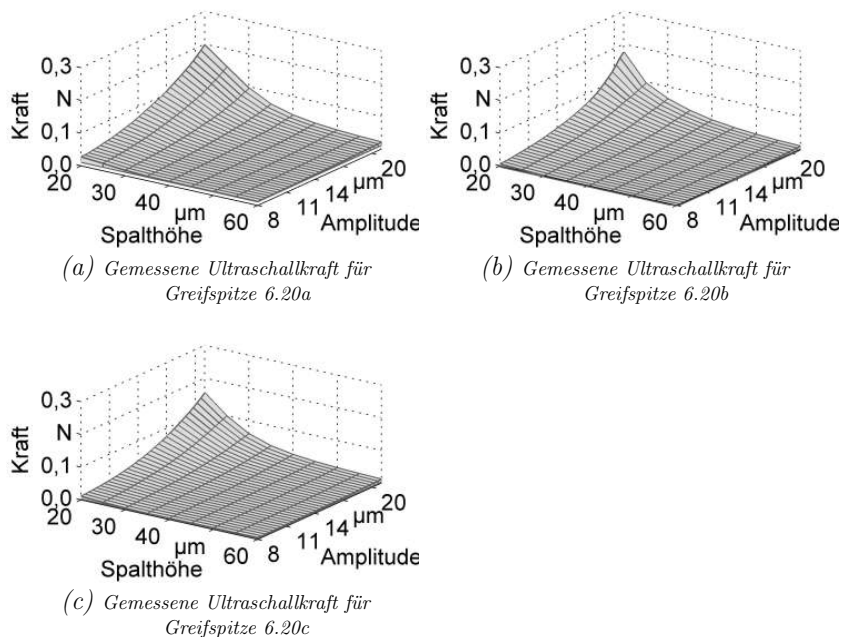


Abbildung 6.21: Mit Hilfe des Versuchsaufbaus (Abbildung 6.1) gemessene Ultraschallkraft für die drei Greifspitzen entsprechend Abbildungen 6.20a, 6.20b und 6.20c in Folge des quasistatischen Überdrucks der SFL als Funktion der Anregungsamplitude δ_h und der Spalthöhe h_0 .

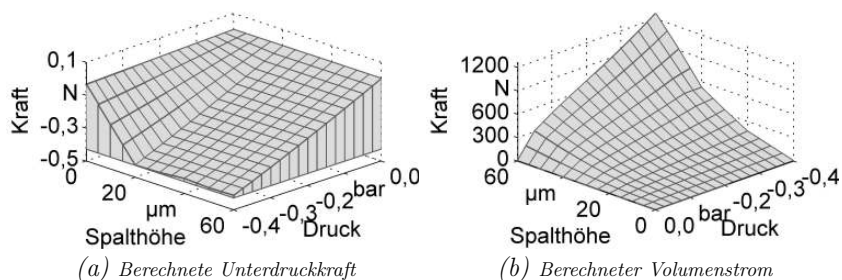


Abbildung 6.22: Für Greifspitze 6.20a berechnete Unterdruckkraft und Volumenstrom in Abhängigkeit des Unterdrucks p_U und der Spalthöhe h_0 .

Die berechnete Unterdruckkraft für die Startkonfiguration der Greifspitze dient als Referenz für die Auslegung der Düsendurchmesser der anderen beiden Greifspitzen. Für beide kann die anziehende Unterdruckkraft als Funktion des Bohrungsdurchmessers berechnet und anschließend untereinander verglichen werden. Beispielhaft ist dies für Greifspitze 6.20c und für unterschiedliche Radien zwischen $r = 0,1\text{ mm}$ und $r = 0,4\text{ mm}$ in Abbildung 6.23 dargestellt. Die Darstellung basiert auf einer Spalthöhe $h_0 = 30\text{ }\mu\text{m}$ und einem Abstand des Bohrungsmittelpunkts $\Delta x = \Delta y = 0,7\text{ mm}$ von der Bauteilkante. Zum Vergleich mit Greifspitze 6.20a ist für diese die entsprechende Kraft als gestrichelte Linie eingezeichnet.

Eine Verifikation der Simulationsergebnisse erfolgt wieder mit Hilfe des in Abbildung 6.1 beschriebenen Versuchsstands. Dazu werden der Abstand zwischen der Greiferspitze und dem Kraftaufnehmer der Wägezelle sowie der Unterdruck systematisch variiert, so dass sich der in Abbildungen 6.24a mit 6.24c dargestellte Verlauf für die Unterdruckkraft der jeweiligen Greifspitzen ergibt. Die Kraft stimmt sowohl qualitativ als auch quantitativ gut mit den berechneten Werten überein. Bspw. ist für einen Vergleich von Abbildung 6.22a mit Abbildung 6.24a lediglich ein leichterer Anstieg des Betrags der Unterdruckkraft für einen direkten Kontakt zwischen Greiffläche und Kraftaufnehmer (Spalthöhe $h_0 = 0\text{ }\mu\text{m}$) zu beobachten. Der Grund hierfür liegt darin, dass es im Labormaßstab nicht möglich ist, eine exakte Planparallelität zwischen den beiden Flächen der Greifspitze und des Kraftaufnehmers sicherzustellen. Es stellt sich somit immer ein gewisser Leckstrom durch den verbleibenden Restspalt ein. Für steigende Spalthöhe ist ein etwas steilerer Anstieg der Unterdruckkraft im Vergleich zur Simulation festzustellen. Ein merklicher Anstieg der Kraft wird allerdings erst in Erscheinung treten, wenn die Kapazität der Vakuumborungen ausgeschöpft ist bzw. die Druckregelung den Sollwert aufgrund des abnehmenden Strömungswiderstands bei steigendem Abstand nicht mehr einhalten kann. Dies ist für die kleineren Bohrungsdurchmesser in Abbildung 6.24c zu beobachten. Für alle drei Greifspitzen liegt die Unterdruckkraft im Bereich der Ultraschallkraft. Die beste Übereinstimmung ist für die Greifspitze entsprechend Abbildung 6.20c auszumachen.

Vergleicht man die Größenordnungen der ermittelten Ultraschallkräfte mit den anziehenden Unterdruckkräften, so ist davon auszugehen, dass für alle vorliegenden Systemkonfigurationen ein Prozessfenster existiert, in dem sich ein stabiles Kräftegleichgewicht einstellt. Das Bauteilgewicht wird vorerst

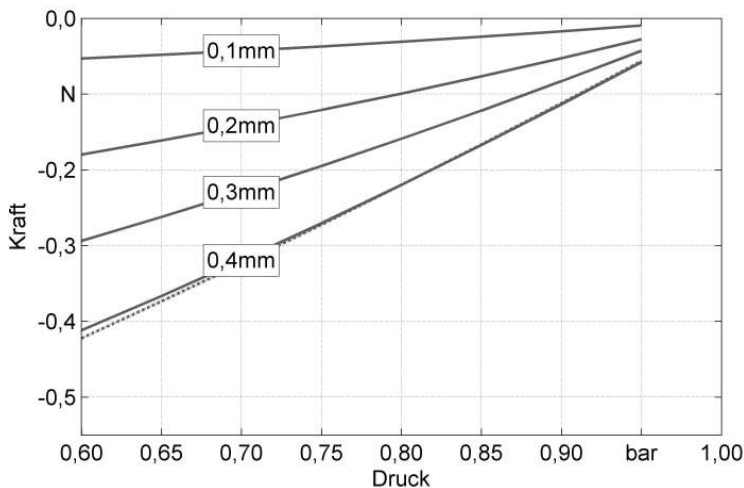


Abbildung 6.23: Für Greifspitze 6.20c berechnete Unterdruckkraft bei variierendem Bohrungsradius zwischen $r = 0,1\text{ mm}$ und $r = 0,4\text{ mm}$ für eine Spalthöhe $h_0 = 30\text{ }\mu\text{m}$.

vernachlässigt, da eine Masse von 34 mg umgerechnet nur einem Druck von etwa 11 Pa entspricht. SCHILP (2007) stellt ein naheliegendes Verfahren vor, bei dem sich die Parameterkombinationen zwischen Druck und Ultraschallleistung durch eine lineare Superposition der Kräfte aus den entsprechenden Diagrammen (Abbildung 6.21 und 6.24) ermitteln lassen. Im Experiment weist dieser nach, dass diese Methode brauchbare Ergebnisse liefert. Wendet man dieses Verfahren auf die hier vorliegenden Messwerte für die Greifspitzen an, so lassen sich die in Abbildung 6.25 dargestellten Nullkraftlinien berechnen. Diese repräsentieren das Kräftegleichgewicht aus Ultraschall- und Unterdruckkräften für unterschiedliche Spalthöhen h_0 in Folge einer linearen Superposition (siehe dazu auch Abbildungen E.8 mit E.10 in Anhang E.2). Daraus geht hervor, dass das Prozessfenster für einen stabilen Schwebezustand auf einen relativ kleinen Kombinationsbereich aus Ultraschallamplitude δ_h und Unterdruck p_U beschränkt ist. Da die Ultraschallkraft mit zunehmendem Abstand ungleich stärker abnimmt als die Unterdruckkraft (vgl. bspw. Abbildung 6.21a mit 6.24a), nimmt auch die Vorspannung des Luftlagers entsprechend stark ab. Für Spalthöhen $h_0 > 40\text{ }\mu\text{m}$ ist kein nennenswerter

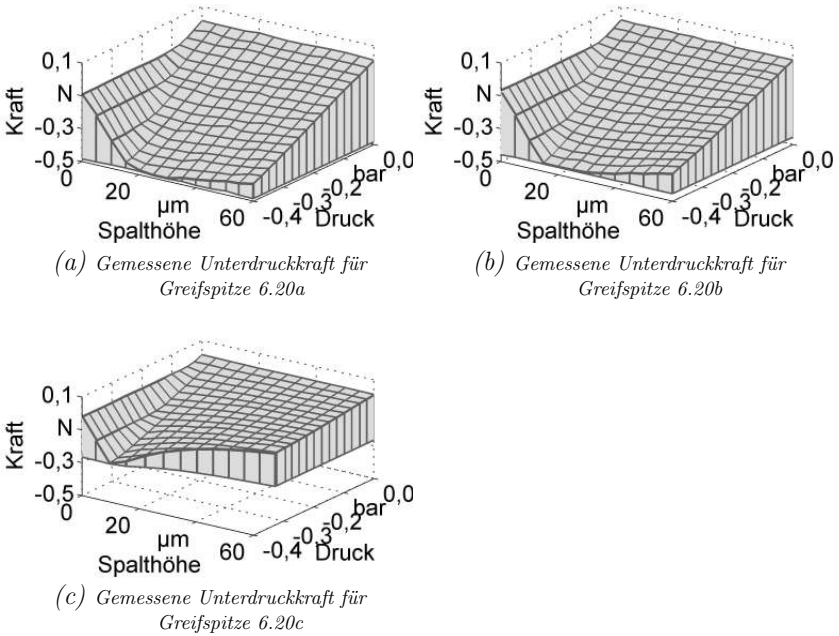


Abbildung 6.24: Mit Hilfe des Versuchsaufbaus (Abbildung 6.1) gemessene Unterdruckkraft für die drei Greifspitzen entsprechend Abbildungen 6.20a, 6.20b, 6.20c als Funktion der Druckdifferenz p_U und der Spalthöhe h_0 .

Anstieg der Kraft mit der Anregungsamplitude mehr zu verzeichnen. Die Höhenlinien nähern sich insofern immer mehr aneinander an. Eine klare Unterscheidung zwischen unterschiedlichen Abständen geht verloren. Zu beachten ist insbesondere die im Vergleich zu Abbildungen 6.25a und 6.25b geänderte Skalierung der Ordinate für Greifspitze 6.20c in Abbildung 6.25c. Für diese Spitze umschließen die ermittelten Nullkraftlinien mit Abstand die größte Fläche. Der Grund hierfür ist in dem mit zunehmender Druckdifferenz geringeren Abfall der Unterdruckkraft zu begründen. Es entsteht somit ein größeres Prozessfenster, in dem Unterdruckkraft und Ultraschallkraft im Gleichgewicht stehen.

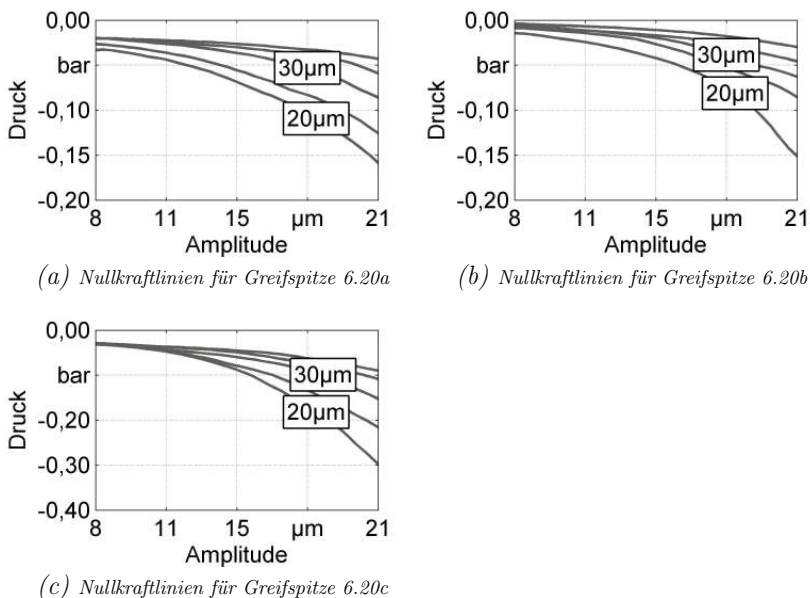


Abbildung 6.25: Dem Kräftegleichgewicht entsprechende Nullkraftlinien für unterschiedliche Spalthöhen h_0 , berechnet durch lineare Superposition aus gemessenen Ultraschall- und Unterdruckkräften in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Drucks p_U .

Aufgrund der nichtlinearen Eigenschaften von Strömungen gilt es die Gültigkeit des linearen Superpositionsansatzes von SCHILP (2007) jedoch zu hinterfragen. Es wird deshalb die aus der Überlagerung von Unterdruck und SFL resultierende Kraft experimentell ermittelt. Bestimmt man das Übertragungsverhalten des überlagerten Zustands entsprechend Abbildung 6.4, so zeigt sich, dass insbesondere für geringe Spalthöhen ein stark ausgeprägter, nichtlinearer Effekt entsteht.

In Abbildung 6.26 ist die gemessene, resultierende Kraft in Abhängigkeit des Unterdrucks p_U sowie der Ultraschallamplitude δ_h exemplarisch für die Greifspitze 6.20a und für die beiden Spalthöhen $h_0 = 25\mu\text{m}$ und $h_0 = 50\mu\text{m}$ dargestellt. Insbesondere bei zunehmendem Unterdruck ist ein deutlicher

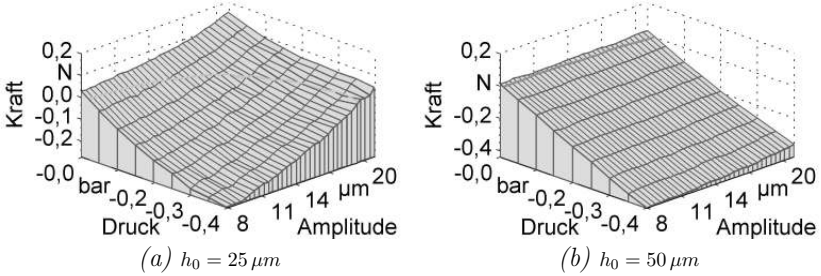
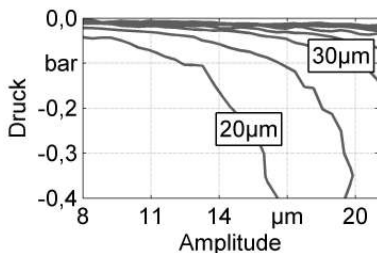


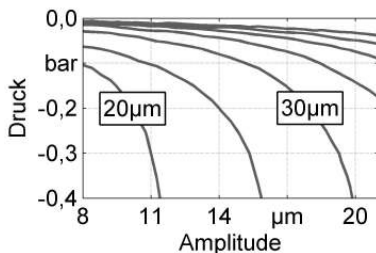
Abbildung 6.26: Experimentell ermittelte Kraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen.

Anstieg der entgegengewirkenden Squeeze-Film-Effekte zu beobachten (Abbildung 6.26a). Die partielle Ableitung der Kraft nach der Anregungsamplitude $\partial F / \partial \delta_h$ nimmt für geringere Drücke stark zu, woraus bei einem Unterdruck $p_U = -0,4 \text{ bar}$ eine deutlich größere Kraftdifferenz im Vergleich zum Umgebungsdruck $p_U = 0 \text{ bar}$ resultiert. Es erscheint plausibel, dass dieser Effekt für zunehmenden Abstand entsprechend der Charakteristik der SFL in seiner Wirkung abnimmt. Ein ausführlicherer Vergleich anhand von Abbildungen E.8, E.9 und E.10 mit Abbildungen E.11, E.12 und E.13 in Anhang E.2 verdeutlicht allerdings, dass dieses Phänomen jedoch auch bei größeren Abständen, wenn auch mit verminderter Ausprägung, weiterhin anhält.

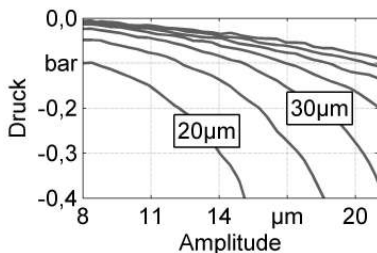
Analog zur linearen Superposition können aus den Kraftverläufen wieder die Nullkraftlinien für die jeweiligen Spalthöhen berechnet werden (Abbildung 6.27). Der Bereich, in dem ein Kräftegleichgewicht aus Ultraschall- und Unterdruckkräften besteht, ist hier für alle Greifspitzen wesentlich größer als in Abbildung 6.25. Diese Erweiterung des Prozessfensters im Vergleich zur linearen Superpositionstheorie lässt sich eindeutig auf den beobachteten, nichtlinearen Verstärkungseffekt der SFL bei zunehmenden Unterdruck zurückführen. Die Zunahme des Einflusses der Ultraschalllevitation bei kleineren Drücken p_U führt bei kleinen Spalthöhen h_0 zu einer starken Krümmung der Nulllinien nach unten. Vergleichbar mit einer Steifigkeitserhöhung bei einer Feder, nimmt die Steifigkeit bzw. die Vorspannung des Luftlagers zu. Kleinere Änderungen der Stellgröße δ_h führen zu größeren Änderungen der Kraft. Allerdings nimmt diese steifigkeitserhöhende Wirkung durch die SFL



(a) Nullkraftlinien für Greifspitze 6.20a



(b) Nullkraftlinien für Greifspitze 6.20b



(c) Nullkraftlinien für Greifspitze 6.20c

Abbildung 6.27: Dem Kräftegleichgewicht entsprechende Nullkraftlinien für unterschiedliche Spalthöhen h_0 in Abhängigkeit der Ultraschallamplitude δ_h und des Drucks p_U .

mit der Spalthöhe ab. Mit zunehmendem Abstand nähern sich die Nullkraftlinien deshalb wieder an. Des Weiteren ist für alle drei betrachteten Greifspitzen ein ausgeprägter Gleichgewichtsbereich auszumachen. Besonders gut wird das zur Verfügung stehende Prozessfenster für die beiden Spitzen 6.20b und 6.20c ausgenutzt. Allerdings weisen die Graphiken für die beiden Greifspitzen unterschiedliche Verläufe für die Höhenlinien auf. Während für die Spitze mit nur zwei Düsen auf einer Diagonalen eine wesentlich größere Spreizung sowie eine stärkere Krümmung der Höhenlinien nach unten zu beobachten ist, liegen diese bei der Konfiguration mit vier Saugöffnungen in den Ecken ungleich näher beisammen. Die größten Greifabstände bis ungefähr $70 \mu\text{m}$ sind für Greifspitze 6.20c zu erwarten, da hier die Nullkraftlinien sehr gleichmäßig über das gesamte Gebiet verteilt sind und auch mit steigendem Abstand noch eine relativ gute Unterscheidung der Linien zu beobachten ist. Es kann auch festgestellt werden, dass die Herleitung der Nullkraftlinien

durch lineare Superposition nach SCHILP (2007) nur sehr eingeschränkt einen Rückschluss auf das tatsächliche Gleichgewichtsverhalten ermöglicht.

6.4.6 Bestimmung des Handhabungsverhaltens

Aufgrund der Vernachlässigung des geringen Bauteilgewichts ist es nahelegend über die Ableitung der Nullkraftlinien auf das Abstandverhalten des Bauteils im Schwebezustand unter der Handhabungsfläche zu schließen. Diese Annahme soll im Folgenden anhand einer experimentellen Messung des Abstands als Funktion der Ultraschallamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U verifiziert werden. Hierfür sind im Versuchsaufbau entsprechend Abbildung 6.1 zwei hochpräzise Abstandssensoren vorgesehen.

Das Vorgehen für die Messung besteht aus folgenden Schritten:

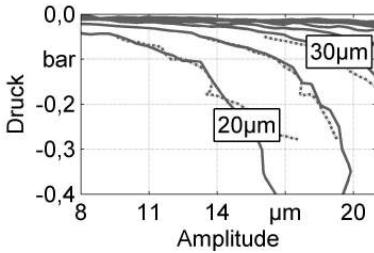
- Im ersten Schritt wird das Bauteil nur mit Unterdruck taktil vom Gel-Pak aufgenommen und über der optischen Sensorik in vertikaler Richtung grob vorpositioniert.
- Daran anschließend wird die vertikale Achse der Präzisionsaktuatorik über einen entsprechenden Algorithmus so lange verfahren, bis sich die Bauteilunterseite exakt in der Nullposition des optischen Sensors befindet. Über den kapazitiven Abstandssensor wird die Nullposition des Bauteils bzw. die korrespondierende Absolutposition des Greifers im Raum als Referenz abgespeichert.
- Anschließend wird das Bauteil wieder auf dem Gel-Pak abgelegt und daraufhin berührungslos aufgenommen.
- Im folgenden Schritt wird der Greifer wieder in der Referenzposition über dem kapazitiven Sensor positioniert.
- Die Spalthöhe h_0 wird mit Hilfe des optischen Abstandssensors experimentell ermittelt. Dabei wird immer eine Messreihe für konstant gehaltenen Unterdruck p_U und ansteigender Ultraschallamplitude δ_h aufgenommen.
- Ergänzend zur automatisierten Abstandsmessung wird das Verhalten des Bauteils beobachtet und anhand dem im Folgenden definierten Gütekriterium bewertet.

- Nach der Messung wird das Bauteil wieder auf dem Gel-Pak abgelegt.

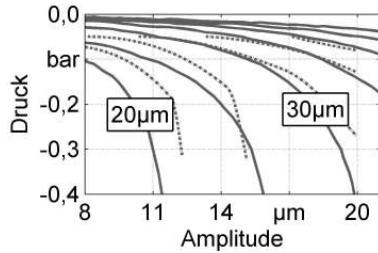
Die ausschließliche Information über das Abstandsverhalten des Bauteils im Schwebezustand reicht nicht zur vollständigen Charakterisierung eines berührungslosen Handhabungsprozesses aus. Für den Einsatz der Technologie in produktionstechnischen Anwendungsszenarien, bspw. für Pick & Place-Prozesse in der Halbleiterbestückung, spielt das Stabilitätsverhalten des Bauteils im Haltezustand eine ebenso wichtige Rolle. Um dies zu beurteilen, werden drei Zustände definiert:

- **Stabil gegriffen** - Das Bauteil schwebt in einem definierten Abstand unter dem Greifer. Externe Kräfte, bspw. die Trägheitskraft bei hohen Beschleunigungsfahrten oder eine nachgestellte Auslenkung des Bauteils relativ zum Greifer, können durch die selbstzentrierenden Kräfte ausgeglichen werden. Das Bauteil kehrt selbstständig in die Idealposition zurück und richtet sich wieder zentrisch zur Handhabungsfläche aus. Eine Selbsterregung des Bauteils zu Schwingungen relativ zum Greifer findet nicht statt.
- **Instabil gegriffen** - Das Bauteil regt sich selbstständig zu Schwingungen in einer bzw. zwei Querrichtungen an oder rotiert um seine Hochachse. Trotzdem lässt es sich weiterhin berührungslos greifen, fällt nicht ab und kann durch Veränderungen der Stellgrößen gegebenenfalls wieder stabilisiert werden.
- **Nicht gegriffen** - Das Bauteil lässt sich nicht greifen bzw. verlässt den Bereich eines stabilen Kräftegleichgewichts und fällt vom Greifer ab. Ursachen hierfür sind meistens zu hohe Querkkräfte bzw. zu hohe Unterdruckkräfte oder aber zu niedrige Unterdruckkräfte. D.h. das Bauteil wird zu stark an die schwingende Sonotrodenfläche angezogen und wird durch den Impuls weggeschlagen oder die Vorspannung des Lagers ist zu gering.

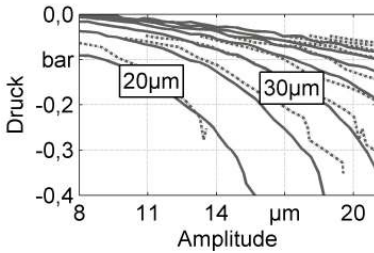
Die Ergebnisse der Spalthöhenmessungen sind in Abbildung 6.28 dargestellt. Dort sind für die jeweiligen Greifspitzen wiederum die mit der kombinierten Kraftmessung ermittelten Nullkraftlinien dargestellt (durchgezogene Linien). Im Vergleich zu Abbildung 6.27 sind nun zusätzlich die im Rahmen der Spalthöhenmessung ermittelten Höhenlinien für die resultierenden Abstände h_0 zwischen Greifspitze und Bauteil eingezeichnet (gepunktete Linien). Es ist leicht zu erkennen, dass eine gute Übereinstimmung zwischen den Trajektori-



(a) Nullkraftlinien für Greifspitze 6.20a



(b) Nullkraftlinien für Greifspitze 6.20b



(c) Nullkraftlinien für Greifspitze 6.20c

Abbildung 6.28: Vergleich der dem Kräftegleichgewicht entsprechenden Nullkraftlinien für unterschiedliche Bauteilabstände h_0 aus der kombinierten Kraftmessung mit den Höhenlinien aus der Abstandsmessung in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Drucks p_U .

en aus der kombinierten Kraftmessung mit denen aus der Spalthöhenmessung für die resultierende Spalthöhe h_0 vorliegt. Dies bestätigt die postulierte Hypothese, dass mit Hilfe der Kraftmessung das Abstandsverhalten während des Schwebezustands bestimmt werden kann.

Das Verhalten eines Bauteils kann im zur Verfügung stehenden Prozessbereich mit Hilfe des definierten Gütekriteriums bewertet werden und in einer so genannten Stabilitätskarte dargestellt werden. Dort wird den jeweiligen Kombinationen aus Ultraschallamplitude δ_h und Unterdruck p_U einer der drei definierten Zustände zugeordnet. Beispielfhaft wird dies in Abbildung 6.29 für Greifspitze 6.20a gezeigt.

Der schwarz gekennzeichnete Bereich in Abbildung 6.29 kennzeichnet die

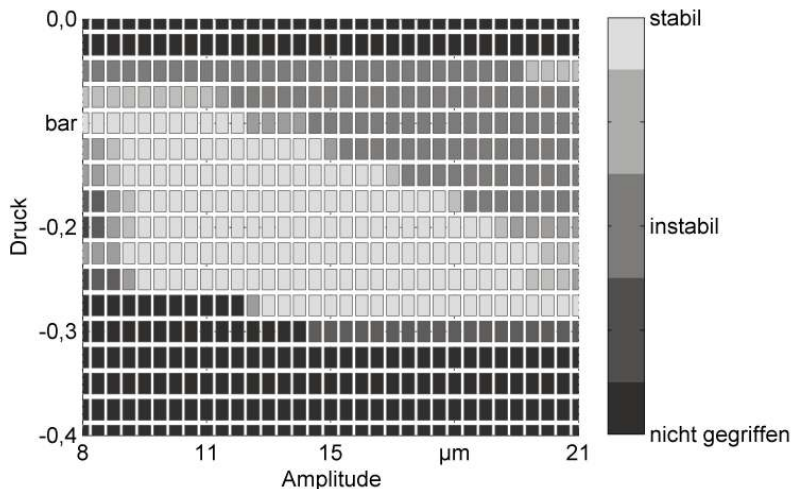


Abbildung 6.29: Für Greifspitze 6.20a ermittelte Stabilitätskarte des Bauteils in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Drucks p .

Parameterkombinationen, in dem sich das Bauteil nicht greifen lässt. Für zu geringen Unterdruck p_U fällt das Bauteil aufgrund der zu geringen anziehenden Kräfte vom Greifer ab. Wird der Druck im Gegenteil zu stark erhöht, so wird das Bauteil gegen die schwingende Greiffläche gezogen und bei Kontakt mit dieser weggeschlagen.

Der hell hinterlegte Bereich grenzt dagegen das stabile Handhabungsfenster ein. Hier lässt sich das Bauteil entsprechend der Definition in einem definierten Abstand ruhig unterhalb der Handhabungsfläche levitieren.

Am interessantesten hinsichtlich einer weiteren Systemoptimierung erscheint der instabile, in einem mittleren Grauton hinterlegte, Bereich. Das Bauteil lässt sich zwar greifen, flattert aber mehr oder weniger stark in horizontaler Richtung und es treten teilweise Selbstverstärkungseffekte auf. Allerdings tritt die Flatterneigung überwiegend in der Richtung senkrecht zur längeren Halbachse des Bauteils auf.

Im Vergleich zu Abbildung 6.29 ist der stabile Bereich für Greifspitzen

6.20b und 6.20c erweitert (Abbildungen 6.30 und 6.31). Für beide Spitzen kann der stabile, hellgrau hinterlegte Bereich nach unten zu niedrigerem Unterdruck vergrößert werden, so dass sich der Chip nun teilweise bis zu einem Unterdruck $p_U = -0,35 \text{ bar}$ stabil berührungslos greifen lässt. Um einen Kontakt mit der Handhabungsfläche zu verhindern, ist jedoch eine entsprechende Ultraschallamplitude $\delta_h > 15 \mu\text{m}$ zur Erzeugung einer entgegenwirkenden, abstoßenden Kraft erforderlich. Bei der Greiferspitze mit zwei asymmetrisch angeordneten Saugdüsen zeigt sich jedoch auch, dass oberhalb eines Unterdrucks $p_U > -0,175 \text{ bar}$ ein relativ großer meta- bzw. instabiler Bereich existiert (Abbildung 6.30). Aufgrund der ausgeprägten Abhängigkeit des bauteilzentrierenden Effekts vom anliegenden Unterdruck ist anzunehmen, dass dieser oberhalb des hier beobachteten Schwellenwerts stark abnimmt. Durch den verstärkenden Effekt der beiden zusätzlichen Unterdrucköffnungen lässt sich dieser instabile Bereich in Abbildung 6.31 weitestgehend minimieren. Hier treten nahezu keine Instabilitäten mehr auf. Das Bauteil lässt sich entweder stabil greifen oder fällt bei Druckerhöhung ab bzw. wird bei zu starker Druckminderung zu nahe an die Sonotrodenspitze herangezogen.

Mit dem Vergleich der Stabilitätskarten für die drei betrachteten Greifspitzen bestätigen sich die in Abschnitt 6.4.4 abgeleiteten Gestaltungsrichtlinien für die Anordnung der Unterdrucköffnungen. Die bei Greifspitze 6.20a beobachtete Flatterneigung in der Richtung senkrecht zur längeren Halbachse kann durch die bauteilstabilisierende Anordnung der Unterdrucköffnungen in den Ecken behoben werden.

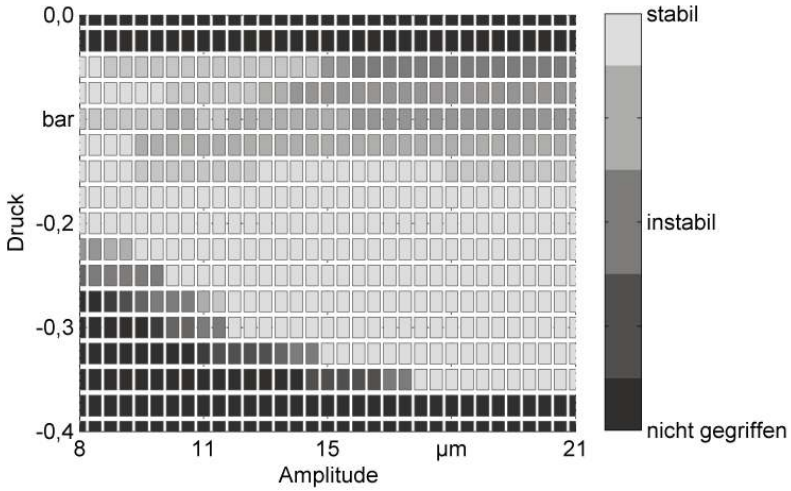


Abbildung 6.30: Für Greifspitze 6.20b ermittelte Stabilitätskarte in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Drucks p .

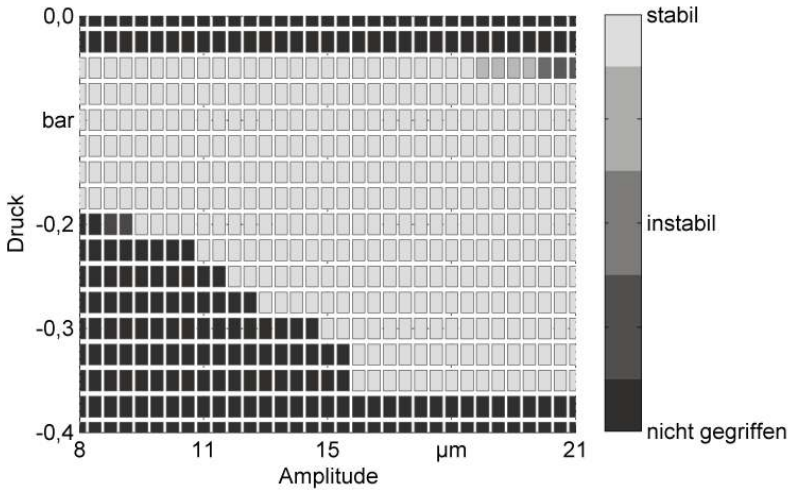


Abbildung 6.31: Für Greifspitze 6.20c ermittelte Stabilitätskarte in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Drucks p .

6.4.7 Prozessüberwachung für die Systemintegration

Für die Integration der berührungslosen Ultraschallgreiftechnik in industriell einsetzbare Mikromontageanlagen sind systemintegrierte Prozessüberwachungsmöglichkeiten während des Aufnehmens, des berührungslosen Halte- und Transportzustands und des Ablegens des Handhabungsobjekts auf dem Substrat erforderlich. Kraftgesteuerte Aufnahme- und Positionierstrategien, wie sie beispielsweise in Bestückautomaten in der Aufbau- und Verbindungstechnik eingesetzt werden, sind einerseits bei empfindlichen Bauteilstrukturen als kritisch anzusehen und widersprechen andererseits dem berührungslosen Handhabungsprinzip an sich. Deshalb sind alternative, bestenfalls systemimmanente Zustandsgrößen für die Prozessüberwachung zu identifizieren.

- Beim Aufnehmen der Bauteile, beispielsweise von einem Gel-Pak oder aus einem Waffle-Pack, muss es möglich sein, den Abstand zwischen Bauteil- und Greifspitze zu detektieren. Ein mechanischer Kontakt zwischen Bauteil- und Greifspitze muss zuverlässig ausgeschlossen werden. Vielmehr ist es erforderlich, den Abstand für das Aufnehmen des Bauteils hochpräzise über eine entsprechende Sensoren einstellen zu können.
- Während des berührungslosen Halte- und Transportzustands ist in erster Linie die Bauteildetektion von Bedeutung, d.h. Bauteil gegriffen oder nicht gegriffen. Darüber hinaus ist es wünschenswert den Greifabstand mit Hilfe einer geeigneten Sensorgröße zu überwachen bzw. bestenfalls gezielt einzustellen bzw. zu regeln.
- Beim Ablegen des Bauteils gilt es das Aufsetzen auf dem Substrat rechtzeitig zu erkennen. Ein Kontakt zwischen Bauteil und Greifspitze muss unbedingt vermieden werden, da eine Berührung der schwingenden Bauteilspitze mit dem Bauteil dessen vollständige Beschädigung zur Folge haben kann.

Es liegt nahe für die Überwachung dieser drei Handhabungsphasen den Zusammenhang zwischen der Spalthöhe h_0 und dem Durchfluss Q in Abhängigkeit der jeweiligen Stellgrößen zu untersuchen. Dies wurde mit Hilfe des in den Versuchsaufbau integrierten Durchflusssensors (Abbildung 6.2) bei der Bestimmung der Ultraschallkraft, der Unterdruckkraft, der kombinierten Kraftmessung sowie im Levitationszustand gemacht. Die entsprechenden Zusammenhänge für diese vier Zustände sind beispielhaft für Greifspitze 6.20c

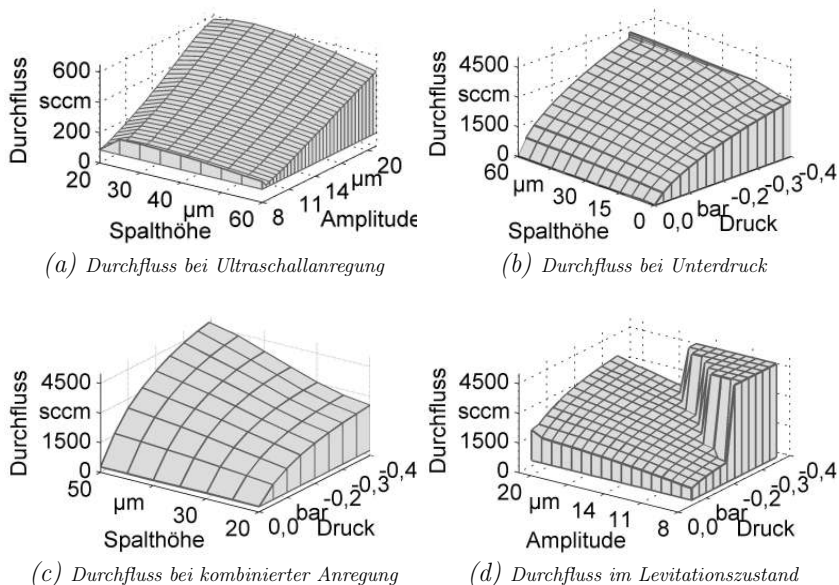


Abbildung 6.32: Für Greifspitze 6.20c ermittelte Durchflusskennlinien; (a) Durchfluss in Abhängigkeit der Spalthöhe h_0 und Ultraschallamplitude δ_h ; (b) Durchfluss in Abhängigkeit der Spalthöhe h_0 und des Unterdrucks p_U ; (c) Durchfluss bei Überlagerung aus Ultraschall und Unterdruck in Abhängigkeit der Spalthöhe h_0 und des Unterdrucks p_U bei einer Ultraschallamplitude $\delta_h = 15 \mu\text{m}$; (d) Durchfluss im Levitations- bzw. Gleichgewichtszustand als Funktion der Ultraschallamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U .

in Abbildung 6.32 dargestellt. Daraus geht hervor, dass für alle vier Messungen eine eindeutige Korrelation zwischen Spalthöhe h_0 und Durchfluss Q existiert. Bei anliegendem Unterdruck p_U (Abbildungen 6.32b mit 6.32d) ist dies zu erwarten, da in diesem Fall die Spalthöhe h_0 einen maßgeblichen Einfluss auf den Strömungswiderstand besitzt und ähnlich wie eine Drossel den Volumenstrom begrenzt. Für die Messung der Ultraschallkraft (Abbildung 6.32a) ist dies nicht unbedingt zu erwarten, da entsprechend der Kontinuität

durch die hochfrequente, zyklische Kompression und Dekompression ein Gleichgewicht zwischen aus- und einströmender Masse anzunehmen ist. Entgegen dieser Annahme scheint es jedoch so zu sein, dass der im zeitlichen Mittel wirkende Überdruck im Spalt einen gerichteten Volumenstrom durch die Unterdruckdüsen hervorruft.

Für die Überwachung des Greifabstands beim Aufnehmen existieren grundsätzlich zwei Möglichkeiten. Einerseits ist es möglich den Greifer mit leichtem Unterdruck an das Bauteil anzunähern und den Abstand über den sich einstellenden Durchfluss zu steuern (Abbildung 6.32b). Da das Bauteil hierbei jedoch bereits mehr oder weniger stark gegen die Greiffläche gezogen wird und in einen taktilen Greifzustand übergehen kann, scheidet diese Möglichkeit aus. Hinzu kommt, dass ein Einschalten des Ultraschalls in unmittelbarer Bauteilnähe vermieden werden sollte. Ungleich besser zur Überwachung der Annäherung an das Bauteil eignet sich der gerichtete Volumenstrom durch die Unterdruckdüsen infolge der SFL (Abbildung 6.32a). Das Luftlager lässt sich durch die von Anfang an wirkende, abstoßende Ultraschallkraft gezielt vorspannen und das Bauteil kann durch Zuschalten des Unterdrucks in einen stabilen berührungslosen Greifzustand überführt werden.

Während des berührungslosen Halte- und Transportzustands lässt sich der Greifzustand ebenfalls hervorragend mittels des Durchflusses überwachen. Fällt das Bauteil ab bzw. wird dies zu nahe an die schwingende Greiffläche gezogen und daraufhin ebenfalls abgeworfen, nimmt der Volumenstrom ein Maximum an und der Durchflusssensor fährt in die Sättigung. Dies ist aus Abbildung 6.32d für niedrige Amplituden und große Druckdifferenzen ersichtlich. Dieser Bereich mit maximalem Volumenstrom entspricht dem nicht gegriffenen Zustand aus der Stabilitätskarte in Abbildung 6.31. Vergleicht man Abbildung 6.32d des Weiteren mit Abbildung 6.28c geht ein eindeutiger Zusammenhang zwischen Spalthöhe h_0 und Volumenstrom Q hervor. Es sollte folglich möglich sein den Greifabstand durch Kenntnis dieses Zusammenhangs zu steuern bzw. zu regeln.

Das Aufsetzen des Bauteils auf dem Substrat kann durch eine plötzliche Abnahme des Durchflusswertes detektiert werden. Mit dem Ablegen geht das Bauteil in einen überlagerten Zustand aus Ultraschall und Unterdruck über (Abbildung 6.32c), der nicht mehr notwendigerweise dem Gleichgewichtszustand in Abbildung 6.32d entspricht. Für diesen Zustand zeigen die Messungen jedoch eine nur geringe Abhängigkeit des Volumenstroms

von der Anregungsamplitude δ_h des Ultraschalls. Der Abstand lässt sich bei bekanntem Zusammenhang deshalb weiterhin über den Volumenstrom steuern.

6.5 Technische und wirtschaftliche Bewertung

6.5.1 Technische Bewertung

Im Fokus dieser Arbeit steht die Entwicklung berührungsloser Ultraschallgreifer für kleine Bauteile in der Mikrosystem- und Halbleitertechnik. Diese stellen berührungslose, fluidische Greifer und eine technische Weiterentwicklung von taktilen, fluidischen Greifprinzipien dar (Unterabschnitt 2.3.3). Für die Bewertung der technischen Leistungsmerkmale liegt deshalb ein Vergleich zwischen den taktilen, fluidischen und den berührungslosen, fluidischen Greifsystemen nahe (Tabelle 6.1). Dabei entsprechen die Bewertungskriterien in Tabelle 6.1 größtenteils denen in Tabelle 2.2, jedoch werden zusätzlich die Kriterien der Füge- bzw. Bestückkraft und der Baugröße bzw. des Gewichts eingeführt. Des Weiteren werden im Folgenden nicht alle Kriterien diskutiert, sondern ausschließliche jene, in denen sich beide Greifprinzipien maßgeblich unterscheiden.

Greifkraft - Bei taktilen, fluidischen Greifern wird die Kraft über Vakuumöffnungen auf der Unterseite des Endeffektors auf das Bauteil aufgebracht. Diese ist immer größer als das Bauteilgewicht und ist oftmals auf kleine Bereiche des Bauteils beschränkt, was zusätzliche Kraftspitzen bedingt. Einerseits ist dies einem stabilen Greifzustand dienlich, bedingt aber andererseits durch die schlechte Skalierbarkeit eine höhere Gefahr der Bauteilbeschädigung. Bei berührungslosen Ultraschallgreifern stellt sich hingegen ein selbststeuerndes Kräftegleichgewicht zwischen Bauteilgewicht und Unterdruck- sowie Ultraschallkraft ein. Die im Levitationszustand effektiv auf das Bauteil einwirkende Kraft entspricht somit immer dem Bauteilgewicht und folglich der minimalen zum Anheben erforderlichen Kraft (siehe bspw. Abbildung 6.28). Dieses Kraftminimum, der berührungslose Handhabungszustand und die homogene Kraftverteilung über der gesamten Bauteilfläche reduziert im Vergleich zu taktilen, fluidischen Greifprinzipien das Beschädigungsrisiko erheblich.

Füge- bzw. Absetzkraft - Taktile, fluidische Greifer eignen sich hervor-

ragend für das in der SMT weit verbreitete, kraftgesteuerte Absetzen der Bauteile auf dem Substrat. Mittels in den Endeffektoren integrierten Kraftsensoren lassen sich die Kräfte mechanisch über einen großen, nach oben hin unbeschränkten Bereich skalieren. Als kritisch erweist sich vielmehr das Einstellen der Absetzkraft auf niedrige Werte, um beispielsweise Beschädigungen der Bauteile zu vermeiden oder um die mechanisch sensiblen Lotpastendepots nicht zu quetschen. Umgekehrt verhält es sich bei berührungslosen Ultraschallgreifern. Das Aufsetzen des Bauteils kann gut über den damit verbundenen Abfall des Durchflusses detektiert werden. Möchte man jedoch berührungslos Kraft auf das Bauteil aufbringen, um dieses definiert auf das Substrat zu drücken, so sind die erreichbaren fluidischen Kräfte physikalisch stark eingeschränkt (siehe bspw. Abbildung 6.21) und skalieren zudem mit der Bauteilfläche. In der Regel sind diese kleiner als die prozessbedingt geforderten Absetzkkräfte. Dieser Nachteil kann nur durch mechanisches Andrücken wie bei den taktilen Vakuumgreifern umgangen werden. Ein völlig berührungsloser Bestückprozess wird dadurch unterbrochen.

Zentrierung und Positionierung - Für eine genaue Zentrierung und eine hohe Bestückqualität muss die Position des Bauteils relativ zum Greifer bestimmt werden. Bei taktilen, fluidischen Greifern wird das Bauteil hierfür im gegriffenen Zustand über optischen Bildverarbeitungssystemen positioniert. Zur sicheren Erkennung des Bauteils ist eine flexible Beleuchtung Grundvoraussetzung. Daneben ist es notwendig, dass die Kamera eine hohe Auflösung hat und Auswertelgorithmen es beispielsweise ermöglichen, hochkant aufgenommene Bauteile und Facedown zu erkennen. Berührungslose Ultraschallgreifer sind selbstzentrierend und bei hochpräziser Fertigung der Greifspitzen im Vergleich zu Vakuumgreifern hochgenau. Darüber hinaus ist das Greifprinzip innerhalb eines relativ großen Toleranzbereichs in der Lage, einen Versatz zwischen Bauteil und Greifer beim Aufnehmen selbststeuernd auszugleichen. Eine zusätzliche Bildverarbeitungsstation zur Bauteilzentrierung relativ zum Greifer ist dementsprechend nicht zwingend erforderlich.

Bestückschatten - Abhängig von der Art des Endeffektors kann bei Vakuumgreifern ein Bestückschatten auftreten (Abbildung 2.5). Für die Erzeugung des selbstzentrierenden Effekts müssen bei berührungslosen Ultraschallgreifern Greifspitze und Bauteil kongruent sein. D.h. ein Bestückschatten kann prinzipbedingt ausgeschlossen werden.

Zykluszeit - Ein maßgeblicher Unterschied zwischen taktilen, fluidischen

Greifern und berührungslosen Ultraschallgreifern liegt in der Zykluszeit. Insbesondere in der ersten Greifphase, dem Aufnehmen, sind Vakuumgreifer dem berührungslosen Prinzip überlegen. Mit Hilfe von Vakuumgreifern können erheblich größere Adhäsionskräfte, beispielsweise zwischen einer Trägerfolie und einem Die oder zwischen einem Gel-Pak und einem Bauteil, überwunden werden. Die erforderliche Greifkraft lässt sich darüber hinaus bei Vakuumgreifern sehr viel schneller erzeugen als das Kräftegleichgewicht aus Bauteilgewicht und Unterdruck- sowie Ultraschallkraft bei berührungslosen Greifern. Während des Haltens bzw. der Transportphase sind bei beiden Prinzipien hohe Verfahrensgeschwindigkeiten möglich. Beim Ablegen könnte sich die geringere Neigung zu Adhäsionskräften bei den berührungslosen Ultraschallgreifern positiv auswirken. Fundierte Aussagen zu den erreichbaren Zykluszeiten bei berührungslosen Ultraschallgreifern existieren jedoch noch nicht und dies muss Gegenstand weiterer wissenschaftlicher Untersuchungen sein.

Baugröße und Gewicht - Im Gegensatz zu den sehr kompakt und leicht bauenden Vakuumgreifern sind Ultraschallgreifer durch den erforderlichen elektromechanischen Wandler relativ groß und schwer. Dies steht im Gegensatz zu den hohen Stückzahlforderungen und dem damit verbundenen Leichtbaugedanken bei hochautomatisierten Bestückautomaten. Insbesondere der Zusammenschluss mehrerer Endeffektoren zu Revolverköpfen nach dem Collect-and-Place-Prinzip ist dementsprechend ungünstig hinsichtlich der Gewichtsreduktion.

Industrielle Verbreitung - Vakuumgreifer sind Stand der Technik und dementsprechend weit verbreitet in der Oberflächenmontagetechnik. Berührungslose Ultraschallgreifer bauen hingegen auf einer sehr neuen und innovativen Technologie auf. Die Marktdurchdringung ist dementsprechend in der Aufbau- und Verbindungstechnik sowie in der Mikrosystemtechnik noch sehr gering. Etwas differenzierter verhält es sich bei der berührungslosen Handhabung in der Photovoltaik, der Siliziumtechnik oder der glasverarbeitenden Industrie. Hier sind mittlerweile zahlreiche Anwendungen bekannt, die zur Verbesserung der Prozessqualität beitragen.

Reinraumtauglichkeit und Kontaminationsgefahr - Ein wesentlicher Vorteil von berührungslosen Ultraschallgreifern ist deren Reinraumtauglichkeit und die prinzipiell bedingte, auf ein Minimum reduzierte Kontaminationsgefahr. Das berührungslose Aufnehmen, Halten und Ablegen verhindert einen

direkten Kontakt zwischen Bauteil und Endeffektor und folglich den Abtrag von Partikeln.

Eine einfache Bewertung der Kriterien in Tabelle 6.1 ergibt in Summe einen leichten Vorteil für die berührungslose Ultraschallgreiftechnik. Die Vorteile der Vakuumgreifer in den Kriterien Zykluszeit, Füge- bzw. Absetzkraft sowie Baugröße und Gewicht bestätigen die weite Verbreitung dieser Technologie in hochautomatisierten Bestückautomaten. Demgegenüber stehen die Vorteile der berührungslosen Ultraschallgreiftechnik in den Bereichen Greifkraft, Zentrierung und Positionierung, Bestückschatten und Adhäsion. Daraus lässt sich ableiten, dass der technische Einsatzbereich berührungsloser Greifer im Bereich von Sonderbauformen mit mittleren bis geringen Zykluszeiten und Stückzahlen liegt, bei denen der Einsatz von taktilen Greifern als kritisch eingestuft wird.

Tabelle 6.1: Technische Bewertung und Vergleich taktiler, fluidischer Greifprinzipien und berührungsloser, fluidischer Ultraschallgreifer.

	taktile, Greifer	fluidische	berührungslose, fluidi- sche Ultraschallgreifer	
Umgebung	nicht im Vakuum	0	nicht im Vakuum	0
Material	materialunabhängig	+1	materialunabhängig	+1
Geometrie	ebene Greifflächen er- forderlich	0	ebene Greifflächen er- forderlich	0
Greifkraft	größer als das Bau- teilmgewicht; schlechte Skalierbarkeit; Gefahr von Bauteilbeschädi- gungen	-1	minimal, da dem Bauteilmgewicht ent- sprechend; homogene Kraftverteilung; ge- ringere Gefahr von Bauteilbeschädigun- gen	0

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Fortsetzung Tabelle 6.1

Füge- bzw. Be- stückkraft	über einen großen Be- reich skalierbar und steuerbar; flächenun- abhängig	+1	in einem kleinen Be- reich skalierbar; ge- ring, da sowohl physi- kalisch als auch durch die Bauteilfläche be- schränkt	-1
Zentrierung und Positionierung	taktil, mechanisch (Die-Collets); optisch; relativ ungenau; fehlende Selbstzen- trierung	-1	berührungslos und selbstzentrierend; relativ genau; keine zusätzliche optische Sensorik zur Posi- tionsbestimmung relativ zum Greifer erforderlich	+1
Bestückschatten	abhängig von Bauteil und Greifer; insbeson- dere bei Die-Collets	0	kein Bestückschatten	+1
Adhäsion	abhängig von Kon- taktfläche und Ober- flächeneigenschaften	-1	aufgrund berührungs- losem Greifzustand minimal	0
Zykluszeit	in der Regel hoch, schnelles Aufnehmen und Ablegen	+1	mittel, insbesondere Bauteilaufnahme langsamer	-1
Baugröße und Ge- wicht	leicht und kompakt	+1	relativ groß und schwer aufgrund des elektromechanischen Wandlers	-1

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Fortsetzung Tabelle 6.1

industrielle Verbreitung	Ver-	hohe Verbreitung in der Oberflächenmontagetechnik, geringe Verbreitung in der MST	0	sehr gering	-1
Reinraumtauglichkeit		bedingt gegeben und eingeschränkt durch mechanischen Partikelabtrag und -verschleppung	-1	prinzipbedingt gut	+1
Kontaminationsgefahr		gegeben durch Abrieb in der Kontaktzone zwischen Greifer und Bauteil	-1	in der Regel ausgeschlossen, nur bei fehlerhaften Kontakt	0
Summe:					-1
Legende:		+: sehr gute Eignung und Eigenschaften, Wert +1			
		0: mittelmäßige Eignung und Eigenschaften, Wert 0			
		-: schlechte Eignung und Eigenschaften, Wert -1			

6.5.2 Wirtschaftliche Bewertung

Neben der technischen Bewertung spielen die Kosten eine zentrale Rolle für den Markterfolg der berührungslosen Handhabungstechnik. Um eine detailliertes Bild der Kostenstruktur und der geschaffenen Wertschöpfung zu erhalten, werden im Folgenden deshalb die Aufwände für die jeweiligen Entwicklungsschritte sowie für die Fertigung des Systems betrachtet. Auf der Aufwandsseite stehen hierbei die eingesetzten Ressourcen. Diese lassen sich monetär durch Raum-, Energie-, Maschinen-, Personal- und Materialkosten bewerten. Die Maschinenkosten werden nochmals in Hardware- und Softwarekosten unterteilt.

Die Raumkosten ergeben sich aus den Mietkosten pro Quadratmeter und dem benötigten Flächenbedarf für den jeweiligen Auslegungsschritt. Für Arbeiten im Labor werden zusätzlich zu den Mietkosten noch die anfallenden Raumkosten für die Bereitstellung einer klimatisierten Reinraumumgebung angesetzt. Aus dem Stromverbrauch der elektrischen Komponenten und der benötigten Druckluftmenge werden die Energiekosten bestimmt. Dabei wird differenziert, ob die Arbeit nur am Rechner im Büro erfolgt oder aber in einer klimatisierten Reinraumumgebung im Labor bzw. in einer mechanischen Werkstatt. Dementsprechend werden anhand der jeweiligen Leistungsangaben die Energiekosten für einen Arbeitsplatz- bzw. Simulationsrechner, für einen klimatisierten Reinraum, für den Energieverbrauch der Laboraufbauten und für ein Bearbeitungszentrum ermittelt und den Arbeitsinhalten entsprechend zugeordnet. Für die eingesetzten Maschinen, d.h. Werkzeugmaschinen, Sensoren und Aktoren, Messgeräte, Rechner und Software werden die jeweiligen Maschinenstundensätze ermittelt. Bei den Personalkosten wird zwischen den Kosten für einen Ingenieur und einem Techniker unterschieden. Die Materialkosten basieren auf Angeboten von Lieferanten. Die benötigte Zeit für die jeweiligen Auslegungsschritte basiert auf langjähriger Erfahrung in der Auslegung berührungsloser Handhabungssysteme. Dabei wird angenommen, dass der Ingenieur mit den entsprechenden Softwareumgebungen und Versuchsaufbauten vertraut ist.

Abbildung 6.33 zeigt eine auf die Gesamtkosten normierte Übersicht der Kosten für die jeweiligen Auslegungsschritte sowie für die Fertigung und Montage des berührungslosen Handhabungssystems. Es ist deutlich ersichtlich, dass die Personalkosten gefolgt von den Kosten für die eingesetzte Hardware und die Software dominieren. Sowohl die Fertigungskosten bzw. die Auslegung des Ultraschallgreifers als auch die Auslegung des vertikalen Kräftegleichgewichts verursachen die größten Kostenanteile.

Fasst man die Kosten für die Abschätzung der SFL und für die Auslegung des Ultraschallgreifers unter dem Begriff *Auslegungskosten Ultraschallwandler* sowie die Kosten für die Auslegung des korizontalen, des vertikalen Kräftegleichgewichts und die Kosten für die Bestimmung des Handhabungsverhaltens unter dem Begriff *Auslegungskosten Spitze* zusammen, so erhält man die in Abbildung 6.34 dargestellte Kostenaufschlüsselung. Die von den Personalkosten (Gesamtkostenanteil ca. 50%) dominierten Auslegungskosten belaufen sich auf fast 75% der Gesamtkosten. Den Auslegungskosten für den Ultraschallgreifer kommt ein Anteil von gut 30% an den Gesamtkosten

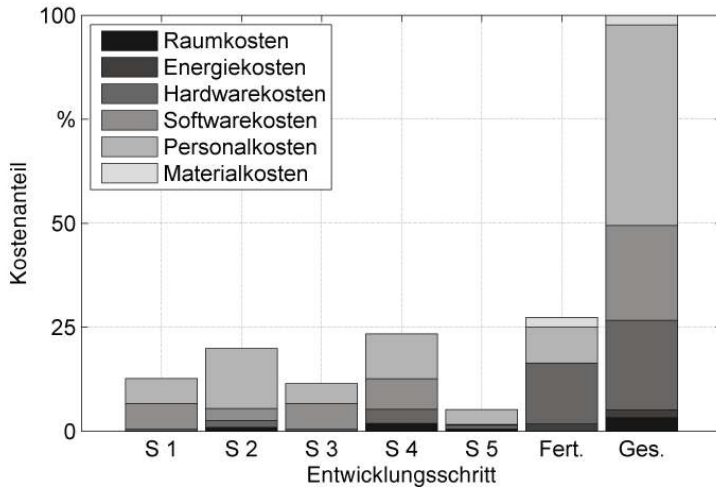


Abbildung 6.33: Auf die Gesamtkosten normierte Kostenverteilung für die Auslegung eines berührungslosen Handhabungssystems für die Wertschöpfungsschritte entsprechend der Auslegungsmethodik. S 1 \equiv Abschätzung der SFL; S 2 \equiv Auslegung des Ultraschallgreifers; S 3 \equiv Auslegung des horizontalen Kräftegleichgewichts; S 4 \equiv Auslegung des vertikalen Kräftegleichgewichts; S 5 \equiv Bestimmung des Handhabungsverhaltens; Fert. \equiv Fertigungskosten; Ges. \equiv Gesamtkosten;

zu, den Auslegungskosten für die Spitze ca. 40%. Bedenkt man, dass diese Kosten im Gegensatz zu den Fertigungskosten stückzahlvariabel sind, so lässt sich folgende Strategie zur Kostensenkung ableiten.

Standardisierung der Ultraschallwandler - Durch eine Standardisierung der Anregekonverter und der Schallschnelletransformatoren auf definierte Betriebsfrequenzen und Amplitudenbereiche können deren Auslegungskosten auf die abgesetzten Stückzahlen verteilt werden. Denkbar ist hier beispielsweise die Beschränkung auf zwei standardisierte Anregekonverter mit Betriebsfrequenzen bei 30 kHz und 35 kHz, wie sie beispielsweise auch für berührungslose Transportsysteme in der Photovoltaik eingesetzt werden, und jeweils zwei Schallschnelletransformatoren mit vordefinierten Längen

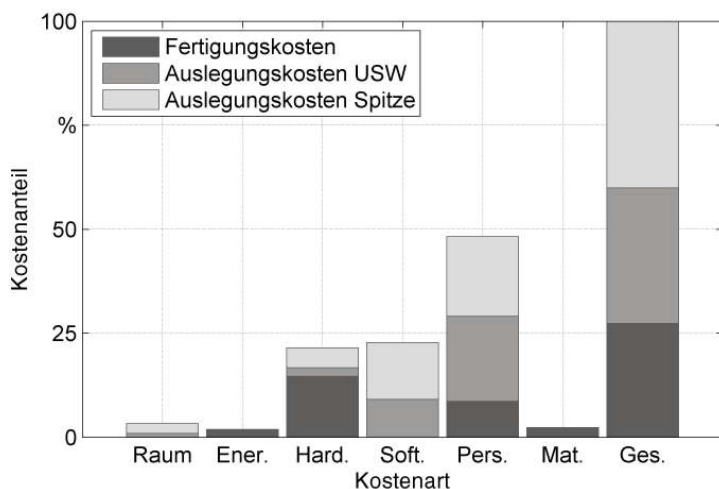


Abbildung 6.34: Auf die Gesamtkosten normierte Kostenverteilung für die Auslegung eines berührungslosen Handhabungssystems nach der Auslegungsmethodik. Unterteilung in Raum-, Energie-, Hardware-, Software-, Personal-, Material- und Gesamtkosten. Die Fertigungskosten beinhalten die Wertschöpfung für den Anregekonverter, das Horn und die Spitze.

und Durchmessern zur Abdeckung eines vordefinierten Amplitudenbereichs. Der Aufwand für die Auslegung der Aktuatoren lässt sich entsprechend auf die finale Abstimmung der Wellenleiter auf die Betriebsfrequenz der Anregekonverter reduzieren. Eine Beispielrechnung in Abbildung 6.35, der eine moderate Absatzmenge von 100 standardisierten Ultraschallwandlern zu Grunde liegt, verdeutlicht den Einsparungseffekt. Aus Abbildung 6.35 geht hervor, dass dieser für die angenommene Absatzmenge exemplarisch bei ca. 30% liegt und die Entwicklungskosten für den Ultraschallwandler nur noch äußerst gering ins Gewicht fallen.

Standardisierung und Aufbau einer Datenbasis für die Auslegung der Greifspitzen - Der Aufwand für die Auslegung der Greifspitzen ist noch höher als derjenige für die Ultraschallwandler. Insbesondere Schritt 4, d.h. die Auslegung des vertikalen Kräftegleichgewichts, ist trotz der in dieser Arbeit

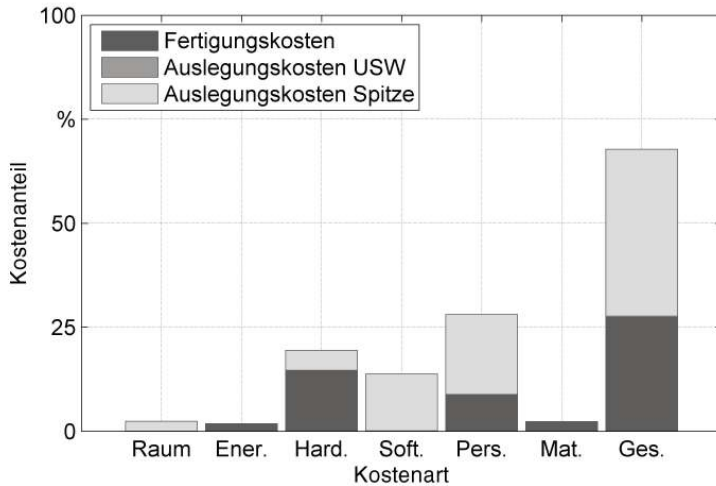


Abbildung 6.35: Auf die Gesamtkosten normierte Kostenentwicklung für die Auslegung eines berührungslosen Handhabungssystems durch Standardisierung der Ultraschallwandler und exemplarischer Umverteilung der Auslegungskosten auf 100 Ultraschallwandler. Unterteilung in Raum-, Energie-, Hardware-, Software-, Personal-, Material- und Gesamtkosten. Die Fertigungskosten beinhalten die Wertschöpfung für den Anregekonverter, das Horn und die Spitze.

eingeführten standardisierten und zielgerichteten Vorgehensweise nach wie vor aufwändig und zeitintensiv (ca. 20% der Gesamtkosten, Abbildung 6.33). Da diese Endeffektoren in der Regel bauteilspezifisch angepasst werden müssen, ist eine Standardisierung nur bedingt möglich und es können nur geringere stückzahlproportionale Kosteneinsparungen erzielt werden (Abbildung 6.36). Dennoch zeigt sich, dass die Kosten überwiegend auf die Fertigungskosten reduziert werden können.

Wesentlich mehr Potential besitzt in diesem Zusammenhang der Aufbau einer Datenbasis, welche die Beziehungen zwischen Bauteileigenschaften, Bauteilverhalten, Greifer- und Düsengeometrie sowie Betriebsfrequenz, Amplitudenspektrum und Unterdruckniveau beinhaltet. Sowohl die technischen,

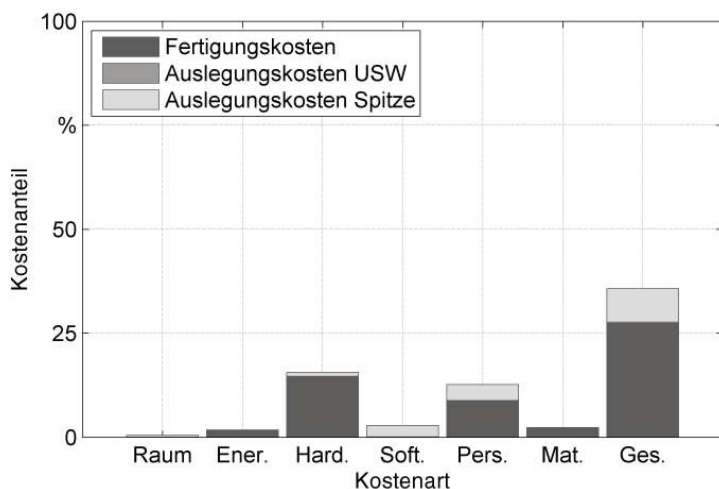


Abbildung 6.36: Auf die Gesamtkosten normierte Kostenentwicklung für die Auslegung eines berührungslosen Handhabungssystems durch weitere Standardisierung der Greifspitzen und exemplarischer Umverteilung der Auslegungskosten auf 5 Spitzen. Unterteilung in Raum-, Energie-, Hardware-, Software-, Personal-, Material- und Gesamtkosten. Die Fertigungskosten beinhalten die Wertschöpfung für den Anregekonverter, das Horn und die Spitze.

informationsverarbeitenden und -aufbereitenden Grundlagen als auch die sich daraus ergebenden wirtschaftlichen Vorteile sollten insofern unbedingt im Spektrum weiterer Forschungsarbeiten liegen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Die hier vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der systematischen Auslegung berührungsloser ultraschallbasierter Greifsysteme für die schonende Handhabung empfindlicher Teile in der Mikrosystem- sowie in der Aufbau- und Verbindungstechnik. Als Einführung in diese Thematik wurden in Kapitel 2 die wirtschaftliche und technische Bedeutung der MST und deren Rolle als Innovationstreiber in der heutigen Zeit beschrieben. Aufgrund steigender funktioneller Anforderungen wurden die ersten monolithischen, rein siliziumbasierten Mikrosysteme im Laufe der technologischen Entwicklung um mechanische, optische oder chemische Komponenten unterschiedlichster Werkstoffe ergänzt. Dies bedingte einerseits die Weiterentwicklung von Fertigungsverfahren aus der Feinwerktechnik, der Umformtechnik oder sogar die Entwicklung neuer Fertigungstechnologien, bspw. das LIGA-Verfahren. Andererseits erforderte die Einzelfertigung von Mikrokomponenten einen Wandel von der parallelen Montage im Nutzen hin zur seriellen Montage einzelner Funktionsbausteine. Die serielle Montage diskreter Einzelbauteile wird in der Literatur (BÜTTGENBACH 1994; NIENHAUS 1999; LOTTER ET AL. 2006) und Technik unter dem Oberbegriff Mikromontage zusammengefasst. Nach LOTTER ET AL. (2006) beschäftigt sich die Mikromontage insbesondere mit gerätetechnischen Aspekten der Mikrohandhabung, die sich aus den veränderten Randbedingungen als Folge der voranschreitenden Miniaturisierung ergeben. Im weiteren Verlauf von Kapitel 2 erfolgte deshalb eine Abgrenzung der Mikrohandhabung von konventionellen Greiftechnologien und es wurden verschiedene Ansätze aus Forschung und Technik zur Behebung dieser Problemstellung vorgestellt und bewertet.

Zur Ableitung des Handlungsbedarfs wurden in Kapitel 3 die im Stand der Technik identifizierten Defizite im Bereich der Mikrohandhabungstechnik und insbesondere der berührungslosen Handhabung mit Ultraschall zusam-

mengefasst und daraus eine Zielsetzung für diese Arbeit abgeleitet. Für die Erarbeitung der prozesstechnischen Grundlagen berührungsloser Pick-and-Place-Prozesse und deren Integration in Mikromontage- und Bestückanlagen wurden einerseits grundlegende Arbeiten zur Vertiefung des Systemverständnisses in den Bereichen der Elektro- und Strömungsmechanik gefordert. Andererseits wurde explizit die Forderung nach einem methodischen Vorgehensmodell formuliert. Dieses soll einen effizienten Auslegungsprozess im Sinne der Optimierung des Greifverhaltens sowie der Adaption der Technologie an unterschiedlichste Bauteilgrößen sicherstellen. Darüber hinaus sollten die prozesstechnischen Grundlage zur Systemintegration für das Aufnehmen, das Halten und das Ablegen in teil- und vollautomatischen Mikromontageanlagen erarbeitet werden.

Der Zielsetzung folgend wurden in Kapitel 4 die strömungsmechanischen Grundlagen und Eigenschaften der SFL diskutiert. Auf Basis mehrerer Erklärungs- und Berechnungsmodelle und deren numerischer Implementierung in einer Finite-Elemente-Software konnte bewiesen werden, dass die gängigen Modelle nach WIESENDANGER (2001), HÖPPNER (2002) und MINIKES ET AL. (2003) nicht in der Lage sind alle Phänomene der SFL abzubilden. Durch einen zusätzlichen Abgleich der Modelle mit experimentellen Messdaten konnte eine bisher unbeobachtete Eigenschaft der SFL, eine vom Rand ins Zentrum des Luftspalts hineinlaufende Druckwelle, bestätigt werden. Anhand von Parameterstudien wurden des Weiteren zwei Kennzahlen identifiziert, die maßgeblich für die Ausprägung der Druckwelle stehen. Dies sind die Kompression ϵ und die Squeeze-Zahl σ_s . Abschließend erfolgte in Kapitel 4 eine erste modellbasierte Abschätzung der erreichbaren Ultraschallkräfte. Hier wurde deutlich, dass insbesondere mit Hilfe der Navier-Stokes-Gleichungen eine wesentliche Verbesserung für die Berechnung des Traglastverhaltens erreicht werden kann.

Kapitel 5 behandelt die elektromechanischen Grundlagen von Longitudinalschwingern zur Erzeugung von Ultraschall. Mit der Einführung der beiden Grundelemente, dem Dehnstab und dem piezoelektrischen Wellenleiter, wurde ein auf elektromechanischen Analogien beruhendes, analytisches Modell für den Systementwurf von Verbundschwingern vorgestellt. Durch eine systematische Netzwerksynthese der beiden Grundelemente erlaubt dieses Modell die Abbildung der beiden charakteristischen Admittanzen von Longitudinalschwingern, d.h. das Übertragungsverhalten der Eingangs- und der Kernadmittanz. Der Abgleich des analytischen Modells mit einem Finite-

Elemente-Modell sowie mit vergleichenden Messungen am realen System bestätigten dessen Zweckmäßigkeit.

In Kapitel 6 bilden die grundlegenden Vorarbeiten in den Bereichen der Strömungs- und Strukturmechanik die Grundlage für das ebenfalls in der Zielsetzung geforderte Vorgehensmodell zur Auslegung berührungsloser Handhabungsprozesse. Es wurde eine siebenstufige Vorgehensweise (Abbildung 6.3) eingeführt, die eine systematische Auslegung eines stabilen berührungslosen Handhabungszustands sicherstellt. Dieses begleitet den Anwender insbesondere bei der Auslegung und Optimierung des horizontalen und vertikalen Kräftegleichgewichts aus Unterdruck- und Ultraschallkräften sowie bei der daran anschließenden Identifikation des Stabilitätsverhaltens während des berührungslosen Greifzustands. Zur Vertiefung des Systemverständnisses wurden entwicklungsbegleitende und modellbasierte Werkzeuge erarbeitet sowie Richtlinien zur gezielten Systemoptimierung abgeleitet. Abschließend wurde die Eignung des Durchflusses als Sensorgröße beim Aufnehmen, während des Greifens und beim Ablegen identifiziert und diskutiert. Die wichtigsten Erkenntnisse für die Systemauslegung können verallgemeinert wie folgt zusammengefasst werden:

- Durch eine Berechnung bzw. durch eine separate Messung von Ultraschall- und Unterdruckkraft kann deren Größenordnung abgeschätzt werden. Lediglich die Berechnungsmodelle für die SFL, insbesondere die Reynolds-Gleichung und deren Schwester, die erweiterte Reynolds-Gleichung, liefern noch zu große Kräfte. Dennoch konnte mit den Navier-Stokes-Gleichungen eine erhebliche Verbesserung für die Berechnung der Druck- und Traglastcharakteristik erreicht werden.
- Die lineare Superpositionstheorie nach SCHILP (2007) lässt eine erste Abschätzung des zur Verfügung stehenden Greiffensters zu.
- Vertiefende Messungen identifizierten allerdings einen nichtlinearen Effekt, der für abnehmende Spalthöhen h_0 und zunehmende Unterdruckkräfte zu einer Steifigkeitserhöhung des Luftlagers führt. Dieses Phänomen wirkt sich positiv auf die Erweiterung des zur Verfügung stehenden Greiffensters aus.
- Das Verhalten des Bauteils während der Greifphase kann für alle möglichen Parameterkombinationen der Stellgrößen in einer Stabilitätskarte beschrieben werden.

- Für die Vergrößerung des zuerst noch relativ kleinen Stabilitätsbereichs (Abbildung 6.29) konnten mittels modellbasierter Parameterstudien die wichtigsten Einfluss- und Stellgrößen sowie konstruktive Gestaltungsrichtlinien für die Anordnung der Saugdüsen abgeleitet werden.
- Dies wurde beispielhaft für den Greifprozess umgesetzt und es konnte eine erhebliche Verbesserung des Handhabungsverhaltens herbeigeführt werden (Abbildungen 6.30 und 6.31).
- Darüber hinaus konnte gezeigt werden, dass über den Durchfluss eine integrierte Sensorik für die Spaltweite h_0 realisiert werden kann. Dies ist sowohl für die Annäherung des Bauteils beim Aufnehmen als auch während der Levitationsphase des Bauteils möglich. Darüber hinaus kann das Absetzen des Bauteils auf einem Substrat über die daraus resultierende Verminderung des Durchflusses detektiert werden. Diese systemimmanente Eigenschaft bildet die Basis zur Integration der berührungslosen Handhabungstechnologie in teil- und vollautomatische Mikromontageanlagen.

7.2 Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Vorgehensweise vorgestellt, die eine zielgerichtete Auslegung berührungsloser Greifprozesse unterstützt. Eine erste Umsetzung dieser Methode anhand eines Beispiels bestätigt die Zweckmäßigkeit dieser Systematik. Sehr wertvoll hierfür ist die fruchtbare Kombination von grundlagenorientierten und modellbasierten Ansätzen mit einfachen Mess- und Berechnungswerkzeugen. Dennoch besitzen sowohl einige Grundlagenthemen als auch Problemstellungen im Bereich der erfolgreichen produktionstechnischen Anwendung weiteres Entwicklungspotential.

Ungeachtet der erreichten qualitativen und quantitativen Verbesserung der Berechnungsmodelle für die SFL sind die daraus resultierenden Kräfte nach wie vor zu groß. Insbesondere für zunehmende Kompression ϵ steigen diese zu stark an. Die Gründe hierfür sind vielfältig und sollten Inhalt weiterer Forschungsarbeiten sein. Im Bereich kleiner Spalthöhen $h_0 < 40 \mu\text{m}$ können bspw. Oberflächenrauigkeiten eine erhebliche experimentelle Abweichung von der theoretischen Kompression ϵ zur Folge haben und folglich eine Diskrepanz zwischen Berechnung und Messung hervorrufen. Auch eine experimentell nur sehr schwierig zu realisierende Planparallelität zwischen der

Handhabungsfläche und der Gegenfläche des Kraftaufnehmers der Wägezelle können das Messergebnis negativ beeinflussen. Auf der Seite der Berechnungsmodelle wird nach wie vor die dissipierende Wirkung der Energiegleichung nicht betrachtet. Der Einfluss der Kompressionswärme im Luftspalt sowie der Dissipationsfunktion ϕ (Gleichung (4.3)) bleibt aufgrund numerischer Instabilitäten und zu hoher, unwirtschaftlicher Berechnungszeiten unberücksichtigt. Dementsprechend ist eine Erweiterung der auf den Navier-Stokes-Gleichungen basierenden Modelle anzustreben.

Die Eigenfrequenz sowie das Eigenschwingungsverhalten von Longitudinalschwingern lassen sich mit den vorgestellten Berechnungswerkzeugen gut vorhersagen bzw. frequenzflexibel auslegen. Für eine Untersuchung des Einflusses der Betriebsfrequenz auf die Ultraschallkräfte und das Handhabungsverhalten sind forschungsseitig jedoch in gleichem Maße frequenzflexible Regel- und Steuergeräte zur Synchronisation mit der Betriebseigenfrequenz anzustreben.

Um die Lücke zwischen den prozesstechnischen Grundlagen und einer erfolgreichen produktionstechnischen Anwendung zu schließen, muss die Systemintegration in Mikromontage- und Bestückanlagen weiter vorangetrieben werden. Auf prozesstechnischer Seite gilt es, die erfolgversprechenden Erkenntnisse zum durchflussgesteuerten bzw. -geregelten Aufnehmen, Handhaben und Absetzen umzusetzen. Erste Ansätze in diese Richtung werden bereits in der Fachliteratur vorgestellt und sind vielversprechend (REINHART ET AL. 2010). Darüber hinaus ermöglicht die in Abbildung 6.4 vorgestellte Vorgehensweise eine systematische Erweiterung und Verallgemeinerung der gewonnenen Erkenntnisse auf ein umfangreicheres Bauteilspektrum. Auf anlagentechnischer Seite sind weitere Standardisierungsansätze zu verfolgen. Über das hier vorgestellte, systematische Vorgehen zur Auslegung des Greifsystems und des Handhabungsprozesses hinaus, ist aus wirtschaftlicher und technischer Sicht eine Standardisierung der Ultraschall-Vakuum-Greifer unbedingt notwendig. Diese Aufgabe umfasst sowohl die Vereinheitlichung der Longitudinalschwinger auf standardisierte Abmaße und Frequenzen als auch deren Anbindung an die Anlagenperipherie über einheitliche energetische, informationstechnische und mechanische Schnittstellen.

8 Literaturverzeichnis

ALMANSA ET AL. 2006

Almansa, A.; Wögerer, C.; Rempp, H.; Gebauer, M.: IPMMAN Roadmap for Micro- and Nanomanufacturing - Improvement of Production Processes through Integration of Macro-, Micro- and Nanotechnologies. 2006.

ANSEL ET AL. 2002

Ansel, Y.; Schmitz, F.; Kunz, S.; Gruber, H. P.; Popvic, G.: Development of Tools for Handling and Assembling Microcomponents. Journal of Micromechanics and Microengineering 12 (2002), S. 430-437.

ANSI/IEEE 1987

ANSI/IEEE: IEEE Standard on Piezoelectricity. New York: 1987.

ARNAU 2004

Arnau, A.: Piezoelectric Transducers and Applications. Berlin: Springer 2004. ISBN: 3-540-20998-0.

AZADEH ET AL. 2000

Azadeh, R.; Jung, E.; Aschenbrenner, R.; Reichl, H.: Flipchip-Montage mit konventionellen SMT-Bestückungsautomaten. Productronic 3 (2000).

BALLATO 2001

Ballato, A.: Modeling Piezoelectric and Piezomagnetic Devices and Structures via Equivalent Networks. IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control 48 (2001) 5, S. 1189-1240.

BARK 1998

Bark, K.: Adhäsives Greifen von kleinen Bauteile mittels niedrigviskoser

Flüssigkeiten. Berlin: Springer 1998. (IPA-IAO Forschung und Praxis 286).

BEAMS. ET AL. 1941

Schutzrecht United States Patent Ser. No. 246506 (23.09.1941) Beams, J. W.; Holmes, F.: Suspension of Rotatable Bodies.

BERGMANN 1957

Bergmann, L.: Der Ultraschall und seine Anwendung in Wissenschaft und Technik. 6. völlig überarb. und erw. Aufl. Stuttgart: Hirzel 1957.

BERTETTO ET AL. 2003

Bertetto, A. M.; Riggio, M.: A two Degree of Freedom Gripper Actuated by SMA with Flexure Hinges. Journal of Robotics Systems 20 (2003) 11, S. 649-567.

BINDER 2004

Binder, A.: Praxisbericht von berührungslosen Handlingslösungen mit Bernoullie-Effekt. In: Reinhart, G. (Hrsg.): Berührungslose Handhabung - Vom Wafer zur Glaslinse, von der Kapsel zur aseptischen Ampulle. München: Herbert Utz Verlag Wissenschaft 2004, S. 6/1-6/14.

BMBF ET AL. 2007

BMBF; VDE: Trends in der Weiterentwicklung und Anwendung der Mikrosystemtechnik. Bonn; Frankfurt am Main: 2007.

BÖHRINGER ET AL. 1999

Böhringer, K.; Fearing, R.; Goldberg, K.: Microassembly. In: Nof, S. Y. (Hrsg.): Handbook of Industrial Robotics. New YORK: WILEY 1999, S. 1045-1066. ISBN: 0471177830.

BOUCHAUD 2007

Bouchaud, J.: Taking the Pulse of the MEMS Industry. Think Small 2 (2007) 2.

BRAUNBECK 1939

Braunbeck, W.: Freischwebende Körper im elektrischen und magnetischen

Feld. Zeitung für Physik 112 (1939), S. 756 ff.

BRECHER ET AL. 2004

Brecher, C.; Peschke, C.: Handhabungstechnik für die Mikromontage. wt Werkstattstechnik - Online 94 (2004) 9, S. 395-399.

BÜTTGENBACH 1994

Büttgenbach, S.: Mikromechanik. 2. Aufl. Stuttgart: Teubner 1994.

BÜTTGENBACH ET AL. 2006

Büttgenbach, S.; Hesselbach, J.; Tutsch, R.; Berndt, M.; Hoxhold, B.; Schöttler, K.: Sensor Guided Handling and Assembly of Active Micro-Systems. Microsystems Technology (2006) 12, S. 665-669.

BÜTTGENBACH ET AL. 2008

Büttgenbach, S.; Hoxhold, B.: Mikrogreifer für die Handhabung zukünftiger Mikrosystemtechnik-Produkte. In: Reinhart, G. et al. (Hrsg.): münchener kolloquium - Innovation für die Produktion. München: Herbert Utz Verlag GmbH 2008, S. 277-286. ISBN: 978-3-8316-0844-7.

CARROZZA ET AL. 2000

Carrozza, M. C.; Eisenberg, A.; Menciassi, D. C.; Micera, S.; Dario, P.: Towards a Force Controlled Microgripper for Assembling Biomedical Devices. Journal of Micromechanics and Microengineering 10 (2000), S. 271-276.

CHANG ET AL. 2007

Chang, R. J.; Lin, Y. C.; Shiu, C. C.; Hsieh, Y. T.: Development of SMA-Actuated Microgripper in Micro Assembly Applications. In: IEEE (Hrsg.): The 33rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON) 2007, S. 2886-2891.

CHETOUANI ET AL. 2006

Chetouani, H.; Jeandey, C.; Haguët, V.; Rostaing, H.; Dieppedale, C.; Reyne, G.: Diamagnetic Levitation With Permanent Magnets for Contactless Guiding and Trapping of Microdroplets and Particles in Air and Liquids. IEEE Transactions on Magnetics 42 (2006) 10, S. 3557-3559.

CHU ET AL. 1982

Chu, B.; Apfel, R. E.: Acoustic Radiation Pressure Produced by a Beam of Sound. Journal of the Acoustics Society of America 72 (1982) 6, S. 1673.

CONSTANTINESCU 1995

Constantinescu, V. N.: Laminar Viscous Flow. New York u. a.: Springer-Verlag 1995.

CURIE ET AL. 1880

Curie, P.; Curie, J.: Développement, par pression, de l'électricité polaire dans les cristaux hémihédres à faces inclinées. Comptes rendus de l'Académie des Sciences (1880) XCI, S. 294.

DILTHEY ET AL. 2005

Dilthey, U.; Brandenburg, A.: Montage hybrider Mikrosysteme. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2005. ISBN: 9783540275367.

DIN 32564-1 2004

DIN 32564-1 Deutsches Institut für Normung e. V.: Fertigungsmittel für Mikrosysteme - Begriffe - Teil 1: Allgemeine Begriffe der Mikrosystemtechnik. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2004.

DIN 32564-2 2004

DIN 32564-2: Fertigungsmittel für Mikrosysteme - Begriffe - Teil 2: Basistechnologien und Herstellung. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2004.

DIN 32564-3 2004

DIN 32564-3 Deutsches Institut für Normung e. V.: Fertigungsmittel für Mikrosysteme - Begriffe - Teil 3: Handhabung, Lagerung und Transport. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2004.

DIN 7157 1966

DIN 7157: Passungsauswahl - Toleranzfelder - Abmaße - Passtoleranzen. Berlin: Beuth Verlag GmbH 1966.

DIN 8593-0 2003

DIN 8593-0: Fertigungsverfahren Fügen - Teil 0: Allgemeines, Einordnung, Unterteilung, Begriffe. Berlin: Beuth Verlag GmbH 2003.

EHRFELD ET AL. 1995

Ehrfeld, W.; Lehr, H.: Deep X-ray Lithography for the Production of three-dimensional Microstructures from Metals, Polymers and Ceramics. *Physics and Chemistry* 45 (1995) 3, S. 349-365.

ELBUKEN ET AL. 2006

Elbuken, C.; Khamesee, M. B.; Yavuz, M.: Damping Control in Magnetic Levitation of Micro Objects. In: IEEE (Hrsg.): 32nd Annual Conference on Industrial Electronics IECON 2006, S. 4170-4175.

ENSMINGER 1988

Ensminger, D.: *Ultrasonics*. 2. ed., rev. and expanded. Aufl. New York: Dekker 1988. ISBN: 0824776593. (Mechanical engineering 65).

FANTONI ET AL. 2007

Fantoni, G.; Porta, M.; Santochi, M.: An Electrostatic Sorting Device For Microparts. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 56 (2007) 1, S. 21-24.

FANTONI ET AL. 2005

Fantoni, G.; Santochi, M.: A Modular Contactless Feeder for Microparts. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 54 (2005) 11, S. 23-26.

FEYNMAN 1992

Feynman, R.: There's plenty of room at the bottom. *Journal of Microelectromechanical Systems* 1 (1992) 1, S. 60-66.

FIRESTONE 1933

Firestone, J.: A New Analogy Between Mechanical and Electrical Systems. *Journal of the Acoustics Society of America* 4 (1933) 3, S. 249-267.

FISCHER 1997

Fischer, R.: Entwicklung von Greif- und Spannvorrichtungen für die

automatisierte Montage von Mikrobauteilen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1997. (Reihe 1, Nr. 292).

FISCHER ET AL. 2000

Fischer, W.-J.; Plötner, M.: Mikrosystemtechnik. 1. Aufl. Würzburg: Vogel 2000. ISBN: 3-8023-1772-6.

FORD ET AL. 1990

Ford, R. G.; Koh, A.: Noncontact Semiconductor Wafer Handling. SME Technical Paper TP90PUB535 (1990).

GALLEGO-JUAREZ 1991

Gallego-Juarez, J. A.: Transducer Needs for Macrosonics. Proceedings of the International Workshop Power Transducers for Sonics and Ultrasonics. Berlin: Springer 1991.

GERLACH ET AL. 2001

Gerlach, A.; Knebel, G.; Guber, A. E.; Hecke, M.; Herrmann, D.; Muslija, A.; Schaller, T.: Microfabrication of Single-Use Plastic Microfluidic Devices for High-Throughput Screening and DNA Analysis. In: Reichl, H. (Hrsg.): Micro System Technologies. Berlin: VDE Verlag GmbH 2001, S. 143-148.

GREITMANN 1998

Greitmann, G.: Micromechanical Tactile Gripper System for Micro Assembly (Dissertation). ETH Zürich (1998).

GRUTZECK 2000

Grutzeck, H.: Fluidisches Greifen in der Mikrosystemtechnik. Düsseldorf: VDI-Verlag 2000. (Reihe 9, Nr. 314).

Grutzeck et al. 2002 Grutzeck, H.; Kiesewetter, L.: Downscaling of Grippers for Micro Assembly. Microsystems Technology 8 (2002), S. 27-31. GRUTZECK ET AL. 1996

Grutzeck, H.; Kiesewetter, W.: Greifen mit Kapillarkräften. In: Technische Universität Ilmenau (Hrsg.): 41. Internationales wissenschaftliches Kolloquium - Wandel im Maschinenbau durch Feinwerktechnik und

Mikrosystemtechnik. Ilmenau: Technische Universität Ilmenau 1996.

HANKEL 1881

Hankel, W. G.: Ueber die aktino-und piezo-elektrischen Eigenschaften des Bergkrystalles und ihre Beziehung zu den thermo-elektrischen (Sur les propriétés actino et piézo-électriques du quartz et leur relation avec ses propriétés pyro-électriques). Berichte über die Verhandlungen der Königlich-Sächsischen Gesellschaft der Wissenschaften zu Leipzig (1881) 33, S. 52-63.

HASHIMOTO 1997

Hashimoto, Y.: Noncontact Suspending and Transportation of Planar Objects by Using Acoustic Levitation. IEEE Transactions of Japan 117 (1997) 11, S. 1405-1408.

HASHIMOTO 1998

Hashimoto, Y.: Transporting Objects Without Contact Using Flexural Traveling Waves. The Journal of The Acoustical Society of America 103 (1998) 6, S. 3230-3233.

HASHIMOTO ET AL. 1995

Hashimoto, Y.; Ueha, S.; Koike, Y.: A Theoretical Study of Near-Field Acoustic Levitation of Planar Objects. In: Herbertz, J. (Hrsg.): Proceedings of the 1995 World Congress on Ultrasonics. Berlin 1995, S. 839-842.

HASHIMOTO ET AL. 2000

Hashimoto, Y.; Ueha, S.; Koike, Y.: Non Contact Transportation Using Near-Field Acoustic Levitation. Ultrasonics 38 (2000) 1-8, S. 26-32.

HAW ET AL. 2002

Haw, G.; Hladky-Hennion, A.; Granger, C.: Film Air Bearings Generated by Ultrasonic Vibrations. IEEE Ultrasonics Symposium Vol. 1 (2002), S. 683-686.

HEINZL ET AL. 2004

Heinzl, J.; Zäh, M. F.; Franzkowiak, M.; Grünwald, S.; Schilp, M.; Zimmer-

mann, J.; Zitzmann, A.: Die Schwebbahn der Mikroproduktion. abayfor - Zukunft im Brennpunkt (2004).

HENDERSON 2007

Henderson, M.: Nobel Prize for Men who Made iPod Possible. The Times (2007), S. 26.

HENSCHKE 1994

Henschke, F.: Miniaturgreifer und montagegerechtes Konstruieren in der Mikromechanik. Düsseldorf: VDI-Verlag 1994. ISBN: 3-18-324201-X. (Reihe 1, Nr. 242).

HERBST ET AL. 2005

Herbst, W.; Marte, A.: Bending Stress is Substantially Reduced. EPP EUROPE (2005) Juli/August, S. 30-32.

HESSE 1991

Hesse, S.: Greifer-Praxis: Greifer in der Handhabungstechnik. 1. Aufl. Würzburg: Vogel 1991.

HESELBACH ET AL. 1996

Hesselbach, J.; Pittschellis, R.: Miniaturgreifer für die Mikromontage. In: Technische Universität Ilmenau (Hrsg.): 41. Internationales wissenschaftliches Kolloquium - Wandel im Maschinenbau durch Feinwerktechnik und Mikrosystemtechnik 1996.

HESELBACH ET AL. 2003

Hesselbach, J.; Raatz, A.; Wrege, J.; Herrmann, H.; Weule, H.; Buchholz, C.; Tritschler, H. Knoll M.; Elsner, J.; Klocke, F.; Weck, M.; Bodenhausen, J. von; Klitzing, A. von: mikroPRO - Untersuchung zum internationalen Stand der Mikroproduktionstechnik. wt Werkstattstechnik - Online 93 (2003) 3, S. 119-128.

HESELBACH ET AL. 2007

Hesselbach, J.; Wrege, J.; Raatz, A.: Micro Handling Devices Supported by Electrostatic Forces. CIRP Annals - Manufacturing Technology 57 (2007) 1.

HEUBERGER 1996

Heuberger, A.: Der weite Weg zur Mikrosystemtechnik. Spektrum der Wissenschaft / Dossier 4: Mikrosystemtechnik (1996).

HÖHN 2001

Höhn, M.: Sensorgeführte Montage hybrider Mikrosysteme. München: Herbert Utz Verlag 2001. (Forschungsberichte *iwb* 149).

HÖPPNER 1999

Höppner, J.: Berührungslose Handhabung von Bauteilen in der Mikromontage. In: Reinhart, G. et al. (Hrsg.): Berührungslose Handhabung von Bauteilen in der Mikromontage. München: Herbert Utz Verlag 1999.

HÖPPNER ET AL. 2000a

Schutzrecht: Deutschland DE 199 16 872 C1 (13.04.2000). Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München Pr.: 14.04.1999 Höppner, J.; Zimmermann, J.: Vorrichtung zum berührungslosen Lagern von Bauteilen.

HÖPPNER ET AL. 2000b

Schutzrecht: Deutschland DE 199 16 923 A1 (26.10.2000). Technische Universität München Pr.: 14.04.1999 Höppner, J.; Zimmermann, J.; Klingel, R.: Vorrichtung zum berührungslosen senkrechten Transportieren von Bauteilen.

HÖPPNER ET AL. 2000c

Schutzrecht: Deutschland DE 199 16 922 A1 (26.10.2000). Technische Universität München Pr.: 14.04.1999 Höppner, J.; Zimmermann, J.: Vorrichtung zum berührungslosen Transportieren von Bauteilen und System zum Handhaben und Lagern derselben.

HÖPPNER ET AL. 2001

Schutzrecht DE 199 16 859 C1 (04.01.2001). Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München Pr.: 14.04.1999 Höppner, J.; Zimmermann, J.: Vorrichtung zum berührungslosen Greifen und Positionieren von Bauteilen.

HÖPPNER 2002

Höppner, J.: Verfahren zur berührungslosen Handhabung mittels leistungsstarker Schallwandler. München: Herbert Utz Verlag 2002. (Forschungsberichte *iwb* 164).

HOXHOLD ET AL. 2008

Hoxhold, B.; Büttgenbach, S.: Batch Fabrication of Micro Grippers with Integrated Actuators. *Microsystems Technology* (2008) 14, S. 1917-1924.

HSU 2004

Hsu, T.-R.: MEMS Packaging. Institution of Electrical Engineers. London: INSPEC The Institution of Electrical Engineers 2004. ISBN: 0 86341 335 8. (EMIS processing series 3).

HUBER 2004

Huber, J.: Optische Druckmessung zur Untersuchung von aerostatischen Lagern (Dissertation): Lehrstuhl für Feingerätebau. Technische Universität München (2004).

ISHIKAWA ET AL. 1998

Ishikawa, K.; Suwabe, H.; Uneda, M.: Study on Dynamical Investigation of OD-Blade Cutting Utilizing Vibration in Vertical Direction. *International Journal of the Japanese Society of Precision Engineering* 32 (1998) 4, S. 254-259.

JACOB 2002

Jacob, D.: Verfahren zur Positionierung unterseitenstrukturierter Bauelemente in der Mikrosystemtechnik. München: Herbert Utz Verlag 2002. (Forschungsberichte *iwb* 167).

JIN ET AL. 1995

Jin, J.; Higuchi, T.; Kanemoto, M.: Electrostatic Levitator for Hard Disk Media. *IEEE - Transactions on industrial Electronics* 42 (1995) 5, S. 467-473.

KALKOWSKI ET AL. 2002

Kalkowski, G.; Risse, S.; Guyenot, V.: Electrostatic Chuck Behaviour at

Ambient Conditions. *Microelectronic Engineering* 61 (2002) 62, S. 357-361.

KALKOWSKI ET AL. 2005

Kalkowski, G.; Risse, S.; Harnisch, G.; Müller, S.: Ultraplanar Electrostatic Chucks for Next Generation Lithographics. In: *Fraunhofer Gesellschaft* (Hrsg.): *Fraunhofer IOF Jahresbericht 2005*, S. 30-35.

KANG 1995

Kang, S. Y.: Experimental and Modeling Studies for Thermosonic Flip-Chip Bonding (Ph.D.-Thesis). University of Colorado (1995).

KAUCZOR 2008

Kauczor, C.: Entwurf schwachgedämpfter piezoelektrischer Ultraschallsysteme (Dissertation). Universität Paderborn. Paderborn (2008).

KAWAMOTO ET AL. 2006

Kawamoto, H.; Ando, H.; Umezo, S.: Electrostatic Manipulation of Particle. In: Kawamoto (Hrsg.): *Proceedings International CONFERENCE ON DIGITAL PRINTING TECHNOLOGIES (NIP22)*. DENVER 2006.

KEMPER 1938

Kemper, H.: Schwebende Aufhängung durch elektromagnetische Kräfte: eine Möglichkeit für eine grundsätzlich neue Fortbewegungsart. *Elektrotechnische Zeitschrift* 59 (1938).

KIM ET AL. 2005

Kim, D. H.; Lee, M. G.; Kim, B.; Sun, Y.: A Superelastic Alloy Microgripper with Embedded Electromagnetic Actuators and Piezoelectric Force Sensors: A Numerical and Experimental Study. *Smart Materials and Structures* 14 (2005), S. 1265-1272.

KIRCHHOFF ET AL. 2006

Kirchhoff, M. R.; Hoxhold, B.; Bütefisch, S.; Büttgenbach, S.: Micro Grippers with Piezo-Resistive Gripping Force Sensors. *5th International Workshop on Microfactories*. Becancon (2006) S. 3-11.

KLEINKES 2008

Kleinkes, U.: Mikrotechnik-Atlas Deutschland: Zwischen Silicon Valley und Wattenscheid. inno 27 (2008) 04.

KUMABE ET AL. 1989

Kumabe, J.; Fuchizawa, K.; Soutome, T.; Nishimoto, Y.: Ultrasonic Superposition Vibration Cutting of Ceramics. Precision Engineering 11 (1989) 2, S. 71-77.

KUTTRUFF 1988

Kuttruff, H.: Physik und Technik des Ultraschalls. Stuttgart: Hirzel 1988. ISBN: 3-7776-0427-5.

KUTZ 2005

Kutz, M.: Mechanical Engineers' Handbook, Instrumentation, Systems, Controls, and Mems. 3 Aufl. New York: Wiley & Sons 2005.

KUTZNER 1983

Kutzner: Grundlagen der Ultraschallphysik. Stuttgart: Teubner 1983. ISBN: 3-519-03049-7.

LAMBERT 2007

Lambert, P.: Capillary Forces in Microassembly. New York, NY: Springer 2007. ISBN: 9780387710884. (Microtechnology and MEMS).

LEHFELDT 1973

Lehfeldt, W.: Ultraschall - kurz und bündig. Würzburg: Vogel-Verlag 1973.

LENK ET AL. 2001

Lenk, A.; Pfeifer, G.; Werthschützky, R.: Elektromechanische Systeme. Berlin: Springer 2001. ISBN: 3540679413.

LEVINE 1995

Levine, L.: The Ultrasonic Wedge Bonding Mechanism: Two Theories Converge. (Hrsg.): ISHM Proceedings 1995, S. 242-246.

LIERKE 1996

Lierke, E. G.: Akustische Positionierung - Ein umfassender Überblick über Grundlagen und Anwendungen. *Acustica* 82 (1996a), S. 220-237.

LIERKE 1996

Lierke, E. G.: Kontrollierte Massenänderungen von Tropfen in einem akustischen Stehwellen-Positionierer. *Forschung im Ingenieurwesen - Engineering Research* 62 (1996b) 1-2, S. 21-31.

LIERKE 1998

Lierke, E. G.: Techniken und Anwendungen der Ultraschall-Zerstäubung - Ein Rückblick auf 35 Jahre Forschung und Entwicklung. Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH 1998. (Chemie Ingenieur Technik 70).

LIPPMANN 1881

Lippmann, G.: Principe de la conservation de l'électricité. *Annales des Physiques et de chimie* 5 (1881) 24, S. 145.

LITTMANN 2003

Littmann, W.: Piezoelektrische, resonant betriebene Ultraschall-Leistungswandler mit nichtlinearen mechanischen Randbedingungen (Dissertation): Heinz Nixdorf Institut. Universität Paderborn. Paderborn (2003).

LOTTER ET AL. 2006

Lotter, B.; Wiendahl, H.-P.: Montage in der industriellen Produktion. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2006. ISBN: 9783540366690.

MANZ AUTOMATION 2007

Manz Automation. <<http://www.manz-automation.com/statisch/deutsch/products/lcd.htm>> - 28.04.2007.

MASON 1950

Mason, W. P.: Piezoelectric Crystals and Their Application to Ultrasonics. New York: VanNostrand 1950.

MASON 1958

Mason, W. P.: Physical Acoustics and the Properties of Solids. Princeton: VanNostrand 1958. (The Bell Telephone Laboratories Series).

MASON 1964

Mason, W. P.: Electromechanical Transducers and Wave Filters. 2. Aufl. Princeton: VanNostrand 1964. (The Bell Telephone Laboratories Series).

MATTERN 1998

Mattern, R.: Chemische und verfahrenstechnische Maßnahmen zur Verbesserung des optischen Eigenschaftsprofils von Pulverlacken (Dissertation): Fachgebiet Technische Chemie und Chemische Verfahrenstechnik. Universität Paderborn. Paderborn (1998).

MERTINS ET AL. 2008

Mertins, K.; Kohl, H.; Krebs, W.: Benchmarking-Studie: Messung und Bewertung der Innovationsfähigkeit kleiner und mittlerer Unternehmen in Deutschland; Ergebnisse einer Befragung zum Innovationspotenzial im deutschen Mittelstand im Rahmen der Initiative *Sachen Machen*. Stuttgart: Fraunhofer-IRB-Verlag 2008. ISBN: 9783816775294.

MILLNER 1987

Millner, R.: Ultraschalltechnik - Grundlagen und Anwendungen. Weinheim: Physik-Verlag 1987. ISBN: 3-87664-106-3.

MINIKES ET AL. 2003

Minikes, A.; Bucher, I.: Coupled Dynamics of a Squeeze-Film Levitated Mass and a Vibrating Piezoelectric Disc: Numerical Analysis and Experimental Study. *Journal of Sound and Vibration* 263 (2003) 2, S. 241-268.

MOESNER ET AL. 1997

Moesner, F. M.; Higuchi, T.: Contactless Manipulation of Microparts by AC Electric Fields. In: AIM (Hrsg.): *Proceedings Advanced Intelligent Mechatronics (AIM'97)*. Tokyo 1997a.

MOESNER ET AL. 1997

Moesner, F. M.; Higuchi, T.: Contactless Manipulation of Microparts by Electric Field Traps. In: SPIE (Hrsg.): Proceedings SPIE International Symposium on Microrobotics and Microsystem Fabrication 1997b, S. 168-175.

MOESNER ET AL. 1997

Moesner, F. M.; Higuchi, T.: Traveling Electric Field Conveyor for Contactless Manipulation of Microparts. In: IEEE (Hrsg.): IEEE Industry Applications Conference, 32nd IAS Annual Meeting (IAS'97). New Orleans 1997c, S. 2004-2011.

NAVIER 1823

Navier, C. L.: Memoire sur les lois mouvement des fluides. Mem. Aca. Roy. Sci. 6 (1823), S. 389-416.

NEIL 2005

Neil, G.: Time is Right for Bare Die. European Semiconductor (2005) November, S. 11-12.

NEXUS 2004

NEXUS: NEXUS Studie 2004.

NGUYEN 2005

Nguyen, L.: Wrap Artists. European Semiconductor (2005) 5, S. 11-12.

NIENHAUS 1999

Nienhaus, M.: Zur Montage hybrider Mikrosysteme am Beispiel von Radarsensoren und Umlaufrädergetrieben. Düsseldorf: VDI-Verlag 1999. ISBN: 3-18-350102-3. (Fortschritt durch Mikrotechnik Reihe 2, Nr. 501).

NIKLAUS ET AL. 1999

Schutzrecht DE 19806306 A1 (9.9.1999). SIEMENS AG Pr.: 16.02.1998 Niklaus, F.; Honsberg-Riedl, M.; Höhn, M.: Vorrichtung zum berührungslosen Greifen und Halten eines Gegenstandes und Anwendung der Vorrichtung.

OH 1998

Oh, H.-S.: Elektrostatische Greifer für die Mikromontage. Düsseldorf: VDI Verlag 1998. ISBN: 3183702088. (Berichte der Institute für Automatisierungstechnik. Technische Universität Braunschweig 702).

OSWALD 2007

Oswald, S.: Productronica 2007: Siemens lädt die Branche zum objektiven Vergleich ein. 2007.

PETERSEN 2003

Petersen, B.: Flexible Handhabungstechnik für die automatisierte Mikromontage. Aachen: Shaker 2003. ISBN: 3832218157. (Berichte aus der Produktionstechnik 2003, 17).

PETERSEN 1982

Petersen, K. E.: Silicon as a Mechanical Material. Proceedings of the IEEE 70 (1982) 5, S. 420-457.

PETERSEN ET AL. 1982

Petersen, K. E.; Shartel, A.; Rayley, N. F.: Micromechanical Accelerometer Integrated with MOS Detection Circuitry. IEEE Transactions on Electron Devices 29 (1982) 1, S. 23-27.

PILZ ET AL. 1982

Pilz, R.; Herberger, J.; Kant, L.: Ultraschall-drehen zur Endbearbeitung. Wissenschaftliche Zeitschrift der TH Karl-Marx-Stadt 24 (1982) 2, S. 222-227.

POPOVIC ET AL. 2002

Popovic, G.; Almansa, A.; Chatzitheodoridis, E.; Petrovic, D.; Medico, O. de; Brenner, W.; Sümeicz, F.; Detter, H.: Handling and Assembly in MST - Final Results of a European Network. In: IEEE (Hrsg.): Proceedings 23rd International Conference on Microelectronics 2002, S. 251-254.

PÖTTER ET AL. 2007

Pötter, H.; Großer, V.; Lang, K. D.; Reichl, H.; Schmitz, S.; Wolf, J.: Smart

System Integration - Grundlage zukünftiger Anwendungen im Maschinenbau.
wt Werkstattstechnik - Online 97 (2007) 3, S. 140-142.

PUDENZ 2009

Pudenz, C. A.: Smarte Sensoren erobern Konsumelektronik.
<[http://www.deutscher-zukunftspreis.de/index.php?q=/preistraeger/preistr
%C3%A4ger-2008](http://www.deutscher-zukunftspreis.de/index.php?q=/preistraeger/preistr%C3%A4ger-2008)> - 09.01.2009.

RAMOS-FERNANDEZ ET AL. 1985

Ramos-Fernandez, A.; Montoya-Vitini, F.; Gallego-Juarez, J. A.: Automatic System for Dynamic Control of Resonance in High Power and High Quality Ultrasonic Transducers. Ultrasonics 23 (1985) 4, S. 151-156.

REINHART ET AL. 1999a

Reinhart, G.; Höppner, J.: Berührungslose Handhabung mit Leistungsschall. Ein neuer Ansatz für die Mikromontage. wt Werkstattstechnik - Online 89 (1999a) 9, S. 429-432.

REINHART ET AL. 1999b

Reinhart, G.; Höppner, J.: Berührungslose Handhabung von Bauteilen in der Mikromontage. In: Reinhart, G. (Hrsg.): Automatisierte Mikromontage - Handhaben und Positionieren von Mikrobauteilen. München: Herbert Utz Verlag Wissenschaft 1999b, S. 6.1-6.22.

REINHART ET AL. 2000

Reinhart, G.; Höppner, J.: Non-Contact Handling Using High-Intensity Ultrasonics. Annals of the CIRP Vol. 49 (2000), S. 5-8.

REINHART ET AL. 2001

Reinhart, G.; Höppner, J.: The Use of Acoustic Levitation Technologies for Non-Contact Handling Purposes. Annals of the German Academic Society for Production Engineering 8 (2001) 1, S. 77-82.

REINHART ET AL. 2004

Reinhart, G.; Zäh M. F. (Hrsg.): Praxisbericht von berührungslosen Handlingslösungen mit Bernoulli-Effekt. München: Herbert Utz Verlag

Wissenschaft 2004. (*iwb* Seminarberichte).

REINHART ET AL. 2008

Reinhart, G.; Heinz, M.; Kirchmeier, T.: Berührungslose Greiftechnologien für die Halbleiter- und Mikrosystemtechnik. In: Reinhart, G. et al. (Hrsg.): münchener kolloquium - Innovation für die Produktion. München: Herbert Utz Verlag GmbH 2008, S. 253-263. ISBN: 978-3-8316-0844-7.

REINHART ET AL. 2008b

Reinhart, G.; Reiter, A.: Telepräsent manuell mikromontieren. Mikroproduktion (2008) 3, S. 17-19.

REINHART ET AL. 2010

Reinhart, G.; Heinz, M.; Kirchmeier, T.: Integration of the Ultrasonic Handling Technology into Microassembly Systems. In: Lien, T. K. (Hrsg.): 3rd CIRP Conference on Assembly Technologies and Systems (CATS). Trondheim, Norway: Tapir Uttrykk 2010, S. 91-96. ISBN: 978-82-519-2616-4.

REYNOLDS 1886

Reynolds, O.: On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. Philos. Trans. R. Soc. London 177 (1886) 1, S. 157-234.

ROSEN ET AL. 1992 Rosen, C. Z.; Hiremath, B. V.; Newnham, R.: Piezoelectricity. 7 Aufl. New York: Springer 1992.

RUFFERT ET AL. 2006

Ruffert, C.; Gehrking, R.; Ponick, B.; Gatzert, H. H.: Magnetic Levitation Assisted Guide for a Linear Micro-Actuator. IEEE Transactions on Magnetics 42 (2006) 11, S. 3785-3787.

RYBARCZYK 2004

Rybarczyk, A.: Auslegung aktiver aerodynamischer Zuführverfahren. Garbsen: PZH Produktionstechnisches Zentrum 2004. ISBN: 3936888450. (Berichte aus dem IFA).

SALES SEMICONDUCTORS 2009

Sales Semiconductors: Automotive Electronics - Product Information
Peripheral Pressure Sensor - PPS1. Robert Bosch GmbH. Reutlingen.

SCHILP 2007

Schilp, M.: Auslegung und Gestaltung von Werkzeugen zum berührungslosen Greifen kleiner Bauteile in der Mikromontage. München: Herbert Utz Verlag GmbH 2007. (Forschungsberichte *iwb* 199).

SCHLENDORF 2006

Schlendorf, K.: Neue Studie "Wachstumsfaktor Innovation": Deutschland im internationalen Standortvergleich unteres Mittelmaß.
<<http://www.innovations-report.de/html/berichte/studien/bericht-60594.html>> - 31.07.2010.

SCHOLZ-REITER ET AL. 2008

Scholz-Reiter, B.; Toonen, C.; Lütjen, M.: Microfactory - Aspekte zur Fabrikplanung. *wt Werkstattstechnik - Online* 98 (2008) 4, S. 224-229.

SCHÖTTLER ET AL. 2007

Schöttler, K.; Rathmann, S.; Raatz, A.; Hesselbach, J.: Auf dem Weg zur hochgenauen Mikromontage. *wt Werkstattstechnik - Online* 97 (2007) 11/12, S. 857-861.

SCHROTER 1995

Schroter, A.: Ausgleichsvorgänge und Strömungsgeräusche bei aerostatischen Lagern mit flächig verteilten Mikrodüsen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995. ISBN: 3183245019. (Fortschritt-Berichte / VDI Reihe 1, Konstruktionstechnik, Maschinenelemente 245).

SHAMOTO ET AL. 1999

Shamoto, E.; Moriwaki, T.: Ultraprecision Diamod Cutting of Hardened Steel by Applying Elliptical Vibration Cutting. *Annals of the CIRP* (1999) 48, S. 441-444.

SIEBERT ET AL. 2006

Schutzrecht DE 102005000665 A1 (20.07.2006). NanoPhotonics AG: Siebert, S.; Lang, A.; Binder, A.; Abraham, M.: Greifer zum Halten und Positionieren eines scheiben- oder plattenförmigen Objekts und Verfahren zum Halten und Positionieren eines scheiben- oder plattenförmigen Objekts.

SIEMENS AG 2007

SIEMENS AG: SIPLACE OS - 3D-Inline-Prüfsysteme für Automatische Optische Inspektion. In: BMBF et al. (Hrsg.): Future Packaging - Technologien, Visionen, Produkte 2007.

SIEMENS AG: PRODUKTIONS- UND LOGISTIKSYSTEME ET AL. 2009a

SIEMENS AG: Produktions- und Logistiksysteme; Electronics Assembly: Produkte & Lösungen. <<http://www.siplace.com>> - 14.02.2009.

SIEMENS AG: PRODUKTIONS- UND LOGISTIKSYSTEME ET AL. 2009b

SIEMENS AG: Produktions- und Logistiksysteme; Electronics Assembly: SIPLACE F - Ultra High Precision plus High Speed - High Speed Flip Chip, Bare Die, Large IC and Odd-Form Placement 2009.

SKVOR 1991

Skvor, Z.: Vibrating Systems and their Equivalent Circuits. New York: Elsevier Science Publishing Company, Inc. 1991. (Studies in electrical and electronic engineering).

SPATH ET AL. 1996

Spath, D.; Thies, U.: Automatisierte Montage von Mikrostrukturen. wt Werkstatttechnik - Produktion und Management 86 (1996), S. 588-590.

SPURK 2004

Spurk, J. H.: Strömungslehre - Eine Einführung in die Theorie der Strömungen. 5. Aufl. Berlin: Springer-Verlag 2004.

STOKES 1845

Stokes, G. G.: On the Theories of the Internal Friction of Fluid Motions. Trans. Camb. Phil. soc. 8 (1845), S. 287-305.

SUREK ET AL. 2007

Surek, D.; Stempin, S.: Angewandte Strömungsmechanik für Praxis und Studium. 1. Aufl. Wiesbaden: Teubner 2007. ISBN: 9783835101180. (Lehrbuch Maschinenbau).

TAN 1997

Tan, Q.: Longitudinal Thermosonic Bonding for Flip-Chip Assembly (Ph.D.-Thesis). University of Colorado (1997).

THOE ET AL. 1998

Thoe, T. B.; Aspinwall, D. K.; Wise, M. L.: Review on Ultrasonic Machining. International Journal of Machine Tools and Manufacture 38 (1998) 4, S. 239-255.

TOSSELL ET AL. 2000

Tossell, D.; Powel, K.; Bourke, M.; Song, Y.: Adapting Electrostatic Chucks for Dry Etching GaAs. (Hrsg.): Proceedings International Conference on Compound Semiconductor Manufacturing Technology - Sharing Ideas Throughout the Industry 2000, S. 79-82.

TRANSRAPID INTERNATIONAL GMBH & CO. KG 2009

TRANSRAPID INTERNATIONAL GmbH & Co. KG.

<<http://www.transrapid.de/>> - 09.01.2009.

TRITTON 1988

Tritton, D. J.: Physical Fluid Dynamics. Oxford: University Press 1988.

TRUCKENBRODT 1996

Truckenbrodt, E.: Fluidmechanik - Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide. Berlin: Springer 1996.

VDI 2860 1990

VDI 2860: Montage- und Handhabungstechnik, Handhabungsfunktionen, Handhabungseinrichtungen, Begriffe, Definitionen, Symbole. Düsseldorf: VDI-Verlag 1990.

VDI 2411 1970

VDI 2411: Begriffe und Erläuterungen im Förderwesen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1970.

VÖGELE ET AL. 1996

Vögele, G.; Weisener, T.: Adhäsives Greifen: Die innovative Montage in Elektronik, Feinwerk- und Mikrosystemtechnik. Surface Mount Technology: SMT (1996) 1, S. 47-48.

WEINBERG ET AL. 2000

Weinberg, W.; Mitschke, M.; Bauckhage, K.: PDA-Messungen an akustisch levitierten verdampfenden und inhomogenen Tropfen. tm - Technisches Messen 97 (2000) 3, S. 104 ff.

WIESENDANGER 1999

Wiesendanger, M.: Modeling of the Fluid Dynamics in Squeeze Film Bearings: Autonomous Systems Lab. EPFL Lausanne (1999).

WIESENDANGER 2001

Wiesendanger, M.: Squeeze-Film Air Bearings Using Piezoelectric Bending Elements: Departement de Microtechnique. EPFL Lausanne (2001).

WREGE 2007

Wrege, J.: Elektrostatisch unterstützte Handhabungstechniken in der Mikromontage. Essen: Vulkan-Verl. 2007. ISBN: 9783802786983. (Schriftenreihe des Instituts für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik der TU Braunschweig).

ZÄH ET AL. 2003a

Zäh, M. F.; Zimmermann, J.; Schilp, M.; Zitzmann, A.: Non-Contact Handling and Assembly in Microfabrication. In: VDE (Hrsg.): Proceedings of MICRO.tec 2003 - 2nd VDE World Microtechnologies Congress. München 2003.

ZÄH ET AL. 2003b

Zäh, M. F.; Zimmermann, J.; Zitzmann, A.; Schilp, M.: Non-Contact

Handling in Microfabrication. Proceedings International Topical Conference on Precision Engineering, Micro Technology, Measurement Techniques and Equipment 2003.

ZÄH ET AL. 2004

Zäh, M.; Heinzl, J.; Franzkowiak, M.; Grünwald, S.; Schilp, M.; Zitzmann, A.: Berührungslose Handhabung kleiner Bauteile. In: Zäh, M. et al. (Hrsg.): Berührungslose Handhabung - Vom Wafer zur Glaslinse, von der Kapsel zur aseptischen Ampulle. München: Herbert Utz Verlag 2004, S. 2.1-2.22. ISBN: 3-89675-073-3.

ZÄH ET AL. 2005

Zäh, M.; Franzkowiak, M.: Non-Contact Grippers for Micro Assembly. In: Reichl, H. (Hrsg.): MICRO SYSTEM Technologies 2005 - International Conference & Exhibition on Micro-, Electro-Mechanical, Opto & Nano Systems. Poing: Franzis Verlag 2005. ISBN: 3-7723-7040-3.

ZÄH ET AL. 2007a

Zäh, M. F.; Heinz, M.: Non-Contact Handling for Sensitive Parts. In: Gessner, T. (Hrsg.): Smart Systems Integration. Berlin und Offenbach: VDE Verlag GmbH 2007, S. 121-128.

ZÄH ET AL. 2007b

Zäh, M.; Reiter, A.: Flexible Telepresent Microassembly for Varying Batch Sizes. In: Gessner, T. (Hrsg.): Smart Systems Integration. Berlin und Offenbach: VDE Verlag GmbH 2007, S. 593-595.

ZIMMERMANN UND SCHILP HANDHABUNGSTECHNIK GMBH 2009

Zimmermann und Schilp Handhabungstechnik GmbH: Produkte. <<http://www.zs-handling.de>> - 09.01.2009.

ZHAO ET AL. 2009

Zhao, S.; Wallaschek, J.: Design and Modeling of A Novel Squeeze Film Journal Bearing. In: IEEE (Hrsg.): Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation 2009, S. 1054-1059.

ZÖPPIG ET AL. 1997

Zöppig, V.; Gramsch, T.; Pfefferkorn, H.; Christen, G.: Greifersysteme für die automatisierte Mikromontage. Proceedings of Micro Engineering (1997).

A Mathematische Grundlagen

A.1 Satz von Gauß

Der Gauß'sche Satz

$$\int_V (\nabla \circ \phi) d\tilde{V} = \int_V \operatorname{div} \phi dV = \oint_A \phi \circ d\tilde{\mathbf{A}} \quad (\text{A.1})$$

stellt eine Relation zwischen einem Vektorfeld und seiner Divergenz dar und schafft so eine Beziehung zwischen Oberflächen- und Volumenintegralen. Anschaulich heißt dies, dass der Anteil eines Vektorfeldes, der durch die Oberfläche des Volumens V strömt, aus den Quellen im Volumen V entsteht bzw. in den Senken des Volumens verschwindet.

A.1.1 Spezielle Anwendungsfälle des Satz von Gauß

$$-\int_V \nabla p d\tilde{V} = -\oint_A p d\tilde{\mathbf{A}} \quad (\text{A.2})$$

$$\int_V \nabla \circ \mathbf{u} d\tilde{V} = \oint_A \mathbf{u} \circ d\tilde{\mathbf{A}} \quad (\text{A.3})$$

$$\int_V \nabla \circ \sigma d\tilde{V} = \oint_A \sigma \circ d\tilde{\mathbf{A}} \quad (\text{A.4})$$

A.2 Leibniz-Regel

$$\int_0^{h(x)} \frac{\partial}{\partial x} [f(x, y, z)] dz = -f(x, y, h) \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\int_0^{h(x)} f(x, y, z) dz \right] \quad (\text{A.5})$$

A.2.1 Integration der Kontinuitätsgleichung mit Hilfe der Leibniz-Regel

$$\int_0^h \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) \right] dz = 0 \quad (\text{A.6})$$

$$\begin{aligned} & h \frac{\partial \rho}{\partial t} + \int_0^h \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) dz \\ & - (\rho u)_{z=h} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \int_0^h u dz \right) - (\rho v)_{z=h} \frac{\partial h}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \int_0^h v dz \right) = 0 \end{aligned} \quad (\text{A.7})$$

A.3 Differentialoperatoren in kartesischen Koordinaten

A.3.1 Gradient in kartesischen Koordinaten

$$\nabla s = \begin{bmatrix} \frac{\partial s}{\partial x} \\ \frac{\partial s}{\partial y} \\ \frac{\partial s}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (\text{A.8})$$

A.3.2 Vektordivergenz in kartesischen Koordinaten

$$\nabla \circ \mathbf{v} = \frac{\partial v_i}{\partial x_i} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{bmatrix} \circ \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \end{bmatrix} = \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial v_2}{\partial y} + \frac{\partial v_3}{\partial z} \quad (\text{A.9})$$

A.3.3 Laplaceoperator in kartesischen Koordinaten

$$\Delta = \nabla \circ \nabla = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (\text{A.10})$$

A.3.4 Tensordivergenz in kartesischen Koordinaten

$$\nabla \circ \mathbf{M} = \frac{\partial M_{ij}}{\partial x_j} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{bmatrix} \circ \begin{bmatrix} M_{xx} & M_{xy} & M_{xz} \\ M_{yx} & M_{yy} & M_{yz} \\ M_{zx} & M_{zy} & M_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial M_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial M_{xz}}{\partial z} \\ \frac{\partial M_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial M_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial M_{yz}}{\partial z} \\ \frac{\partial M_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial M_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial M_{zz}}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (\text{A.11})$$

A.4 Polarkoordinaten

Unter einem Polarkoordinatensystem versteht man ein zweidimensionales Koordinatensystem in dem jeder Punkt in der Ebene durch einen Winkel und einen Abstand definiert werden kann. Die Polarkoordinaten sind dementsprechend die Radialkoordinate r und die Winkelkoordinate φ . Wählt man ein kartesisches Koordinatensystem mit gleichem Ursprung wie das Zylinderkoordinatensystem, so kann der Ortsvektor

$$\mathbf{r} = \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r \cos \varphi \\ r \sin \varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(r, \varphi) \\ f_2(r, \varphi) \end{bmatrix} \quad (\text{A.12})$$

eines beliebigen Punktes P als eine Funktion der Polarkoordinaten r und φ angegeben werden. Die zu dieser linearen Abbildung gehörige Funktionalmatrix ist als

$$\mathbf{F}_{kp} = \frac{\partial(f_1, f_2)}{\partial(r, \varphi)} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial r} & \frac{\partial f_1}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial f_2}{\partial r} & \frac{\partial f_2}{\partial \varphi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -r \sin \varphi \\ \sin \varphi & r \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (\text{A.13})$$

definiert.

Ein beliebiger Vektor $\mathbf{v} = [v_x, v_y]_k$ im kartesischen Koordinatensystem lässt sich in einem um den Winkel φ verdrehten Polarkoordinatensystem in seine radiale und seine azimutale Komponente aufteilen $\mathbf{v} = [v_r, v_\varphi]_p$. Die Indizes k, p kennzeichnen hier das entsprechende Koordinatensystem in dem der Vektor dargestellt wird, k für kartesisch, p für polar. Dies entspricht einer Rotation um die Winkelkoordinate φ . Es gilt

$$\mathbf{v}_p = \mathbf{T}_{pk} \mathbf{v}_k = \begin{bmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi \\ -\sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \mathbf{v}_k \quad (\text{A.14})$$

für die entsprechende Koordinatentransformation.

A.5 Zylinderkoordinaten

Zylinderkoordinaten entsprechen im Wesentlichen Polarkoordinaten die um eine dritte Koordinate erweitert werden. Die dritte Koordinate z beschreibt die Höhe eines Punktes über der Ebene der Polarkoordinaten. Für die Umrechnung von Zylinderkoordinaten zu kartesischen Koordinaten gilt

$$\mathbf{r} = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r \cos \varphi \\ r \sin \varphi \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(r, \varphi, z) \\ f_2(r, \varphi, z) \\ f_3(r, \varphi, z) \end{bmatrix}. \quad (\text{A.15})$$

Für die entsprechende Funktionalmatrix folgt

$$\mathbf{F}_{pk} = \frac{\partial(f_1, f_2, f_3)}{\partial(r, \varphi, z)} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial r} & \frac{\partial f_1}{\partial \varphi} & \frac{\partial f_1}{\partial z} \\ \frac{\partial f_2}{\partial r} & \frac{\partial f_2}{\partial \varphi} & \frac{\partial f_2}{\partial z} \\ \frac{\partial f_3}{\partial r} & \frac{\partial f_3}{\partial \varphi} & \frac{\partial f_3}{\partial z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -r \sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & r \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.16})$$

bzw.

$$\mathbf{F}_{kp} = \mathbf{F}_{pk}^{-1} \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\frac{\sin \varphi}{r} & 0 \\ \sin \varphi & \frac{\cos \varphi}{r} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (\text{A.17})$$

Für die Transformationsmatrix \mathbf{T}_{pk} der Drehung von kartesischen zu polaren Koordinaten erhält man

$$\mathbf{v}_p = \mathbf{T}_{pk} \mathbf{v}_k = \begin{bmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 \\ -\sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{v}_k \quad (\text{A.18})$$

bzw.

$$\mathbf{v}_k = \mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p = \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{v}_p. \quad (\text{A.19})$$

Für das weitere Vorgehen werden die Vektoren der Differentialoperatoren als

$$\partial_k = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} \\ \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{bmatrix} = \nabla_k = \nabla \quad \partial_p = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial r} \\ \frac{\partial}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial}{\partial z} \end{bmatrix} \neq \nabla_p \quad \text{mit: } \partial_k = \mathbf{F}_{kp} \partial_p \quad (\text{A.20})$$

definiert. Es ist an dieser Stelle zu ergänzen, dass der Differentialoperator ∂_p nicht dem Gradienten ∇_p in polaren Koordinaten entspricht.

A.6 Differentialoperatoren in Zylinderkoordinaten

A.6.1 Gradient in Zylinderkoordinaten

Für die Berechnung des Vektorgradienten ∇_p in Zylinderkoordinaten können die im vorherigen Abschnitt definierten, linearen Abbildungen herangezogen werden. Unter Berücksichtigung von Gleichung (A.20) gilt nach Gleichung (A.18)

$$\nabla_p = \mathbf{T}_{pk} \nabla_k = \mathbf{T}_{pk} \mathbf{F}_{kp} \partial_p \quad (\text{A.21})$$

für die Transformation des Gradienten von kartesischen in polare Koordinaten, d.h.

$$\nabla_s = \begin{bmatrix} \frac{\partial s}{\partial r} \\ \frac{1}{r} \frac{\partial s}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial s}{\partial z} \end{bmatrix}. \quad (\text{A.22})$$

A.6.2 Vektordivergenz in Zylinderkoordinaten

Für die Berechnung der Vektordivergenz gilt

$$\nabla \circ \mathbf{v} = \nabla_k \circ \mathbf{v}_k = \mathbf{F}_{kp} \partial_p \circ \mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p \quad (\text{A.23})$$

bzw.

$$\begin{aligned} \nabla \circ \mathbf{v} &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \\ &= \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_z}{\partial z}. \end{aligned} \quad (\text{A.24})$$

Man beachte aufgrund

$$\mathbf{v} \circ \nabla = \mathbf{v}_k \circ \nabla_k = \mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p \circ \mathbf{F}_{kp} \partial_p, \quad (\text{A.25})$$

dass

$$\nabla \circ \mathbf{v} \neq \mathbf{v} \circ \nabla. \quad (\text{A.26})$$

Vielmehr folgt

$$\mathbf{v} \circ \nabla = u_r \frac{\partial}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial}{\partial z}. \quad (\text{A.27})$$

A.6.3 Laplaceoperator in Zylinderkoordinaten

Laplaceoperator einer skalaren Größe

$$\Delta = \nabla \circ \nabla = \nabla_k \circ \nabla_k = \mathbf{F}_{kp} \partial_p \circ \mathbf{F}_{kp} \partial_p \quad (\text{A.28})$$

Hieraus folgt

$$\begin{aligned} \Delta s &= \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial s}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 s}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 s}{\partial z^2} \\ &= \frac{\partial^2 s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial s}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 s}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 s}{\partial z^2}. \end{aligned} \quad (\text{A.29})$$

Laplaceoperator eines Vektors

$$\Delta_k \mathbf{v}_k = (\nabla_k \circ \nabla_k) \mathbf{v}_k = (\mathbf{F}_{kp} \partial_p \circ \mathbf{F}_{kp} \partial_p) \mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p \quad (\text{A.30})$$

Nach Gleichung (A.18) folgt

$$\Delta_p \mathbf{v}_p = \mathbf{T}_{pk} (\nabla_k \circ \nabla_k) \mathbf{v}_k = \mathbf{T}_{pk} (\mathbf{F}_{kp} \partial_p \circ \mathbf{F}_{kp} \partial_p) \mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p \quad (\text{A.31})$$

für die Darstellung des Laplaceoperators eines Vektors in Zylinderkoordinaten. Somit gilt

$$\Delta_p \mathbf{v}_p = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \varphi^2} - \frac{v_r}{r^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial \varphi^2} - \frac{v_\varphi}{r^2} + \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \end{bmatrix}. \quad (\text{A.32})$$

A.6.4 Substantielle Ableitung in Zylinderkoordinaten

Substantielle Ableitung einer skalaren Größe

$$\frac{ds}{dt} = \frac{\partial s}{\partial t} + (\mathbf{v} \circ \nabla) s = \frac{\partial s}{\partial t} + (\mathbf{v}_k \circ \nabla_k) s = \frac{\partial s}{\partial t} + (\mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p \circ \mathbf{F}_{kp} \partial_p) s$$

$$= \frac{\partial s}{\partial t} + v_r \frac{\partial s}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial s}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial s}{\partial z} \quad (\text{A.33})$$

Substantielle Ableitung eines Vektors

$$\frac{d\mathbf{v}_k}{dt} = \frac{\partial \mathbf{v}_k}{\partial t} + (\mathbf{v}_k \circ \nabla_k) \mathbf{v}_k = \frac{\partial \mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p}{\partial t} + (\mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p \circ \mathbf{F}_{kp} \partial_p) \mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p \quad (\text{A.34})$$

Nach Gleichung (A.18) folgt

$$\begin{aligned} \frac{d\mathbf{v}}{dt}_p &= \mathbf{T}_{pk} \left(\frac{\partial \mathbf{v}_k}{\partial t} + (\mathbf{v}_k \circ \nabla_k) \mathbf{v}_k \right) \\ &= \mathbf{T}_{pk} \left(\frac{\partial \mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p}{\partial t} + (\mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p \circ \mathbf{F}_{kp} \partial_p) \mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p \right) \\ &= \frac{\partial \mathbf{v}_p}{\partial t} + \mathbf{T}_{pk} (\mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p \circ \mathbf{F}_{kp} \partial_p) \mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p. \end{aligned} \quad (\text{A.35})$$

für die Darstellung der substantiellen Ableitung eines Vektors in Polarkoordinaten. Somit gilt

$$\frac{d\mathbf{v}}{dt}_p = \begin{bmatrix} \frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} - \frac{v_\varphi^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \\ \frac{\partial v_\varphi}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \frac{v_r}{r} v_\varphi + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} \\ \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \end{bmatrix}. \quad (\text{A.36})$$

A.6.5 Gradient der Divergenz in Zylinderkoordinaten

$$\nabla(\nabla \circ \mathbf{v})_k = \nabla_k (\nabla_k \circ \mathbf{v}_k) = \mathbf{F}_{kp} \partial_p (\mathbf{F}_{kp} \partial_p \circ \mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p) \quad (\text{A.37})$$

$$\nabla(\nabla \circ \mathbf{v})_p = \mathbf{T}_{pk} \nabla(\nabla \circ \mathbf{v})_k = \mathbf{T}_{pk} \mathbf{F}_{kp} \partial_p (\mathbf{F}_{kp} \partial_p \circ \mathbf{T}_{kp} \mathbf{v}_p) \quad (\text{A.38})$$

$$\nabla(\nabla \circ \mathbf{v})_p = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} - \frac{v_r}{r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r \partial \varphi} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial r \partial z} \\ \frac{1}{r} \frac{\partial^2 v_r}{\partial r \partial \varphi} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \varphi \partial z} \\ \frac{\partial^2 v_r}{\partial r \partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r \partial z} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \end{bmatrix} \quad (\text{A.39})$$

B Ergänzungen zur Thermodynamik und Fluidmechanik von Gasen

B.1 Zusammenfassung der strömungsmechanischen Grundgleichungen für reibungsbehaftete, kompressible Fluide

B.1.1 Die strömungsmechanischen Grundgleichungen in kartesischen Koordinaten

Zusammenfassung der Massen-, Impuls- und Energieerhaltung für reibungsbehaftete, kompressible Fluide:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \circ (\rho \mathbf{u}) &= 0 \\ \rho \frac{d\mathbf{u}}{dt} + \nabla p - \eta \Delta \mathbf{u} - \eta \nabla (\nabla \circ \mathbf{u}) - \left(\eta' - \frac{2}{3} \eta \right) \nabla (\nabla \circ \mathbf{u}) - \rho \mathbf{g} &= 0 \\ \rho c_p \frac{dT}{dt} - \frac{dp}{dt} - \nabla \circ (k \nabla T) - \phi &= 0\end{aligned}$$

Für die strömungsmechanischen Erhaltungsgleichungen erhält man in ihrer Komponentendarstellung:

Massenerhaltung:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \cdot \frac{\partial \rho}{\partial y} + w \cdot \frac{\partial \rho}{\partial z} + \rho \cdot \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \cdot \frac{\partial v}{\partial y} + \rho \cdot \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{B.1})$$

Impulserhaltung in x-Richtung:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left[2\eta \frac{\partial u}{\partial x} + \left(\eta' - \frac{2}{3}\eta \right) \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \\ & - \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] - \rho f_x + \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \quad (\text{B.2}) \end{aligned}$$

Impulserhaltung in y-Richtung:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ & - \frac{\partial}{\partial y} \left[2\eta \frac{\partial v}{\partial y} + \left(\eta' - \frac{2}{3}\eta \right) \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] \\ & - \frac{\partial}{\partial z} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] - \rho f_y + \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (\text{B.3}) \end{aligned}$$

Impulserhaltung in z-Richtung:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\ & - \frac{\partial}{\partial x} \left[\eta \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial y} \left[\eta \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \\ & - \frac{\partial}{\partial z} \left[2\eta \frac{\partial w}{\partial z} + \left(\eta' - \frac{2}{3}\eta \right) \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] - \rho f_z + \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \quad (\text{B.4}) \end{aligned}$$

Energieerhaltung:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

$$\begin{aligned}
 & -\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\
 & \quad - \frac{\partial p}{\partial t} - u \frac{\partial p}{\partial x} - v \frac{\partial p}{\partial y} - w \frac{\partial p}{\partial z} \\
 & \quad \eta \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] \\
 & - \eta \left[\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] \\
 & \quad - \left(-\frac{2}{3}\eta + \eta' \right) \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 = 0 \quad (\text{B.5})
 \end{aligned}$$

B.1.2 Die strömungsmechanischen Grundgleichungen in kartesischen Koordinaten und dimensionsloser Form

Massenerhaltung:

$$\sigma_s \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} + \tilde{u} \tilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{v} \tilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{w} \tilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{z}} + \tilde{\rho} \tilde{Re}_x \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{\rho} \tilde{Re}_y \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} \tilde{Re}_z \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} = 0 \quad (\text{B.6})$$

Impulserhaltung in x-Richtung:

$$\begin{aligned}
 & \sigma_s \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial t} + \tilde{Re}_x \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{Re}_y \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{Re}_z \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \\
 & - \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left[2\tilde{\eta} \frac{z_0^2}{x_0^2} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3}\tilde{\eta} \right) \left(\frac{z_0^2}{x_0^2} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \frac{v_0}{u_0 x_0 y_0} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \frac{w_0}{u_0 x_0 z_0} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] \\
 & - \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{z_0^2}{y_0^2} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + \frac{v_0}{u_0 x_0 y_0} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{w_0}{u_0 z_0 x_0} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{x}} + \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] \\
 & - \frac{\rho_0 z_0^2}{\eta_0 u_0} f_0 \tilde{\rho} \tilde{f}_x + \frac{z_0^2}{\eta_0 u_0 x_0} p_0 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} = 0 \quad (\text{B.7})
 \end{aligned}$$

Impulserhaltung in y-Richtung:

$$\begin{aligned}
 & \sigma_s \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial t} + \tilde{Re}_x \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{Re}_y \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{Re}_z \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{z}} \\
 & - \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left[2\tilde{\eta} \frac{z_0^2}{y_0^2} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3}\tilde{\eta} \right) \left(\frac{u_0}{v_0} \frac{z_0^2}{x_0 y_0} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \frac{z_0^2}{y_0^2} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \frac{w_0}{v_0} \frac{z_0^2}{y_0 z_0} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] \\
 & - \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{u_0}{v_0} \frac{z_0^2}{x_0 y_0} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + \frac{z_0^2}{x_0^2} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{z}} + \frac{w_0}{v_0} \frac{z_0^2}{y_0 z_0} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{y}} \right) \right] \\
 & - \frac{\rho_0 z_0^2}{\eta_0 v_0} f_0 \tilde{\rho} \tilde{f}_y + \frac{z_0^2}{\eta_0 v_0 y_0} p_0 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{y}} = 0
 \end{aligned} \tag{B.8}$$

Impulserhaltung in z-Richtung:

$$\begin{aligned}
 & \sigma_s \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial t} + \tilde{Re}_x \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{Re}_y \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{Re}_z \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \\
 & - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[2\tilde{\eta} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} + \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3}\tilde{\eta} \right) \left(\frac{u_0}{w_0} \frac{z_0^2}{x_0 z_0} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \frac{v_0}{w_0} \frac{z_0^2}{y_0 z_0} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] \\
 & - \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{z_0^2}{x_0^2} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{x}} + \frac{u_0}{w_0} \frac{z_0^2}{x_0 z_0} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{v_0}{w_0} \frac{z_0^2}{y_0 z_0} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{z}} + \frac{z_0^2}{y_0^2} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{y}} \right) \right] \\
 & - \frac{\rho_0 z_0^2}{\eta_0 w_0} f_0 \tilde{\rho} \tilde{f}_z + \frac{z_0^2}{\eta_0 w_0 z_0} p_0 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} = 0
 \end{aligned} \tag{B.9}$$

Energieerhaltung:

$$\begin{aligned}
 & Sh \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial t} + \frac{u_0}{w_0} \frac{z_0}{x_0} \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} + \frac{v_0}{w_0} \frac{z_0}{y_0} \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{z}} \\
 & - \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left(\frac{1}{Pr Re_z} \frac{z_0^2}{x_0^2} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} \right) - \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left(\frac{1}{Pr Re_z} \frac{z_0^2}{y_0^2} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} \right) - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left(\frac{1}{Pr Re_z} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{z}} \right) \\
 & - Sh Ec_z Eu_z \frac{\partial \tilde{p}}{\partial t} - Ec_z Eu_z \frac{u_0}{w_0} \frac{z_0}{x_0} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} - Ec_z Eu_z \frac{v_0}{w_0} \frac{z_0}{y_0} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{y}} - Ec_z Eu_z \tilde{w} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}}
 \end{aligned} \tag{B.10}$$

$$\begin{aligned}
 & -\frac{Ec_z}{Re_z} \frac{z_0^2}{w_0^2} \tilde{\eta} \left[2 \left(\frac{u_0}{x_0} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} \right)^2 + 2 \left(\frac{v_0}{y_0} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} \right)^2 + 2 \left(\frac{w_0}{z_0} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right)^2 \right] \\
 & -\frac{Ec_z}{Re_z} \frac{z_0^2}{w_0^2} \tilde{\eta} \left[\left(\frac{v_0}{x_0} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} + \frac{u_0}{y_0} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} \right)^2 + \left(\frac{w_0}{y_0} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{y}} + \frac{v_0}{z_0} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{z}} \right)^2 + \left(\frac{u_0}{z_0} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} + \frac{w_0}{x_0} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{x}} \right)^2 \right] \\
 & -\frac{Ec_z}{Re_z} \frac{z_0^2}{w_0^2} \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3} \tilde{\eta} \right) \left(\frac{u_0}{x_0} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \frac{v_0}{y_0} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \frac{w_0}{z_0} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right)^2 = 0
 \end{aligned} \tag{B.11}$$

B.1.3 Größenordnung der Terme in den strömungsmechanischen Grundgleichungen in kartesischen Koordinaten und dimensionsloser Form für die Schmierfilmtheorie

Für die Abschätzung der Größenordnungen wird auch auf Tabelle 4.1 in Unterabschnitt 4.4.3 verwiesen.

Massenerhaltung:

$$\begin{aligned}
 & 10^{-6} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} + \tilde{u} 10^{-3} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{v} 10^{-3} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{y}} + \\
 & \tilde{w} 10^{-3} \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{z}} + \tilde{\rho} 10^{-3} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{\rho} 10^{-3} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} 10^{-3} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} = 0
 \end{aligned} \tag{B.12}$$

Impulserhaltung in x-Richtung:

$$\begin{aligned}
 & 10^{-6} \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial t} + 10^{-3} \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + 10^{-3} \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + 10^{-3} \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \\
 & -\frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left[2\tilde{\eta} 10^{-4} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3} \tilde{\eta} \right) \left(10^{-4} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + 10^{-4} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + 10^{-4} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] \\
 & -\frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left[\tilde{\eta} \left(10^{-4} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + 10^{-4} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[\tilde{\eta} \left(10^{-4} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{x}} + \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] \\
 & -10^{-7} \tilde{\rho} \tilde{f}_x + 10^{-3} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} = 0
 \end{aligned} \tag{B.13}$$

Impulserhaltung in y-Richtung:

$$\begin{aligned}
 & 10^{-6}\tilde{\rho}\frac{\partial\tilde{v}}{\partial\tilde{t}} + 10^{-3}\tilde{\rho}\tilde{u}\frac{\partial\tilde{v}}{\partial\tilde{x}} + 10^{-3}\tilde{\rho}\tilde{v}\frac{\partial\tilde{v}}{\partial\tilde{y}} + 10^{-3}\tilde{\rho}\tilde{w}\frac{\partial\tilde{v}}{\partial\tilde{z}} \\
 & - \frac{\partial}{\partial\tilde{y}} \left[2\tilde{\eta}10^{-4}\frac{\partial\tilde{v}}{\partial\tilde{y}} + \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3}\tilde{\eta} \right) \left(10^{-4}\frac{\partial\tilde{u}}{\partial\tilde{x}} + 10^{-4}\frac{\partial\tilde{v}}{\partial\tilde{y}} + 10^{-4}\frac{\partial\tilde{w}}{\partial\tilde{z}} \right) \right] \\
 & - \frac{\partial}{\partial\tilde{x}} \left[\tilde{\eta} \left(10^{-4}\frac{\partial\tilde{u}}{\partial\tilde{y}} + 10^{-4}\frac{\partial\tilde{v}}{\partial\tilde{x}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial\tilde{z}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{\partial\tilde{v}}{\partial\tilde{z}} + 10^{-4}\frac{\partial\tilde{w}}{\partial\tilde{y}} \right) \right] \\
 & - 10^{-7}\tilde{\rho}\tilde{f}_y + 10^{-3}\frac{\partial\tilde{p}}{\partial\tilde{y}} = 0
 \end{aligned} \tag{B.14}$$

Impulserhaltung in z-Richtung:

$$\begin{aligned}
 & 10^{-6}\tilde{\rho}\frac{\partial\tilde{w}}{\partial\tilde{t}} + 10^{-3}\tilde{\rho}\tilde{u}\frac{\partial\tilde{w}}{\partial\tilde{x}} + 10^{-3}\tilde{\rho}\tilde{v}\frac{\partial\tilde{w}}{\partial\tilde{y}} + 10^{-3}\tilde{\rho}\tilde{w}\frac{\partial\tilde{w}}{\partial\tilde{z}} \\
 & - \frac{\partial}{\partial\tilde{z}} \left[2\tilde{\eta}\frac{\partial\tilde{w}}{\partial\tilde{z}} + \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3}\tilde{\eta} \right) \left(10^0\frac{\partial\tilde{u}}{\partial\tilde{x}} + 10^0\frac{\partial\tilde{v}}{\partial\tilde{y}} + \frac{\partial\tilde{w}}{\partial\tilde{z}} \right) \right] \\
 & - \frac{\partial}{\partial\tilde{x}} \left[\tilde{\eta} \left(10^{-4}\frac{\partial\tilde{w}}{\partial\tilde{x}} + 10^0\frac{\partial\tilde{u}}{\partial\tilde{z}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial\tilde{y}} \left[\tilde{\eta} \left(10^0\frac{\partial\tilde{v}}{\partial\tilde{z}} + 10^{-4}\frac{\partial\tilde{w}}{\partial\tilde{y}} \right) \right] \\
 & - 10^{-5}\tilde{\rho}\tilde{f}_z + 10^1\frac{\partial\tilde{p}}{\partial\tilde{z}} = 0
 \end{aligned} \tag{B.15}$$

Energieerhaltung:

$$\begin{aligned}
 & 10^{-4}\tilde{\rho}\frac{\partial\tilde{T}}{\partial\tilde{t}} + 10^0\tilde{\rho}\tilde{u}\frac{\partial\tilde{T}}{\partial\tilde{x}} + 10^0\tilde{\rho}\tilde{v}\frac{\partial\tilde{T}}{\partial\tilde{y}} + \tilde{\rho}\tilde{w}\frac{\partial\tilde{T}}{\partial\tilde{z}} \\
 & - \frac{\partial}{\partial\tilde{x}} \left(10^{-6}\frac{\partial\tilde{T}}{\partial\tilde{x}} \right) - \frac{\partial}{\partial\tilde{y}} \left(10^{-6}\frac{\partial\tilde{T}}{\partial\tilde{y}} \right) - \frac{\partial}{\partial\tilde{z}} \left(10^{-2}\frac{\partial\tilde{T}}{\partial\tilde{z}} \right) \\
 & - 10^{-7}\frac{\partial\tilde{p}}{\partial\tilde{t}} - 10^{-4}\tilde{u}\frac{\partial\tilde{p}}{\partial\tilde{x}} - 10^{-4}\tilde{v}\frac{\partial\tilde{p}}{\partial\tilde{y}} - 10^{-4}\tilde{w}\frac{\partial\tilde{p}}{\partial\tilde{z}} = 0
 \end{aligned} \tag{B.16}$$

B.1.4 Größenordnung der Terme in den strömungsmechanischen Grundgleichungen in kartesischen Koordinaten und dimensionsloser Form für die Squeeze-Film-Levitation

Für die Abschätzung der Größenordnungen wird auch auf Tabelle 4.1 in Unterabschnitt 4.4.3 verwiesen.

Massenerhaltung:

$$10^0 \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial t} + \tilde{u} 10^0 \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{v} 10^0 \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{w} 10^0 \frac{\partial \tilde{\rho}}{\partial \tilde{z}} + \tilde{\rho} 10^0 \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \tilde{\rho} 10^0 \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} 10^0 \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} = 0 \quad (\text{B.17})$$

Impulserhaltung in x-Richtung:

$$10^0 \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial t} + 10^0 \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + 10^0 \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + 10^0 \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} - \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left[2\tilde{\eta} 10^{-4} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3} \tilde{\eta} \right) \left(10^{-4} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + 10^{-4} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + 10^{-5} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left[\tilde{\eta} \left(10^{-4} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + 10^{-4} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[\tilde{\eta} \left(10^{-5} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{x}} + \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] - 10^{-7} \tilde{\rho} \tilde{f}_x + 10^0 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} = 0 \quad (\text{B.18})$$

Impulserhaltung in y-Richtung:

$$10^0 \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial t} + 10^0 \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} + 10^0 \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + 10^0 \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{z}} - \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left[2\tilde{\eta} 10^{-4} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3} \tilde{\eta} \right) \left(10^{-4} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + 10^{-4} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + 10^{-5} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right) \right]$$

$$\begin{aligned}
 -\frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left[\tilde{\eta} \left(10^{-4} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{y}} + 10^{-4} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{x}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[\tilde{\eta} \left(\frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{z}} + 10^{-5} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{y}} \right) \right] \\
 - 10^{-7} \tilde{\rho} \tilde{f}_y + 10^0 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{y}} = 0
 \end{aligned} \tag{B.19}$$

Impulserhaltung in z-Richtung:

$$\begin{aligned}
 10^0 \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{t}} + 10^0 \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{x}} + 10^0 \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{y}} + 10^0 \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \\
 - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left[2\tilde{\eta} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} + \left(\tilde{\eta}' - \frac{2}{3} \tilde{\eta} \right) \left(10^0 \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} + 10^0 \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{y}} + \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] \\
 - \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left[\tilde{\eta} \left(10^{-4} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{x}} + 10^0 \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{z}} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left[\tilde{\eta} \left(10^0 \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \tilde{z}} + 10^{-4} \frac{\partial \tilde{w}}{\partial \tilde{y}} \right) \right] \\
 - 10^{-5} \tilde{\rho} \tilde{f}_z + 10^4 \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} = 0
 \end{aligned} \tag{B.20}$$

Energieerhaltung:

$$\begin{aligned}
 10^0 \tilde{\rho} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{t}} + 10^0 \tilde{\rho} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} + 10^0 \tilde{\rho} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} + \tilde{\rho} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{z}} \\
 - \frac{\partial}{\partial \tilde{x}} \left(10^{-4} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} \right) - \frac{\partial}{\partial \tilde{y}} \left(10^{-4} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} \right) - \frac{\partial}{\partial \tilde{z}} \left(10^0 \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{z}} \right) \\
 - 10^{-1} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{t}} - 10^{-1} \tilde{u} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{x}} - 10^{-1} \tilde{v} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{y}} - 10^{-1} \tilde{w} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} = 0
 \end{aligned} \tag{B.21}$$

B.1.5 Die strömungsmechanischen Grundgleichungen in Zylinderkoordinaten

Massenerhaltung:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u_r \frac{\partial \rho}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} + w \frac{\partial \rho}{\partial z} + \rho \left(\frac{u_r}{r} + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) = 0$$

Impulserhaltung in radialer Richtung:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} - \frac{v_\varphi^2}{r} + w \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \\ & - \eta \left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \varphi^2} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} \right) \\ & - \eta \left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r \partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial r \partial z} \right) \\ & - \left(\eta' - \frac{2}{3} \eta \right) \left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r \partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial r \partial z} \right) \\ & + \frac{\partial p}{\partial r} - \rho f_r = 0 \end{aligned}$$

Impulserhaltung in Umfangsrichtung:

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial t} + u_r \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \frac{u_r}{r} v_\varphi + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + w \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} \right) \\ & - \eta \left(\frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial \varphi^2} - \frac{v_\varphi}{r^2} + \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial z^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} \right) \\ & - \eta \left(\frac{1}{r} \frac{\partial^2 u_r}{\partial r \partial \varphi} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi \partial z} \right) \\ & - \left(\eta' - \frac{2}{3} \eta \right) \left(\frac{1}{r} \frac{\partial^2 u_r}{\partial r \partial \varphi} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi \partial z} \right) \\ & + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} - \rho f_\varphi = 0 \end{aligned}$$

Impulserhaltung in z-Richtung:

$$\begin{aligned}
 & \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u_r \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial w}{\partial \varphi} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\
 & - \eta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \\
 & - \eta \left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial r \partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r \partial z} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \\
 & - \left(\eta' - \frac{2}{3} \eta \right) \left(\frac{\partial^2 u_r}{\partial r \partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r \partial z} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \\
 & + \frac{\partial p}{\partial z} - \rho f_z = 0
 \end{aligned}$$

Energieerhaltung:

$$\begin{aligned}
 & \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial T}{\partial \varphi} + w \frac{\partial T}{\partial z} - \frac{\partial p}{\partial t} + u_r \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + w \frac{\partial p}{\partial z} \\
 & - k \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \phi_r = 0
 \end{aligned}$$

mit:

$$\begin{aligned}
 \phi_r = & \eta \left[\left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{u_r}{r} \right)^2 \right] \\
 & + \eta \left[\left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial r} \right)^2 \right] \\
 & + \left(\eta' - \frac{2}{3} \eta \right) \left(\frac{u_r}{r} + \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2
 \end{aligned}$$

C Grundlagen der Elektromechanik

C.1 Elektromechanisches Ersatzschaltbild eines piezoelektrischen Grundelements in Longitudinalschwingung

Das Kräftegleichgewicht in z-Richtung (Abbildung 5.7) entspricht nach dem zweiten Newton'schen Gesetz

$$\rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial T_1}{\partial x} + \frac{\partial T_2}{\partial y} + \frac{\partial T_3}{\partial z}. \quad (\text{C.1})$$

Des Weiteren wird angenommen, dass sich die Schwingung nur entlang der z-Achse ausbreitet und die mechanischen Spannungen $T_1 = T_2 = 0$ in den beiden anderen Raumrichtungen null sind. Daher lässt sich die Bewegungsgleichung weiter zu

$$\delta \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial T_3}{\partial z}. \quad (\text{C.2})$$

vereinfachen. Für die piezoelektrischen Gleichungen gilt

$$S_3 = s_{33}^E \cdot T_3 + d_{33} \cdot E_3 \quad (\text{C.3})$$

sowie

$$D_3 = d_{33} \cdot T_3 + \epsilon_{33}^T \cdot E_3 \quad (\text{C.4})$$

in z-Richtung. Löst man Gleichung (C.3) nach T_3 auf, erhält man

$$T_3 = \frac{1}{s_{33}^E} \cdot S_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot E_3 \quad (\text{C.5})$$

und setzt man diese in (C.4) ein, ergibt sich

$$D_3 = \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot S_3 - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E} \cdot E_3 + \epsilon_{33}^T \cdot E_3. \quad (\text{C.6})$$

Substituiert man die Ableitung von Gleichung (C.5) in Gleichung (C.2), so folgt

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= \frac{\partial}{\partial z} \frac{1}{s_{33}^E} \cdot S_3 - \frac{\partial}{\partial z} \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot E_3 \\ &= \frac{1}{s_{33}^E} \cdot \frac{\partial S_3}{\partial z} - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{\partial E_3}{\partial z} \\ &= \frac{1}{s_{33}^E} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{\partial E_3}{\partial z} \end{aligned} \quad (\text{C.7})$$

mit $S_3 = \partial u_3 / \partial z$. Da angenommen werden kann, dass das elektrische Feld E_3 konstant entlang der z-Achse ist, d.h. $\partial E_3 / \partial z = 0$, lässt sich Gleichung (C.7) weiter zu

$$\rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{1}{s_{33}^E} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \quad (\text{C.8})$$

vereinfachen. Für die harmonische Schwingung von u_3 gilt

$$u_3 = \tilde{u}_3 \cdot e^{j\omega t} \quad (\text{C.9})$$

in komplexer Phasenschreibweise. Gleichung (C.8) kann somit in

$$\omega^2 \rho \cdot \frac{\partial^2 \tilde{u}_3}{\partial t^2} + \frac{1}{s_{33}^E} \cdot \frac{\partial^2 \tilde{u}_3}{\partial z^2} = 0 \quad (\text{C.10})$$

umgeformt werden. Die allgemeingültige Lösung dieser Gleichung ist

$$u_3 = A \cdot \sin(kz) + B \cdot \cos(kz) \quad (\text{C.11})$$

mit $k = \omega \sqrt{\rho s_{33}^E}$. Für die komplexe Amplitude der Auslenkungsgeschwindigkeit \tilde{v} gilt des Weiteren

$$\tilde{v} = j\omega \tilde{u}_3. \quad (\text{C.12})$$

Gibt man Gleichung (C.11) als Funktion der Geschwindigkeit an, erhält man

$$v = j\omega A \cdot \sin(kz) + j\omega B \cdot \cos(kz). \quad (\text{C.13})$$

Für die Bestimmung der beiden Konstanten A und B werden als Randbedingung die Geschwindigkeiten

$$v_1 = v(z = 0) = j\omega u(0) \quad (\text{C.14})$$

$$v_2 = v(z = l) = j\omega u(l) \quad (\text{C.15})$$

an den beiden Enden des piezoelektrischen Grundkörpers herangezogen. Setzt man diese Randbedingungen in die Lösungsgleichung ein, so folgt für die beiden Konstanten

$$A = \frac{v_2 - v_1 \cdot \cos(kl)}{j\omega \cdot \sin(kl)} \quad (\text{C.16})$$

und

$$B = \frac{v_1}{j\omega}. \quad (\text{C.17})$$

Für die Dehnung S_3 folgt insofern

$$\begin{aligned} S_3 = \frac{\partial u_3}{\partial t} &= \frac{v_2 - v_1 \cdot \cos(kl)}{j\omega \sin(kl)} \cdot k \cdot \cos(kz) - k \cdot \frac{v_1}{j\omega} \cdot \sin(kz) \quad (\text{C.18}) \\ &= \frac{k}{j\omega} \cdot \left[\frac{v_2 - v_1 \cdot \cos(kl)}{\sin(kl)} \cdot \cos(kz) - v_1 \cdot \sin(kz) \right] \end{aligned}$$

in z-Richtung. Des Weiteren sind folgende Berechnungen hilfreich:

$$D_3 = d_{33}T_3 + \epsilon_{33}^T E_3 \quad (\text{C.19})$$

$$E_3 = \frac{1}{\epsilon_{33}^T} \cdot D_3 - \frac{d_{33}}{\epsilon_{33}^T} \cdot T_3 \quad (\text{C.20})$$

$$S_3 = s_{33}^E T_3 + d_{33} E_3 \quad (\text{C.21})$$

$$T_3 = \frac{1}{s_{33}^E} \cdot S_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot E_3 \quad (\text{C.22})$$

$$E_3 = \frac{1}{\epsilon_{33}^T} \cdot D_3 - \frac{d_{33}}{\epsilon_{33}^T} \left(\frac{1}{s_{33}^E} \cdot S_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot E_3 \right) \quad (\text{C.23})$$

$$E_3 = \frac{1}{\epsilon_{33}^T} \cdot D_3 - \frac{d_{33}}{\epsilon_{33}^T \cdot s_{33}^E} \cdot S_3 + \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T \cdot s_{33}^E} \cdot E_3 \quad (\text{C.24})$$

$$E_3 \left(1 - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T \cdot s_{33}^E} \right) = \frac{1}{\epsilon_{33}^T} \cdot D_3 - \frac{d_{33}}{\epsilon_{33}^T \cdot s_{33}^E} \cdot S_3 \quad (\text{C.25})$$

$$E_3 = \frac{1}{\epsilon_{33}^T} \cdot \frac{1}{1 - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T \cdot s_{33}^E}} \cdot D_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T} \cdot \frac{1}{1 - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T \cdot s_{33}^E}} \cdot S_3 \quad (C.26)$$

$$E_3 = \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot D_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot S_3 \quad (C.27)$$

$$E_3 = \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot D_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{k}{j\omega} \cdot \left[\frac{v_2 - v_1 \cdot \cos(k \cdot l)}{\sin(k \cdot l)} \cdot \cos(k \cdot z) - v_1 \cdot (\sin(k \cdot z)) \right] \quad (C.28)$$

Darüber hinaus gilt

$$Q = D_3 \cdot A \quad (C.29)$$

$$I = j\omega \cdot Q \quad (C.30)$$

$$Q = \frac{I}{j\omega} \quad (C.31)$$

$$D_3 = \frac{Q}{A} = \frac{I}{j\omega \cdot A} \quad (C.32)$$

für die Beziehungen zwischen den elektrischen Größen. Man erhält deshalb auch

$$E_3 = \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{I}{j\omega \cdot A} - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{k}{j\omega} \cdot \left[\frac{v_2 - v_1 \cdot \cos(k \cdot l)}{\sin(k \cdot l)} \cdot \cos(k \cdot z) - v_1 \cdot (\sin(k \cdot z)) \right] \quad (C.33)$$

für Gleichung (C.29). Mit den beiden Integralen

$$\int_0^l \cos(kz) dz = \frac{1}{\gamma} \cdot \sin(kz) \Big|_0^l = \frac{1}{\gamma} \cdot (\sin(kl) - \sin(k0)) = \frac{1}{\gamma} \cdot \sin(kl) \quad (C.34)$$

und

$$\begin{aligned} \int_0^l \sin(kz) dz &= -\frac{1}{\gamma} \cdot \cos(kz) \Big|_0^l = -\frac{1}{\gamma} \cdot (\cos(kl) - \cos(k0)) = \quad (C.35) \\ &= -\frac{1}{\gamma} \cdot [\cos(kl) - 1], \end{aligned}$$

folgt für die elektrische Spannung

$$\begin{aligned} V_3 &= \int_0^l E_3 dz = \quad (C.36) \\ &= \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{I \cdot l}{j\omega \cdot A} - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{k}{j\omega} \cdot \\ &\quad \cdot \left[\frac{v_2 - v_1 \cdot \cos(kl)}{\sin(kl)} \cdot \frac{1}{k} \sin(kl) - v_1 \cdot \left(-\frac{1}{k} (\cos(kl) - 1) \right) \right] = \\ &= \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{I \cdot l}{j\omega \cdot A} - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{k}{j\omega} \cdot \\ &\quad \cdot \left[\frac{1}{k} \cdot (v_2 - v_1 \cdot \cos(kl)) + \frac{1}{k} \cdot v_1 \cdot (\cos(kl) - 1) \right] = \\ &= \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{I \cdot l}{j\omega \cdot A} - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{k}{j\omega} \cdot \left(\frac{1}{k} \cdot v_2 - \frac{1}{k} \cdot v_1 \right) = \\ &= \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{I \cdot l}{j\omega \cdot A} - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{k}{j\omega} \cdot \frac{1}{k} \cdot (v_2 - v_1) = \\ &= \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{l}{A} \cdot \frac{1}{j\omega} \cdot I - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{1}{j\omega} \cdot (v_2 - v_1) \end{aligned}$$

in z-Richtung. Führt man für die Kapazität des piezoelektrischen Grundkörpers folgenden Zusammenhang ein

$$C_0 = \frac{A}{l} \cdot \left(\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E} \right) \quad (C.37)$$

$$C_0 \cdot \frac{l}{A} = \epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E} \quad (C.38)$$

$$\frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} = \frac{A}{C_0 \cdot l}, \quad (\text{C.39})$$

so lässt sich Gleichung (C.36) kompakt zu

$$V_3 = \frac{1}{j\omega C_0} \cdot I - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{A}{C_0 \cdot l} \cdot \frac{1}{j\omega} \cdot (v_2 - v_1) \quad (\text{C.40})$$

$$(\text{C.41})$$

vereinfachen. Mit dem Übersetzungsverhältnis $\psi = d_{33}A/s_{33}^E l$ zwischen elektrischen und mechanischen Größen erhält man schließlich

$$V_3 = \frac{1}{j\omega C_0} \cdot I - \psi \cdot \frac{1}{j\omega C_0} \cdot (v_2 - v_1) \quad (\text{C.42})$$

$$I = j\omega C_0 \cdot V_3 + \psi \cdot (v_2 - v_1) \quad (\text{C.43})$$

für die elektrische Spannung in z-Richtung. Die mechanische Spannung T_3 kann durch geschicktes Umformen als Funktion des elektrischen Stroms I und der beiden Geschwindigkeiten v_1 und v_2 an den beiden Enden des Elements als

$$T_3 = \frac{1}{s_{33}^E} \cdot S_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot E_3 \quad (\text{C.44})$$

$$E_3 = \frac{1}{\epsilon_{33}^T} \cdot D_3 - \frac{d_{33}}{\epsilon_{33}^T} \cdot T_3$$

$$T_3 = \frac{1}{s_{33}^E} \cdot S_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \left(\frac{1}{\epsilon_{33}^T} \cdot D_3 - \frac{d_{33}}{\epsilon_{33}^T} \cdot T_3 \right)$$

$$T_3 = \frac{1}{s_{33}^E} \cdot S_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T} \cdot D_3 + \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E \epsilon_{33}^T} \cdot T_3$$

$$T_3 \left(1 - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E \epsilon_{33}^T} \right) = \frac{1}{s_{33}^E} \cdot S_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T} \cdot D_3$$

$$T_3 = \frac{1}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{1 - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E \epsilon_{33}^T}} S_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T} \cdot \frac{1}{1 - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E \epsilon_{33}^T}} \cdot D_3$$

$$T_3 = \frac{1}{s_{33}^E - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T}} \cdot S_3 - \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot D_3$$

$$T_3 = \frac{1}{s_{33}^E - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T}} \cdot \frac{\gamma}{j\omega} \left[\frac{v_2 - v_1 \cdot \cos(kl)}{\sin(kl)} \cdot \cos(kz) - v_1 \cdot \sin(kz) \right] -$$

$$- \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{1}{j\omega A} \cdot I$$

angegeben werden. Für die an einem Ende ($z = 0$) des Elements angreifende Kraft F_1 gilt

$$F_1 = -AT_3(0) = -\frac{A}{s_{33}^E - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T}} \cdot \frac{k}{j\omega} \cdot \left[\frac{v_2 - v_1 \cdot \cos(kl)}{\sin(kl)} \right] + \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{1}{j\omega} \cdot I$$

(C.45)

$$F_1 = -\frac{1}{s_{33}^E - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T}} \cdot \frac{A \cdot k}{j\omega} \cdot \frac{1}{\sin(kl)} (v_2 - v_1 \cdot \cos(kl)) +$$

$$+ \underbrace{\frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{A}{l}}_{\psi} \cdot \underbrace{\frac{1}{A} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{1}{j\omega}}_{\frac{1}{C_0}} \cdot I$$

$$F_1 - \psi \cdot \frac{1}{j\omega C_0} \cdot I = -\frac{1}{s_{33}^E - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T}} \cdot \frac{A \cdot k}{j\omega} \cdot \frac{1}{\sin(kl)} \cdot (v_2 - v_1 \cdot \cos(kl))$$

$$F_1 - \psi \cdot \frac{1}{j\omega C_0} \cdot I = -\frac{1}{s_{33}^E - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T}} \cdot \frac{A \cdot \omega}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}} \cdot \frac{1}{j\omega} \cdot \frac{1}{\sin(kl)} \cdot (v_2 - v_1 \cdot \cos(kl))$$

$$F_1 - \psi \cdot \frac{1}{j\omega C_0} \cdot I = -\frac{1}{s_{33}^E - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T}} \cdot \frac{A}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}} \cdot \frac{1}{j \sin(kl)} \cdot (v_2 - v_1 \cdot \cos(kl))$$

$$F_1 - \psi \cdot \frac{1}{j\omega C_0} \cdot I = -\frac{1}{s_{33}^E - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T}} \cdot A \cdot \sqrt{\rho \cdot s_{33}^E} \cdot \frac{1}{j \sin(kl)} \cdot (v_2 - v_1 \cdot \cos(kl))$$

$$F_1 - \psi \cdot \frac{1}{j\omega C_0} \cdot I = -\frac{1}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{1 - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T \cdot s_{33}^E}} \cdot A \cdot \sqrt{\rho \cdot s_{33}^E} \cdot \frac{1}{j \sin(kl)} \cdot (v_2 - v_1 \cdot \cos(kl))$$

$$F_1 - \psi \cdot \frac{1}{j\omega C_0} \cdot I = - \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{33}^T} (\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E})} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{\rho}{s_{33}^E}} \cdot \frac{1}{j \sin(kl)} \cdot (v_2 - v_1 \cdot \cos(kl))$$

$$F_1 - \psi \cdot \frac{1}{j\omega C_0} \cdot I = - \underbrace{\frac{\epsilon_{33}^T}{(\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E})} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{\rho}{s_{33}^E}}}_{Z_0} \cdot \frac{1}{j \sin(kl)} \cdot (v_2 - v_1 \cdot \cos(kl)).$$

Für die am anderen Ende ($z = l$) des Elements angreifende Kraft F_2 gilt entsprechend

$$F_2 = -AT_3(l) = - \frac{A}{s_{33}^E - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T}} \cdot \frac{k}{j\omega} \cdot \left[\frac{v_2 - v_1 \cdot \cos(kl)}{\sin(kl)} \cdot \cos(kl) - v_1 \cdot \sin(kl) \right] +$$

(C.46)

$$+ \frac{d_{33}}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} \cdot \frac{1}{j\omega} \cdot I$$

$$F_2 = - \frac{A}{s_{33}^E - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T}} \cdot \frac{k}{j\omega} \cdot \left[\frac{v_2 \cdot \cos(kl)}{\sin(kl)} - \frac{v_1 \cdot \cos^2(kl)}{\sin(kl)} - v_1 \cdot \sin(kl) \right] +$$

$$+ \frac{\psi}{j\omega C_0} \cdot I$$

$$F_2 = - \frac{A}{s_{33}^E - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T}} \cdot \frac{k}{j\omega} \cdot \left[\frac{1}{\sin(kl)} \cdot (v_2 \cdot \cos(kl) - v_1) \right] + \frac{\psi}{j\omega C_0} \cdot I$$

$$F_2 - \frac{\psi}{j\omega C_0} \cdot I = - \frac{A}{s_{33}^E - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T}} \cdot \frac{k}{j\omega} \cdot \frac{1}{\sin(kl)} \cdot (v_2 \cdot \cos(kl) - v_1)$$

$$F_2 - \frac{\psi}{j\omega C_0} \cdot I = - \frac{A}{j\omega} \cdot \omega \sqrt{\rho \cdot s_{33}^E} \cdot \frac{1}{\sin(kl)} \cdot \frac{1}{s_{33}^E} \cdot \frac{1}{1 - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T \cdot s_{33}^E}} \cdot (v_2 \cdot \cos(kl) - v_1)$$

$$F_2 - \frac{\psi}{j\omega C_0} \cdot I = -A \cdot \sqrt{\frac{\rho}{s_{33}^E}} \cdot \frac{1}{j \sin(kl)} \cdot \frac{1}{1 - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}^T \cdot s_{33}^E}} \cdot (v_2 \cdot \cos(kl) - v_1)$$

$$F_2 - \frac{\psi}{j\omega C_0} \cdot I = - \underbrace{\frac{1}{\frac{1}{\epsilon_{33}^T} \cdot (\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E})}}_{Z_0} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{\rho}{s_{33}^E}} \cdot \frac{1}{j \sin(kl)} \cdot (v_2 \cdot \cos(kl) - v_1).$$

Fasst man Gleichungen (C.45) und (C.46) zusammen, folgt

$$F_1 - \frac{\psi}{j\omega C_0} \cdot I = - \frac{Z_0}{j \sin(kl)} (v_2 - v_1 \cdot \cos(kl)) \quad (\text{C.47})$$

und

$$F_2 - \frac{\psi}{j\omega C_0} \cdot I = - \frac{Z_0}{j \sin(kl)} (v_2 \cdot \cos(kl) - v_1) \quad (\text{C.48})$$

für die Relationen zwischen den Kräften F_1 und F_2 , den Geschwindigkeiten v_1 und v_2 und dem elektrischen Strom I . Aus Gleichungen (C.42), (C.47) und (C.48) erhält man schließlich

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ U \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{Z_0}{j \tan(kl)} & -\frac{Z_0}{j \sin(kl)} & \frac{\psi}{j\omega C_0} \\ \frac{Z_0}{j \sin(kl)} & -\frac{Z_0}{j \tan(kl)} & \frac{\psi}{j\omega C_0} \\ \frac{\psi}{j\omega C_0} & -\frac{\psi}{j\omega C_0} & \frac{1}{j\omega C_0} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ i \end{bmatrix} = \quad (\text{C.49})$$

$$= \begin{bmatrix} Z_1 + Z_2 & -Z_2 & \frac{\psi}{j\omega C_0} \\ Z_2 & -Z_1 - Z_2 & \frac{\psi}{j\omega C_0} \\ \frac{\psi}{j\omega C_0} & -\frac{\psi}{j\omega C_0} & \frac{1}{j\omega C_0} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ i \end{bmatrix} \quad (\text{C.50})$$

für die Impedanzmatrix des piezoelektrischen Längsschwingers. Die Ausdrücke für die Impedanzen Z_1 und Z_2 folgen durch Koeffizientenvergleich. Es ist ersichtlich, dass diese den Impedanzen des eindimensionalen Wellenleiter gleichen und es gelten folgende Zusammenhänge:

$$Z_0 = \frac{\epsilon_{33}^T}{\epsilon_{33}^T - \frac{d_{33}^2}{s_{33}^E}} A \sqrt{\frac{\rho}{s_{33}^E}} \quad (\text{C.51})$$

$$Z_2 = \frac{Z_0}{j \sin(kl)} \quad (\text{C.52})$$

$$Z_1 + Z_2 = \frac{Z_0}{j \sin(kl)} \cos(kl) \quad (\text{C.53})$$

$$\begin{aligned} Z_1 &= \frac{Z_0}{j \sin(kl)} \cos(kl) - \frac{Z_0}{j \sin(kl)} = \frac{Z_0}{j \sin(kl)} (\cos(kl) - 1) = (\text{C.54}) \\ &= -\frac{Z_0}{j} \tan\left(k \frac{l}{2}\right) = j Z_0 \tan \frac{kl}{2} \end{aligned}$$

C.2 Elektromechanisches Ersatzschaltbild der Reihenschaltung von zwei piezoelektrischen Grundelementen

Für die elektromechanische Energiewandlung werden oftmals zwei piezoelektrische Scheiben- oder Ringelemente identischer Abmessungen und Materialeigenschaften wie in Abbildung C.1a miteinander verschalten. Die elektrische Netzwerkdarstellung dieser Konstellation entspricht einer Reihenschaltung von zwei Ersatzschaltbildern des piezoelektrischen Dickenschwingers (Abbildung 5.9). Dieses kann wie anhand der folgenden Abbildungen C.1b und C.1c veranschaulicht wird, durch geschicktes Vorgehen vereinfacht werden. Indem man die negative Kapazität $-C_0$, unter Berücksichtigung des Transformationsverhältnisses ψ , auf die mechanische Seite des Netzwerks transformiert und die Punkte gleichen Potentials auf beiden Seiten miteinander verbindet, erhält man Abbildung C.1b. Auf der elektrischen Seite liegt dementsprechend eine Parallelschaltung der beiden Kapazitäten C_0 vor. An diesen fällt die Antriebsspannung U ab, welche über den Transformator auf beide Piezos die Kraft $F_w = \psi \cdot U$ ausübt. Im nächsten Schritt können die beiden parallel geschalteten Kapazitäten C_0 deshalb durch die Gesamtkapazität $2 \cdot C_0$ zusammengefasst werden. Darüber hinaus können die beiden Klemmen oberhalb des Transformators zu einem Knoten verbunden werden, so dass sich die Dreiecksschaltung in Abbildung C.1c ergibt. Es ist allgemein bekannt, dass diese Dreiecksschaltung in eine Sternschaltung mit den Impedanzen X und Y umgewandelt werden kann. Das Ergebnis ist die vereinfachte Darstellung des Ersatzschaltbildes in Abbildung C.2, dessen Struktur, ausgenommen die auf die mechanische Seite transformierte negative Kapazität $-C_0$, derjenigen

eines einfachen Piezoelements entspricht. Es gilt somit

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ U \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_1 + X + Y + \frac{\psi^2}{2j\omega C_0} & -Y - \frac{\psi^2}{2j\omega C_0} & \frac{\psi}{2j\omega C_0} \\ Y + \frac{\psi^2}{2j\omega C_0} & -Z_1 - X - Y - \frac{\psi^2}{2j\omega C_0} & \frac{\psi}{2j\omega C_0} \\ \frac{\psi}{2j\omega C_0} & -\frac{\psi}{2j\omega C_0} & \frac{1}{2j\omega C_0} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ i \end{bmatrix} \quad (\text{C.55})$$

für die Impedanzmatrix. Neben den bereits bekannten Impedanzen Z_1 und Z_2 sowie der Kapazität C_0 und dem Transformationsverhältnis ψ sind hierin

$$Y = \frac{\left(Z_2 - \frac{\psi^2}{j\omega C_0}\right)^2}{2Z_1 + 2Z_2 - \frac{2\psi^2}{j\omega C_0}} \quad \text{und} \quad X = \frac{2Z_1 \left(Z_2 - \frac{\psi^2}{j\omega C_0}\right)}{2Z_1 + 2Z_2 - \frac{2\psi^2}{j\omega C_0}} \quad (\text{C.56})$$

die aus der Dreiecksschaltung berechneten Ersatzimpedanzen für die Sternschaltung (vgl. Abbildung C.1c). Führt man des Weiteren zur Vereinfachung folgende Notationen

$$P_{11} = Z_1 + X + Y, \quad P_{12} = Y, \quad (\text{C.57})$$

$$P_{13} = \frac{\psi}{2j\omega C_0} \quad \text{und} \quad P_{33} = \frac{1}{2j\omega C_0} \quad (\text{C.58})$$

ein, so folgt

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ U \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11} + \psi P_{13} & -P_{12} - \psi P_{13} & P_{13} \\ P_{12} + \psi P_{13} & -P_{11} - \psi P_{13} & P_{13} \\ P_{13} & -P_{13} & P_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ i \end{bmatrix} = \mathbf{Z}_P \cdot \begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ i \end{bmatrix} \quad (\text{C.59})$$

für die Impedanzmatrix \mathbf{Z}_P der Piezos.

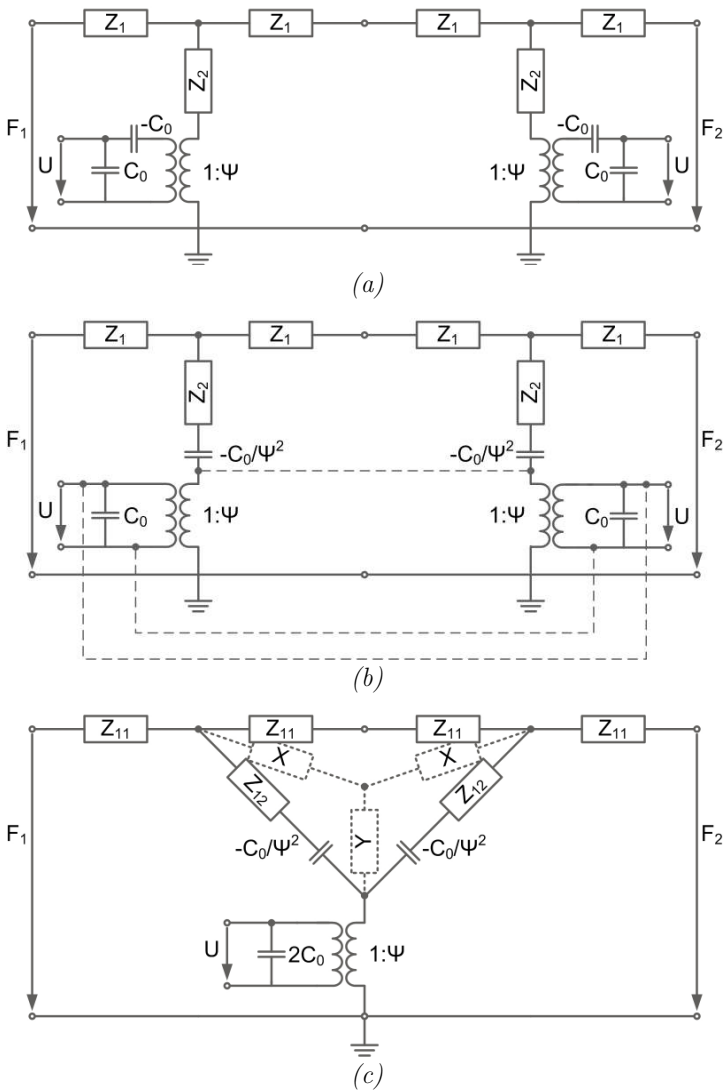


Abbildung C.1: Vereinfachung des Ersatzschaltbilds für zwei in Reihe geschaltete piezoelektrische Elemente.

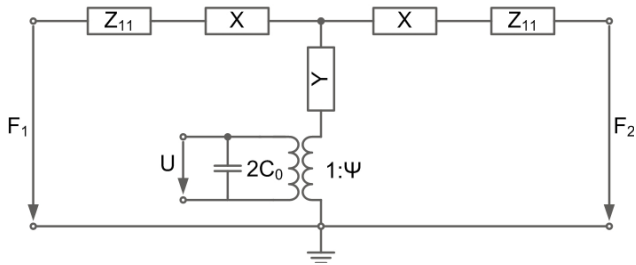


Abbildung C.2: Vereinfachtes Ersatzschaltbild für zwei in Reihe geschaltete piezoelektrische Elemente.

D Materialdaten

D.1 Fluide

D.1.1 Luft

Bedeutung	Symbol	Wert	Einheit
Dichte ¹	ρ	1,205	$[kg/m^3]$
Dynamische Viskosität	η	$17,1 \cdot 10^{-6}$	$[Pa \cdot s]$
Allgemeine Gaskonstante	R	289	$[J/kg\ K]$
Spezifische Wärmekapazität	c_p	$1,005 \cdot 10^3$	$[J/kg\ K]$
Wärmeleitfähigkeit	λ	0,0261	$[W/m\ K]$

D.2 Metalle

D.2.1 Titan

Bedeutung	Symbol	Wert	Einheit
Elastizitätsmodul	E	$110 \cdot 10^9$	$[N/m^2]$
Dichte	ρ	$4,43 \cdot 10^3$	$[kg/m^3]$
Possion-Zahl	ν	0,33	$[-]$

¹bei Normdruck $p = 1,013\ bar$ und Raumtemperatur $T = 291\ K$

D.2.2 Aluminium

Bedeutung	Symbol	Wert	Einheit
Elastizitätsmodul	E	$71 \cdot 10^9$	$[N/m^2]$
Dichte	ρ	$2,80 \cdot 10^3$	$[kg/m^3]$
Possion-Zahl	ν	0,33	$[-]$

D.2.3 Stahl

Bedeutung	Symbol	Wert	Einheit
Elastizitätsmodul	E	$208 \cdot 10^9$	$[N/m^2]$
Dichte	ρ	$7,85 \cdot 10^3$	$[kg/m^3]$
Possion-Zahl	ν	0,33	$[-]$

D.3 Piezoelektrische Materialdaten

D.3.1 Sonox P8

Bedeutung	Symbol	Wert	Einheit
Dichte	ρ	7700	$[kg/m^3]$
Elektrische Feldkonstante	ϵ_0	$8,85 \cdot 10^{-12}$	$[A s/V m]$
Relative Permittivität	$\epsilon_{33}^T/\epsilon_0$	1000	$[-]$
Relative Permittivität	$\epsilon_{33}^S/\epsilon_0$	540	$[-]$
Relative Permittivität	$\epsilon_{11}^T/\epsilon_0$	1250	$[-]$

Relative Permittivität	$\epsilon_{11}^S/\epsilon_0$	800	[—]
Kopplungsfaktor	k_p	0,55	[—]
Kopplungsfaktor	k_{31}	0,30	[—]
Kopplungsfaktor	k_{33}	0,68	[—]
Kopplungsfaktor	k_t	0,48	[—]
Kopplungsfaktor	k_{15}	0,60	[—]
Ladungskonstante	d_{33}	$240 \cdot 10^{-12}$	[C/N]
Ladungskonstante	d_{31}	$-95 \cdot 10^{-12}$	[C/N]
Ladungskonstante	d_{12}	$380 \cdot 10^{-12}$	[C/N]
Elastische Nachgiebigkeit	s_{11}^E	$11,4 \cdot 10^{-12}$	[m ² /N]
Elastische Nachgiebigkeit	s_{33}^E	$13,7 \cdot 10^{-12}$	[m ² /N]
Elastische Steifigkeit	c_{33}^D	$16,2 \cdot 10^{10}$	[m ² /N]
Elastische Steifigkeit	$c_{44}^D = c_{55}^D$	$4,5 \cdot 10^{10}$	[m ² /N]
Mechanischer Qualitätsfaktor	Q_m	1000	[—]
Elastische Steifigkeit	c_{11}^D	$1,61 \cdot 10^{11}$	[N/m ²]
Elastische Steifigkeit	c_{12}^D	$0,90 \cdot 10^{11}$	[N/m ²]
Elastische Steifigkeit	c_{13}^D	$0,64 \cdot 10^{11}$	[N/m ²]
Elastische Steifigkeit	c_{11}^E	$1,57 \cdot 10^{11}$	[N/m ²]
Elastische Steifigkeit	c_{12}^E	$0,95 \cdot 10^{11}$	[N/m ²]
Elastische Steifigkeit	c_{13}^E	$0,81 \cdot 10^{11}$	[N/m ²]

Elastische Steifigkeit	c_{33}^E	$1,24 \cdot 10^{11}$	$[N/m^2]$
Elastische Steifigkeit	c_{44}^E	$0,28 \cdot 10^{11}$	$[N/m^2]$
Elastische Steifigkeit	c_{66}^E	$0,31 \cdot 10^{11}$	$[N/m^2]$
Elastische Nachgiebigkeit	s_{11}^D	$10,4 \cdot 10^{-12}$	$[m^2/N]$
Elastische Nachgiebigkeit	s_{12}^D	$-5,6 \cdot 10^{-12}$	$[m^2/N]$
Elastische Nachgiebigkeit	s_{13}^D	$-1,8 \cdot 10^{-12}$	$[m^2/N]$
Elastische Nachgiebigkeit	s_{33}^D	$7,4 \cdot 10^{-12}$	$[m^2/N]$
Elastische Nachgiebigkeit	$s_{44}^D = s_{55}^D$	$22,2 \cdot 10^{-12}$	$[m^2/N]$
Elastische Nachgiebigkeit	s_{66}^D	$32,0 \cdot 10^{-12}$	$[m^2/N]$
Elastische Nachgiebigkeit	s_{12}^E	$-4,62 \cdot 10^{-12}$	$[m^2/N]$
Elastische Nachgiebigkeit	s_{13}^E	$-4,39 \cdot 10^{-12}$	$[m^2/N]$
Elastische Nachgiebigkeit	$s_{55}^E = s_{44}$	$36,2 \cdot 10^{-12}$	$[m^2/N]$
Elastische Nachgiebigkeit	s_{66}^E	$32,0 \cdot 10^{-12}$	$[m^2/N]$

E Ergänzende Abbildungen

E.1 Ergänzende Druckprofile

E.1.1 Vergleich der gemessenen mit den modellbasierten Druckprofilen

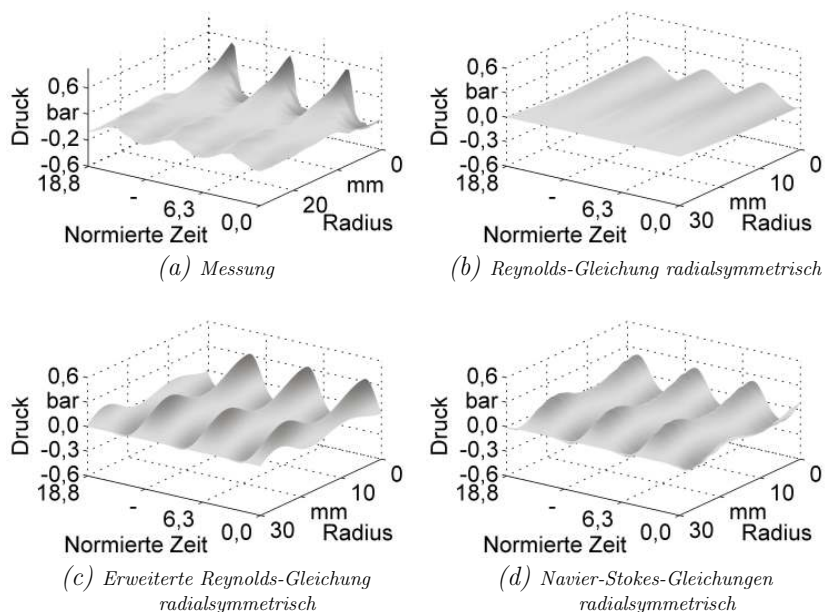


Abbildung E.1: Gemessene und berechnete Druckprofile als Funktion der Leistung, der normierten Zeit und der radialen Position für eine Versuchsmasse mit 72 g; Ultraschallleistung 20 %; $\sigma = 350$; $\epsilon = 0,096$ (Kolbenschwinger 18,9 kHz).

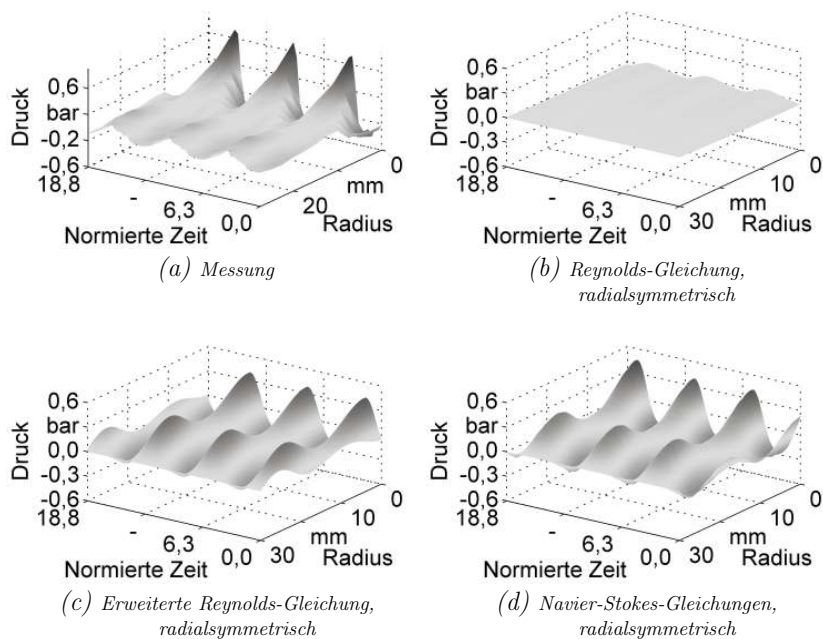


Abbildung E.2: Gemessene und berechnete Druckprofile als Funktion der Leistung, der normierten Zeit und der radialen Position für eine Versuchsmasse mit 72 g; Ultraschallleistung 100%; $\sigma = 1323$; $\epsilon = 0,111$ (Kolbenschwinger 18,9 kHz).

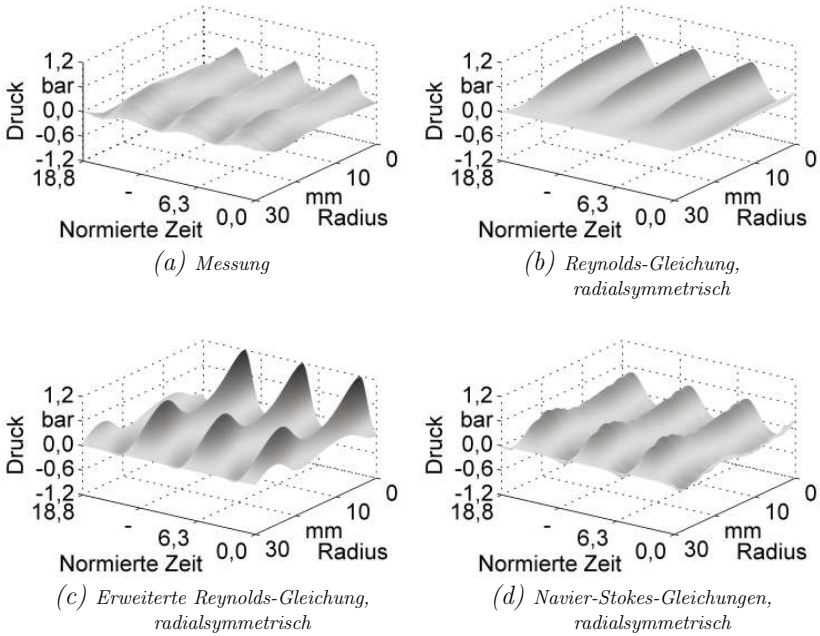


Abbildung E.3: Gemessene und berechnete Druckprofile als Funktion der Leistung, der normierten Zeit und der radialen Position für eine Versuchsmasse mit 556 g; Ultraschallleistung 20 %; $\sigma = 68$; $\epsilon = 0,219$ (Kolbenschwinger 18,9 kHz).

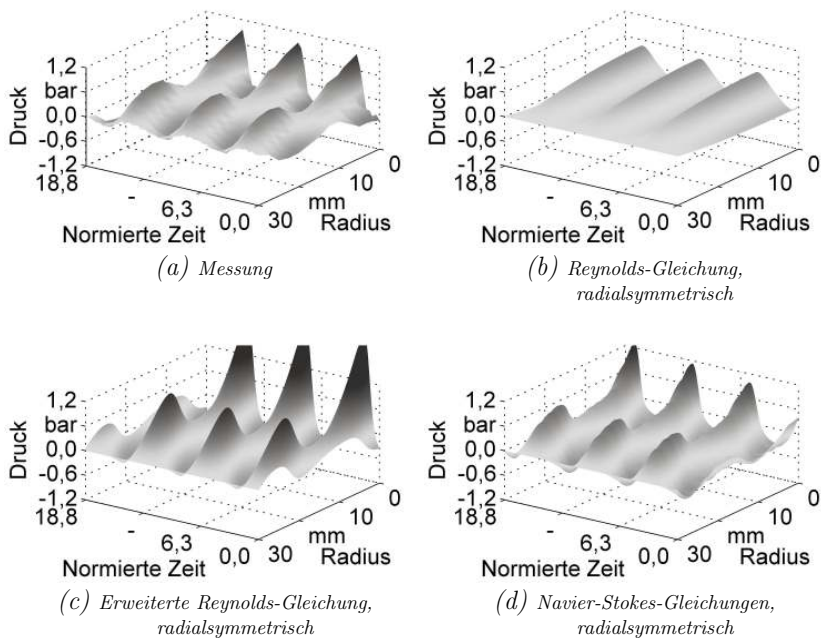


Abbildung E.4: Gemessene und berechnete Druckprofile als Funktion der Leistung, der normierten Zeit und der radialen Position für eine Versuchsmasse mit 556 g; Ultraschallleistung 100%; $\sigma = 259$; $\epsilon = 0,250$ (Kolbenschwinger 18,9 kHz).

E.1.2 Mit den Navier-Stokes-Gleichungen berechnete Druckprofile

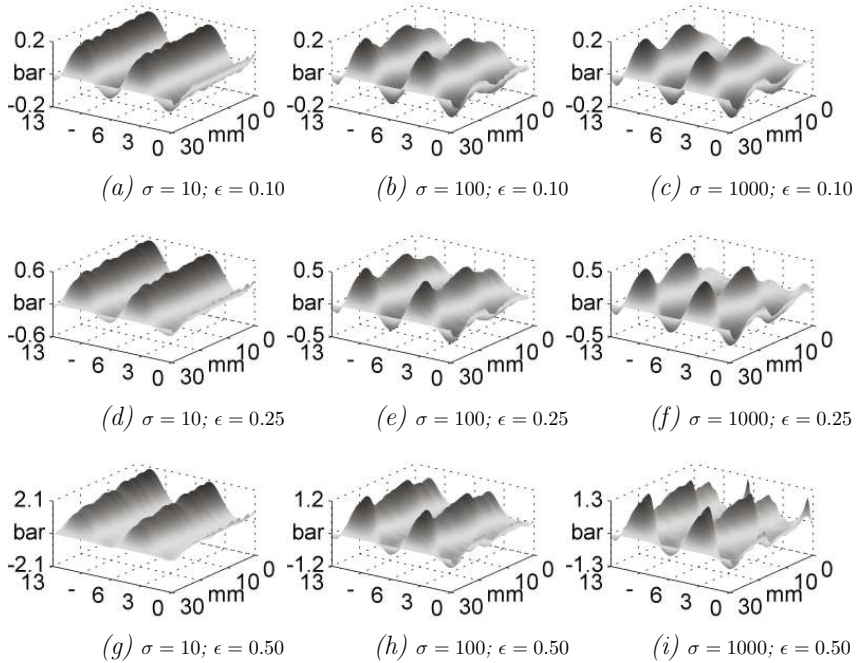


Abbildung E.5: Berechnete Druckprofile als Funktion der normierten Zeit und der radialen Position für unterschiedliche Kompressionswerte ϵ und Quetschzahlen σ (Kolbenschwinger 18,9 kHz).

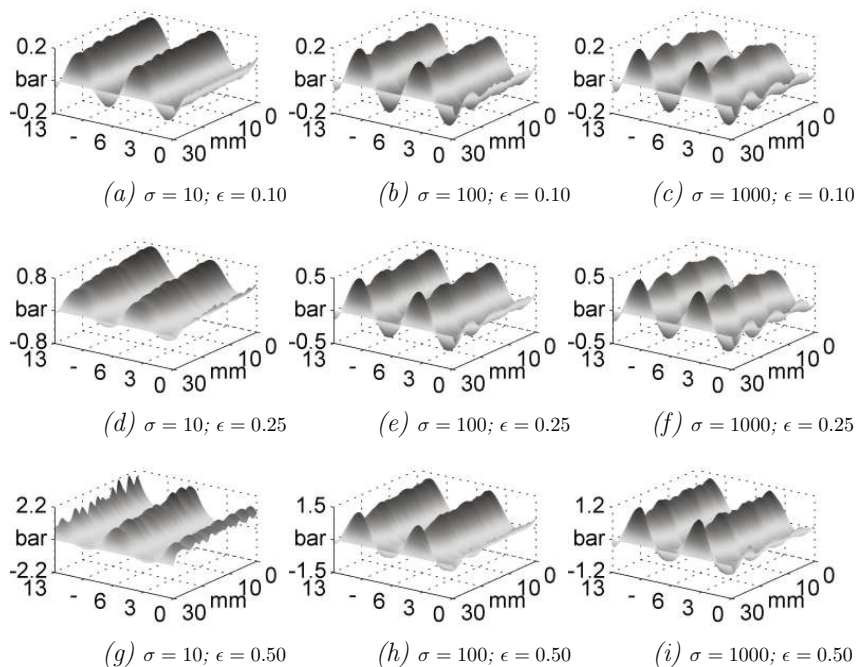


Abbildung E.6: Berechnete Druckprofile als Funktion der normierten Zeit und der radialen Position für unterschiedliche Kompressionswerte ϵ und Quetschzahlen σ (Kolbenschwinger 30,0 kHz).

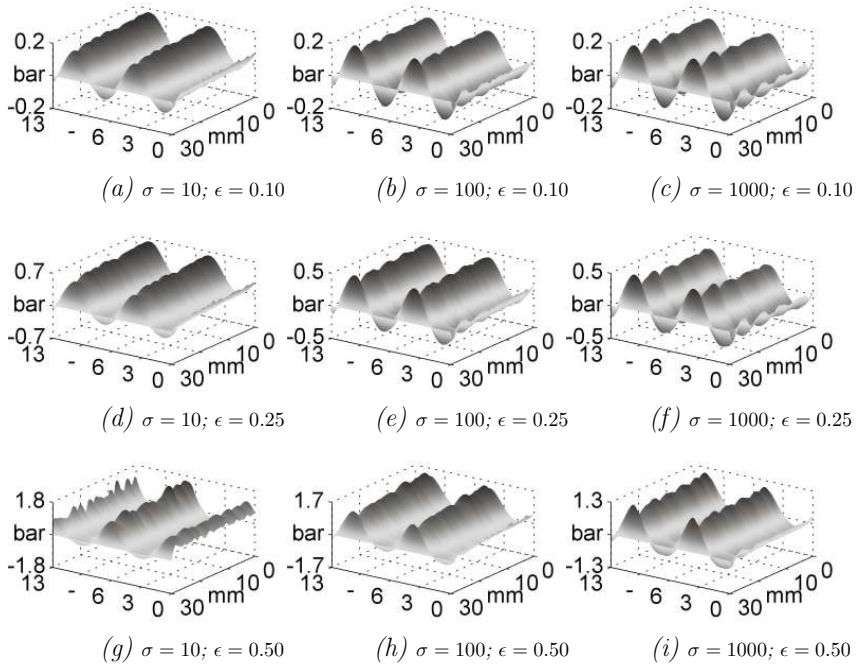
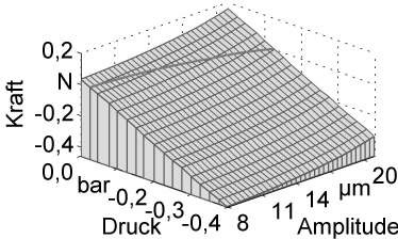
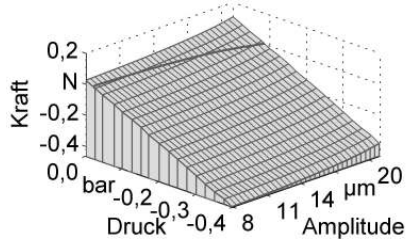


Abbildung E.7: Berechnete Druckprofile als Funktion der normierten Zeit und der radialen Position für unterschiedliche Kompressionswerte ϵ und Quetschzahlen σ (Kolbenschwinger 40,0 kHz).

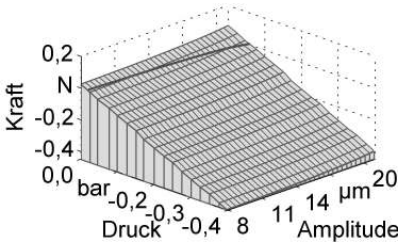
E.2 Charakteristik des überlagerten Strömungszustands



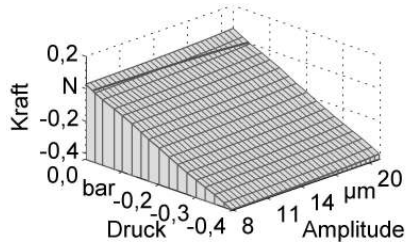
(a) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 25 \mu\text{m}$



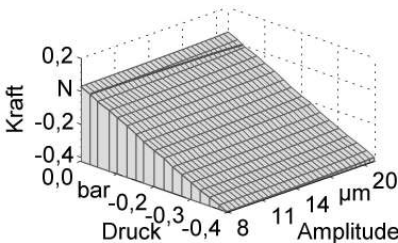
(b) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 30 \mu\text{m}$



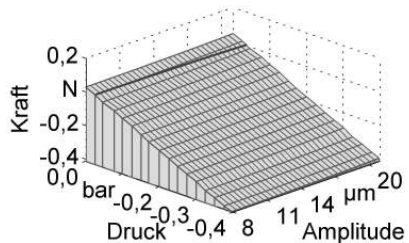
(c) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 35 \mu\text{m}$



(d) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 40 \mu\text{m}$

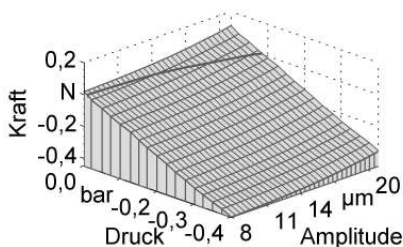


(e) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 45 \mu\text{m}$

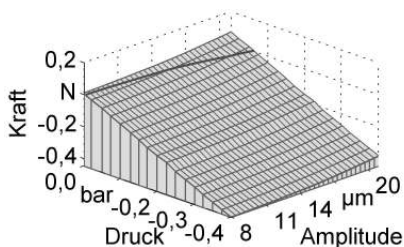


(f) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 50 \mu\text{m}$

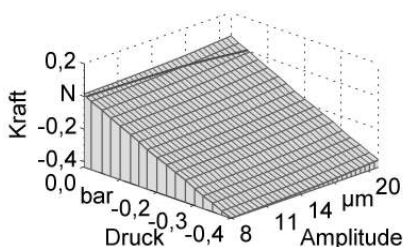
Abbildung E.8: Für Greifspitze 6.20a resultierende Kraft durch lineare Superposition von gemessener Unterdruck- und Ultraschallkraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen h_0 .



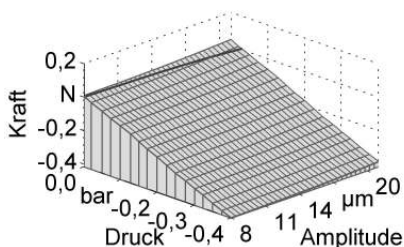
(a) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 25 \mu\text{m}$



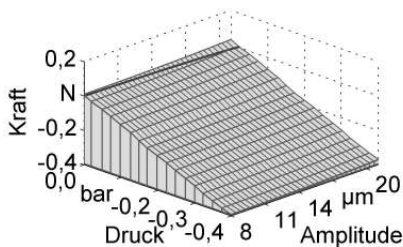
(b) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 30 \mu\text{m}$



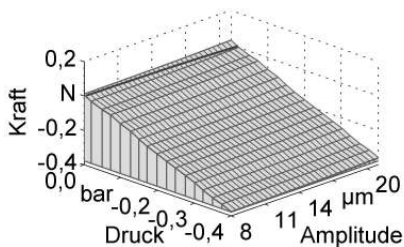
(c) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 35 \mu\text{m}$



(d) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 40 \mu\text{m}$

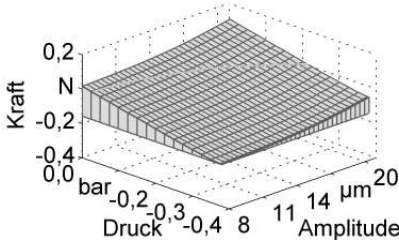


(e) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 45 \mu\text{m}$

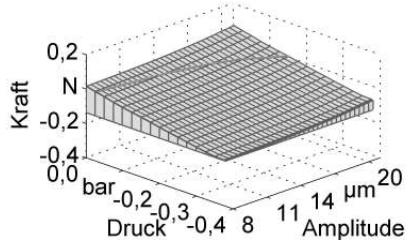


(f) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 50 \mu\text{m}$

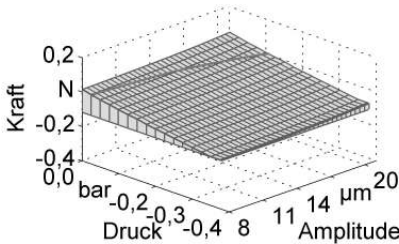
Abbildung E.9: Für Greifspitze 6.20b resultierende Kraft durch lineare Superposition von gemessener Unterdruck- und Ultraschallkraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen h_0 .



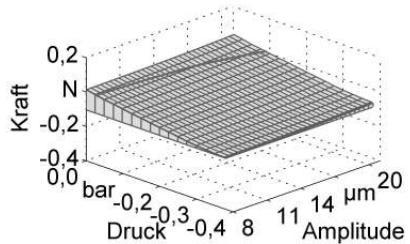
(a) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 25 \mu\text{m}$



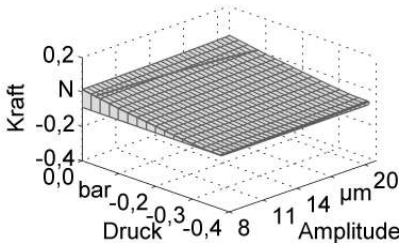
(b) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 30 \mu\text{m}$



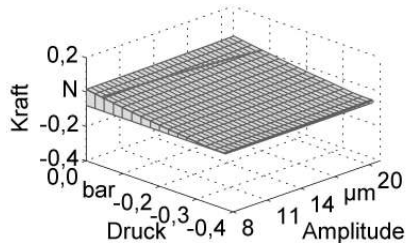
(c) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 35 \mu\text{m}$



(d) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 40 \mu\text{m}$

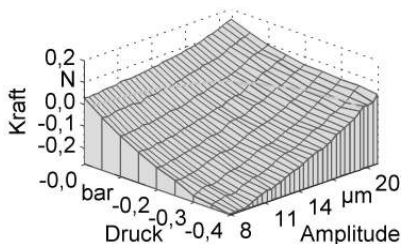


(e) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 45 \mu\text{m}$

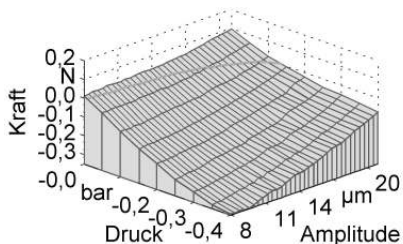


(f) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 50 \mu\text{m}$

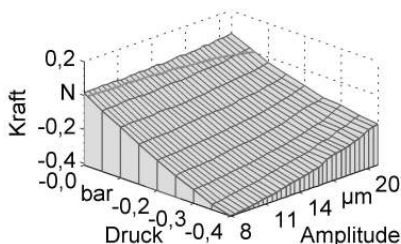
Abbildung E.10: Für Greifspitze 6.20c resultierende Kraft durch lineare Superposition von gemessener Unterdruck- und Ultraschallkraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen h_0 .



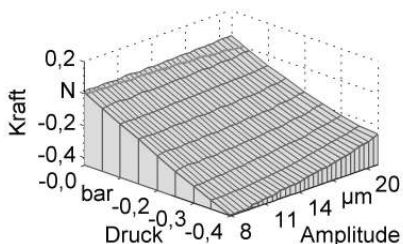
(a) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 25 \mu\text{m}$



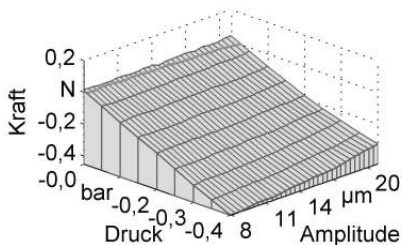
(b) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 30 \mu\text{m}$



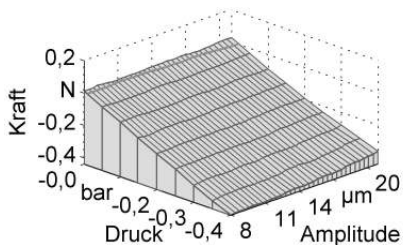
(c) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 35 \mu\text{m}$



(d) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 40 \mu\text{m}$

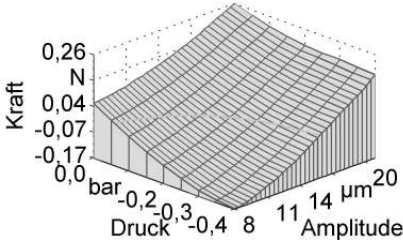


(e) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 45 \mu\text{m}$

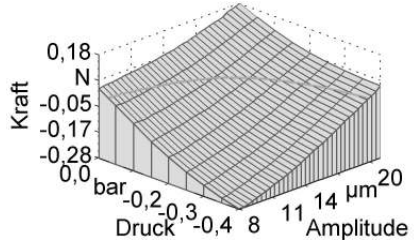


(f) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 50 \mu\text{m}$

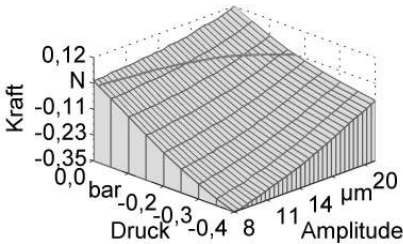
Abbildung E.11: Für Greifspitze 6.20a experimentell ermittelte Kraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen h_0 .



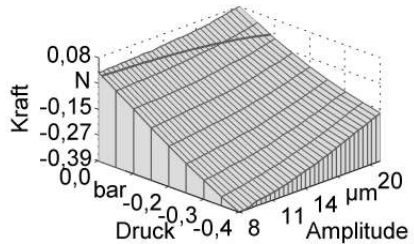
(a) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 25 \mu\text{m}$



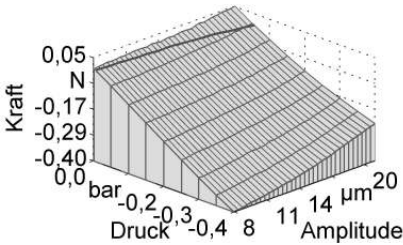
(b) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 30 \mu\text{m}$



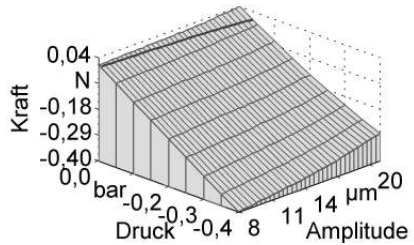
(c) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 35 \mu\text{m}$



(d) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 40 \mu\text{m}$

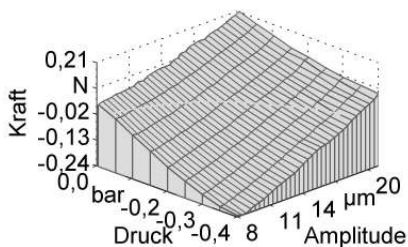


(e) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 45 \mu\text{m}$

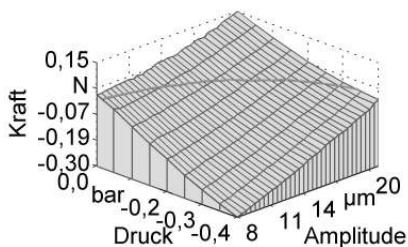


(f) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 50 \mu\text{m}$

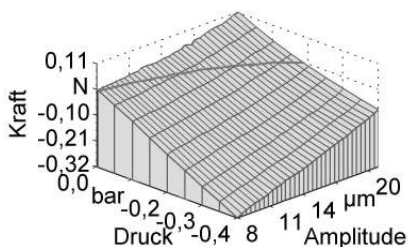
Abbildung E.12: Für Greifspitze 6.20b experimentell ermittelte Kraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen h_0 .



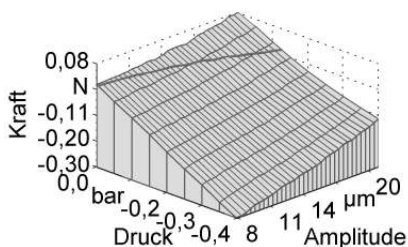
(a) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 25 \mu\text{m}$



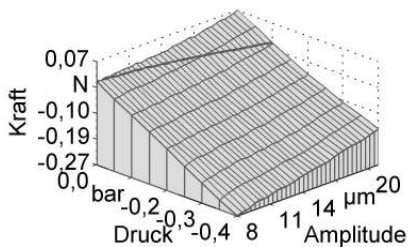
(b) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 30 \mu\text{m}$



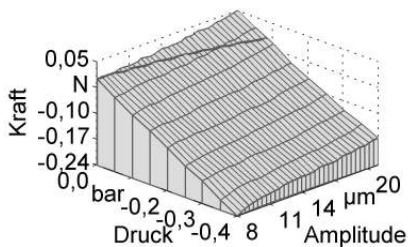
(c) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 35 \mu\text{m}$



(d) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 40 \mu\text{m}$



(e) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 45 \mu\text{m}$



(f) Resultierende Kraft für eine Spalthöhe $h_0 = 50 \mu\text{m}$

Abbildung E.13: Für Greifspitze 6.20c experimentell ermittelte Kraft in Abhängigkeit der Anregungsamplitude δ_h und des Unterdrucks p_U für verschiedene Spalthöhen h_0 .

E.3 Beispielbauteil

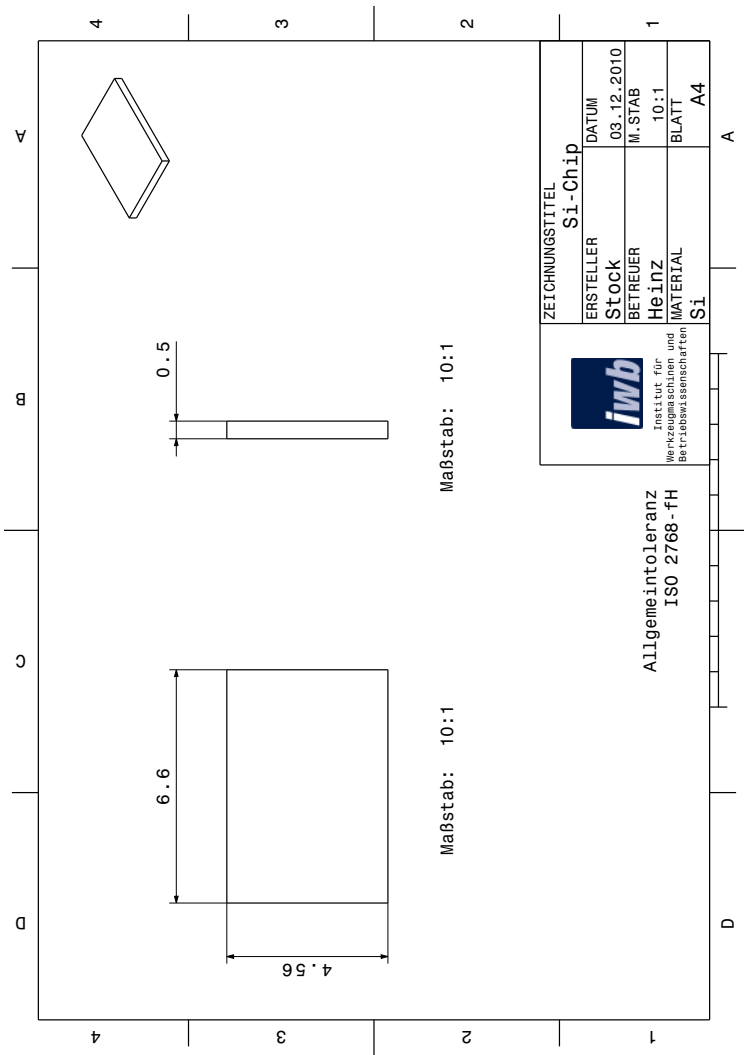


Abbildung E.14: Beispielbauteil für die Auslegung des berührungslosen Greifsystems.

E.4 Sonotrodenspitzen

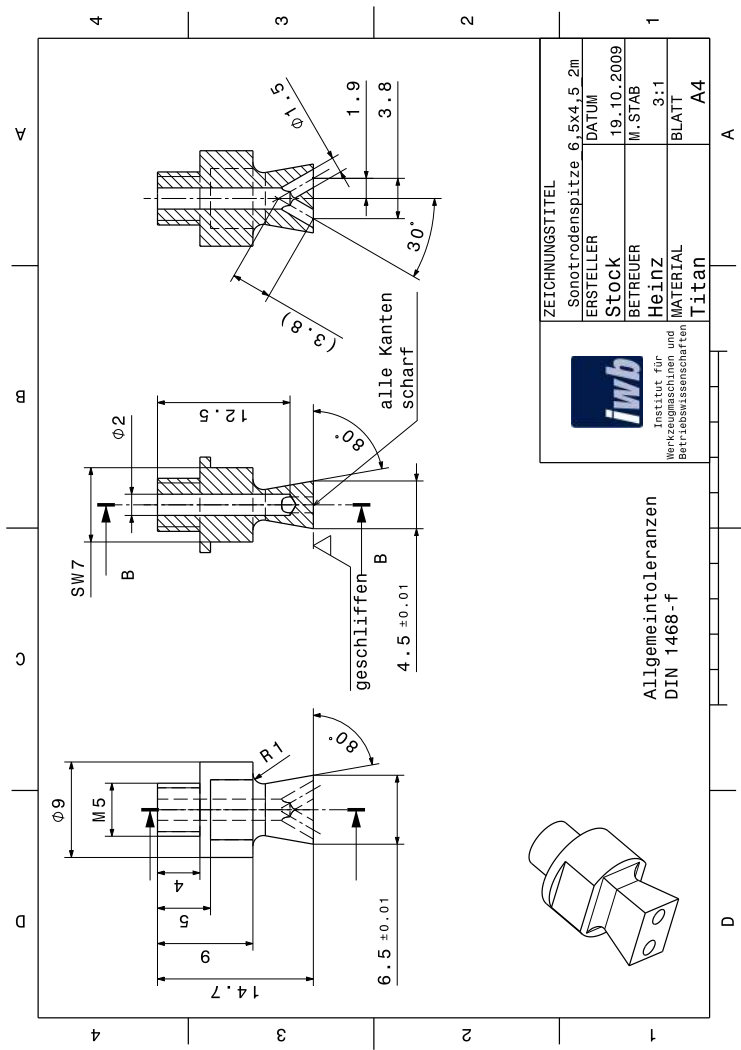


Abbildung E.15: Sonotrodenspitze mit zwei Saugdüsen auf der Hauptachse (entspricht Greifspitze 6.20a).

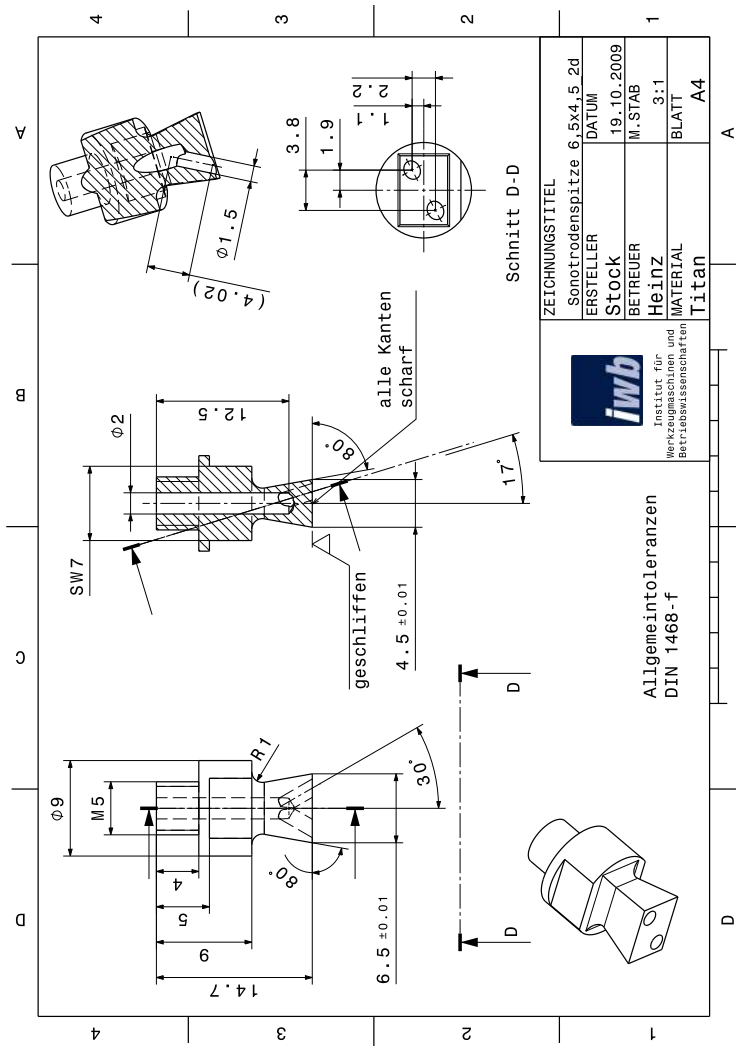


Abbildung E.16: Sonotrodenspitze mit zwei Saugdüsen auf einer Diagonalen (entspricht Greifspitze 6.20b).

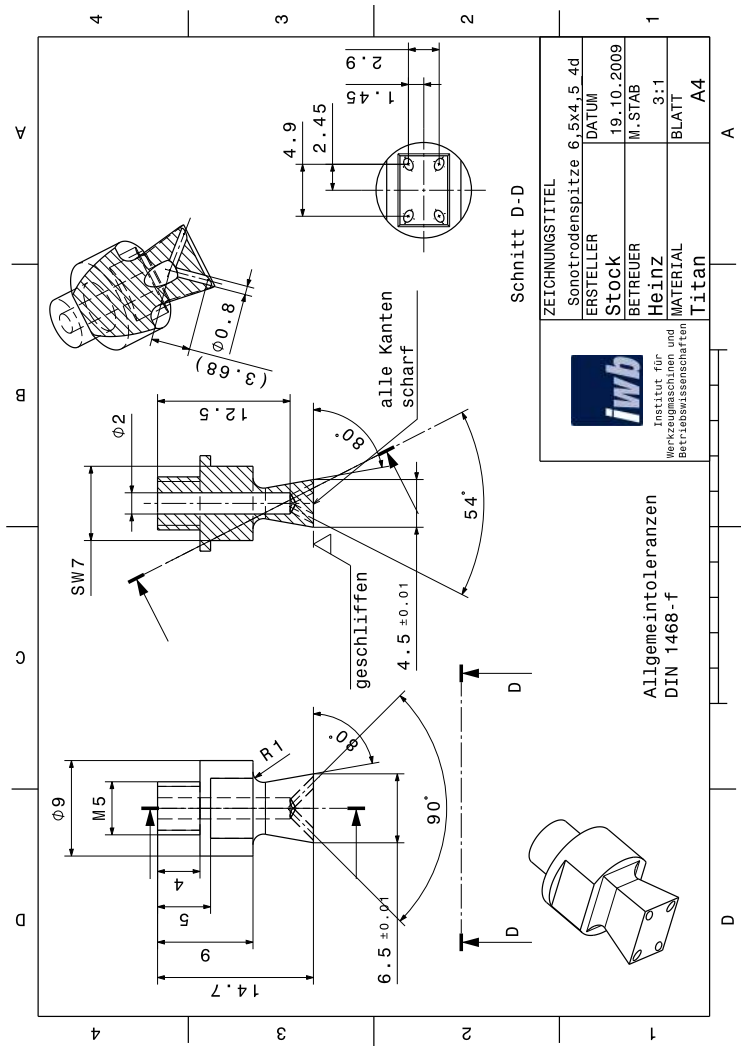


Abbildung E.17: Sonotrodenspitze mit vier Saugdüsen in den Ecken (entspricht Greifspitze 6.20c).

Forschungsberichte iwb

herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart und Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh,
Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften
der Technischen Universität München

Forschungsberichte iwb ab Band 122 sind erhältlich im Buchhandel oder beim
Herbert Utz Verlag, München, Fax 089-277791-01, info@utz.de

- 122 Schneider, Burghard
Prozesskettenorientierte Bereitstellung nicht formstabiler Bauteile
1999 · 183 Seiten · 98 Abb. · 14 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-559-5
- 123 Goldstein, Bernd
Modellgestützte Geschäftsprozeßgestaltung in der Produktentwicklung
1999 · 170 Seiten · 65 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-546-3
- 124 Moßmer, Helmut E.
Methode zur simulationsbasierten Regelung zeitvarianter Produktionssysteme
1999 · 164 Seiten · 67 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-585-4
- 125 Gräser, Ralf-Gunter
Ein Verfahren zur Kompensation temperaturinduzierter Verformungen an Industrierobotern
1999 · 167 Seiten · 63 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-603-6
- 126 Trossin, Hans-Jürgen
Nutzung der Ähnlichkeitstheorie zur Modellbildung in der Produktionstechnik
1999 · 162 Seiten · 75 Abb. · 11 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-614-1
- 127 Kugelmann, Doris
Aufgabenorientierte Offline-Programmierung von Industrierobotern
1999 · 168 Seiten · 68 Abb. · 2 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-615-X
- 128 Diesch, Rolf
Steigerung der organisatorischen Verfügbarkeit von Fertigungszellen
1999 · 160 Seiten · 69 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-618-4
- 129 Lulay, Werner E.
Hybrid-hierarchische Simulationsmodelle zur Koordination teilautonomer Produktionsstrukturen
1999 · 182 Seiten · 51 Abb. · 14 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-620-6
- 130 Murr, Otto
Adaptive Planung und Steuerung von integrierten Entwicklungs- und Planungsprozessen
1999 · 178 Seiten · 85 Abb. · 3 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-636-2
- 131 Macht, Michael
Ein Vorgehensmodell für den Einsatz von Rapid Prototyping
1999 · 170 Seiten · 87 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-638-9
- 132 Mehler, Bruno H.
Aufbau virtueller Fabriken aus dezentralen Partnerverbünden
1999 · 152 Seiten · 44 Abb. · 27 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-645-1
- 133 Heitmann, Knut
Sichere Prognosen für die Produktionsptimierung mittels stochastischer Modelle
1999 · 146 Seiten · 60 Abb. · 13 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-675-3
- 134 Blessing, Stefan
Gestaltung der Materialflußsteuerung in dynamischen Produktionsstrukturen
1999 · 160 Seiten · 67 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-690-7
- 135 Abay, Can
Numerische Optimierung multivariater mehrstufiger Prozesse am Beispiel der Hartbearbeitung von Industriekeramik
2000 · 159 Seiten · 46 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-697-4

- 136 Brandner, Stefan
Integriertes Produktdaten- und Prozeßmanagement in virtuellen Fabriken
 2000 · 172 Seiten · 61 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-715-6
- 137 Hirschberg, Arnd G.
Verbindung der Produkt- und Funktionsorientierung in der Fertigung
 2000 · 165 Seiten · 49 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-729-6
- 138 Reek, Alexandra
Strategien zur Fokuspositionierung beim Laserstrahlschweißen
 2000 · 193 Seiten · 103 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-730-X
- 139 Sabbah, Khalid-Alexander
Methodische Entwicklung störungstoleranter Steuerungen
 2000 · 148 Seiten · 75 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-739-3
- 140 Schliffenbacher, Klaus U.
Konfiguration virtueller Wertschöpfungsketten in dynamischen, heterarchischen Kompetenznetzwerken
 2000 · 187 Seiten · 70 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-754-7
- 141 Sprengel, Andreas
Integrierte Kostenkalkulationsverfahren für die Werkzeugmaschinenentwicklung
 2000 · 144 Seiten · 55 Abb. · 6 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-757-1
- 142 Gallasch, Andreas
Informationstechnische Architektur zur Unterstützung des Wandels in der Produktion
 2000 · 150 Seiten · 69 Abb. · 6 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-781-4
- 143 Cuiper, Ralf
Durchgängige rechnergestützte Planung und Steuerung von automatisierten Montagevorgängen
 2000 · 168 Seiten · 75 Abb. · 3 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-783-0
- 144 Schneider, Christian
Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion
 2000 · 180 Seiten · 66 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-789-X
- 145 Jonas, Christian
Konzept einer durchgängigen, rechnergestützten Planung von Montageanlagen
 2000 · 183 Seiten · 82 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-870-5
- 146 Willnecker, Ulrich
Gestaltung und Planung leistungsorientierter manueller Fließmontagen
 2001 · 175 Seiten · 67 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-891-8
- 147 Lehner, Christof
Beschreibung des Nd:Yag-Laserstrahlschweißprozesses von Magnesiumdruckguss
 2001 · 205 Seiten · 94 Abb. · 24 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0004-X
- 148 Rick, Frank
Simulationsgestützte Gestaltung von Produkt und Prozess am Beispiel Laserstrahlschweißen
 2001 · 145 Seiten · 57 Abb. · 2 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0008-2
- 149 Höhn, Michael
Sensorgeführte Montage hybrider Mikrosysteme
 2001 · 171 Seiten · 74 Abb. · 7 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0012-0
- 150 Böhl, Jörn
Wissensmanagement im Klein- und mittelständischen Unternehmen der Einzel- und Kleinserienfertigung
 2001 · 179 Seiten · 88 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0020-1
- 151 Bürgel, Robert
Prozessanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen mit digital geregelten Antrieben
 2001 · 185 Seiten · 60 Abb. · 10 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0021-X
- 152 Stephan Dürrschmidt
Planung und Betrieb wandlungsfähiger Logistiksysteme in der variantenreichen Serienproduktion
 2001 · 914 Seiten · 61 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0023-6
- 153 Bernhard Eich
Methode zur prozesskettenorientierten Planung der Teilebereitstellung
 2001 · 132 Seiten · 48 Abb. · 6 Tabellen · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0028-7

- 154 Wolfgang Rudorfer
Eine Methode zur Qualifizierung von produzierenden Unternehmen für Kompetenznetzwerke
 2001 · 207 Seiten · 89 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0037-6
- 155 Hans Meier
Verteilte kooperative Steuerung maschinennaher Abläufe
 2001 · 162 Seiten · 85 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0044-9
- 156 Gerhard Nowak
Informationstechnische Integration des industriellen Service in das Unternehmen
 2001 · 203 Seiten · 95 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0055-4
- 157 Martin Werner
Simulationsgestützte Reorganisation von Produktions- und Logistikprozessen
 2001 · 191 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0058-9
- 158 Bernhard Lenz
Finite Elemente-Modellierung des Laserstrahlschweißens für den Einsatz in der Fertigungsplanung
 2001 · 150 Seiten · 47 Abb. · 5 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0094-5
- 159 Stefan Grunwald
Methode zur Anwendung der flexiblen integrierten Produktentwicklung und Montageplanung
 2002 · 206 Seiten · 80 Abb. · 25 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0095-3
- 160 Josef Gartner
Qualitätssicherung bei der automatisierten Applikation hochviskoser Dichtungen
 2002 · 165 Seiten · 74 Abb. · 21 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0096-1
- 161 Wolfgang Zeller
Gesamtheitliches Sicherheitskonzept für die Antriebs- und Steuerungstechnik bei Werkzeugmaschinen
 2002 · 192 Seiten · 54 Abb. · 15 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0100-3
- 162 Michael Loferer
Rechnergestützte Gestaltung von Montagesystemen
 2002 · 178 Seiten · 80 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0118-6
- 163 Jörg Fahrer
Ganzheitliche Optimierung des indirekten Metall-Lasersinterprozesses
 2002 · 176 Seiten · 69 Abb. · 13 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0124-0
- 164 Jürgen Höppner
Verfahren zur berührungslosen Handhabung mittels leistungsstarker Schallwandler
 2002 · 132 Seiten · 24 Abb. · 3 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0125-9
- 165 Hubert Götte
Entwicklung eines Assistenzrobotersystems für die Knieendoprothetik
 2002 · 258 Seiten · 123 Abb. · 5 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0126-7
- 166 Martin Weissenberger
Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Entwicklungsprozess
 2002 · 210 Seiten · 86 Abb. · 2 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0138-0
- 167 Dirk Jacob
Verfahren zur Positionierung unterseitenstrukturierter Bauelemente in der Mikrosystemtechnik
 2002 · 200 Seiten · 82 Abb. · 24 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0142-9
- 168 Ulrich Roßgoderer
System zur effizienten Layout- und Prozessplanung von hybriden Montageanlagen
 2002 · 175 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0154-2
- 169 Robert Klingel
Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen auf Basis akustischer Emissionen
 2002 · 164 Seiten · 89 Abb. · 27 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0174-7
- 170 Paul Jens Peter Ross
Bestimmung des wirtschaftlichen Automatisierungsgrades von Montageprozessen in der frühen Phase der Montageplanung
 2002 · 144 Seiten · 38 Abb. · 38 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0191-7
- 171 Stefan von Praun
Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen im Produktentstehungsprozess
 2002 · 250 Seiten · 62 Abb. · 7 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0202-6

- 172 Florian von der Hagen
Gestaltung kurzfristiger und unternehmensübergreifender Engineering-Kooperationen
 2002 · 220 Seiten · 104 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0208-5
- 173 Oliver Kramer
Methode zur Optimierung der Wertschöpfungskette mittelständischer Betriebe
 2002 · 212 Seiten · 84 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0211-5
- 174 Winfried Dohmen
Interdisziplinäre Methoden für die integrierte Entwicklung komplexer mechatronischer Systeme
 2002 · 200 Seiten · 67 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0214-X
- 175 Oliver Anton
Ein Beitrag zur Entwicklung telepräsender Montagesysteme
 2002 · 158 Seiten · 85 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0215-8
- 176 Welf Broser
Methode zur Definition und Bewertung von Anwendungsfeldern für Kompetenznetzwerke
 2002 · 224 Seiten · 122 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0217-4
- 177 Frank Breiting
Ein ganzheitliches Konzept zum Einsatz des indirekten Metall-Lasersinterns für das Druckgießen
 2003 · 156 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0227-1
- 178 Johann von Pieverling
Ein Vorgehensmodell zur Auswahl von Konturfertigungsverfahren für das Rapid Tooling
 2003 · 163 Seiten · 88 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0230-1
- 179 Thomas Baudisch
Simulationsumgebung zur Auslegung der Bewegungsdynamik des mechatronischen Systems Werkzeugmaschine
 2003 · 190 Seiten · 67 Abb. · 8 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0249-2
- 180 Heinrich Schieferstein
Experimentelle Analyse des menschlichen Kausystems
 2003 · 132 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0251-4
- 181 Joachim Berlek
Methodik zur strukturierten Auswahl von Auftragsabwicklungssystemen
 2003 · 244 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0258-1
- 182 Christian Meierlohr
Konzept zur rechnergestützten Integration von Produktions- und Gebäudeplanung in der Fabrikgestaltung
 2003 · 181 Seiten · 84 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0292-1
- 183 Volker Weber
Dynamisches Kostenmanagement in kompetenzzentrierten Unternehmensnetzwerken
 2004 · 210 Seiten · 64 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0330-8
- 184 Thomas Bongardt
Methode zur Kompensation betriebsabhängiger Einflüsse auf die Absolutgenauigkeit von Industrierobotern
 2004 · 170 Seiten · 40 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0332-4
- 185 Tim Angerer
Effizienzsteigerung in der automatisierten Montage durch aktive Nutzung mechatronischer Produktkomponenten
 2004 · 180 Seiten · 67 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0336-7
- 186 Alexander Krüger
Planung und Kapazitätsabstimmung stückzahlflexibler Montagesysteme
 2004 · 197 Seiten · 83 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0371-5
- 187 Matthias Meindl
Beitrag zur Entwicklung generativer Fertigungsverfahren für das Rapid Manufacturing
 2005 · 222 Seiten · 97 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0465-7
- 188 Thomas Fusch
Betriebsbegleitende Prozessplanung in der Montage mit Hilfe der Virtuellen Produktion am Beispiel der Automobilindustrie
 2005 · 190 Seiten · 99 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0467-3

- 189 Thomas Mosandl
Qualitätssteigerung bei automatisiertem Klebstoffauftrag durch den Einsatz optischer Konturfolgesysteme
 2005 · 182 Seiten · 58 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0471-1
- 190 Christian Patron
Konzept für den Einsatz von Augmented Reality in der Montageplanung
 2005 · 150 Seiten · 61 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0474-6
- 191 Robert Cisek
Planung und Bewertung von Rekonfigurationsprozessen in Produktionssystemen
 2005 · 200 Seiten · 64 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0475-4
- 192 Florian Auer
Methode zur Simulation des Laserstrahlschweißens unter Berücksichtigung der Ergebnisse vorangegangener Umformsimulationen
 2005 · 160 Seiten · 65 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0485-1
- 193 Carsten Selke
Entwicklung von Methoden zur automatischen Simulationsmodellgenerierung
 2005 · 137 Seiten · 53 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0495-9
- 194 Markus Seefried
Simulation des Prozessschrittes der Wärmebehandlung beim Indirekten-Metall-Lasersintern
 2005 · 216 Seiten · 82 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0503-3
- 195 Wolfgang Wagner
Fabrikplanung für die standortübergreifende Kostensenkung bei marktnaher Produktion
 2006 · 208 Seiten · 43 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0586-6
- 196 Christopher Ulrich
Erhöhung des Nutzungsgrades von Laserstrahlquellen durch Mehrfach-Anwendungen
 2006 · 178 Seiten · 74 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0590-4
- 197 Johann Hartl
Prozessgaseinfluss beim Schweißen mit Hochleistungsdiodenlasern
 2006 · 140 Seiten · 55 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0611-0
- 198 Bernd Hartmann
Die Bestimmung des Personalbedarfs für den Materialfluss in Abhängigkeit von Produktionsfläche und -menge
 2006 · 208 Seiten · 105 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0615-3
- 199 Michael Schilp
Auslegung und Gestaltung von Werkzeugen zum berührungslosen Greifen kleiner Bauteile in der Mikromontage
 2006 · 130 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0631-5
- 200 Florian Manfred Grätz
Teilautomatische Generierung von Stromlauf- und Fluidplänen für mechatronische Systeme
 2006 · 192 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0643-9
- 201 Dieter Eireiner
Prozessmodelle zur statischen Auslegung von Anlagen für das Friction Stir Welding
 2006 · 214 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0650-1
- 202 Gerhard Volkwein
Konzept zur effizienten Bereitstellung von Steuerungsfunktionalität für die NC-Simulation
 2007 · 192 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0668-9
- 203 Sven Roeren
Komplexitätsvariable Einflussgrößen für die bauteilbezogene Struktursimulation thermischer Fertigungsprozesse
 2007 · 224 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0680-1
- 204 Henning Rudolf
Wissensbasierte Montageplanung in der Digitalen Fabrik am Beispiel der Automobilindustrie
 2007 · 200 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0697-9
- 205 Stella Clarke-Griebisch
Overcoming the Network Problem in Telepresence Systems with Prediction and Inertia
 2007 · 150 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0701-3
- 206 Michael Ehrenstraßer
Sensoreinsatz in der telepräsenten Mikromontage
 2008 · 160 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0743-3

- 207 Rainer Schack
Methodik zur bewertungsorientierten Skalierung der Digitalen Fabrik
2008 · 248 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0748-8
- 208 Wolfgang Sudhoff
Methodik zur Bewertung standortübergreifender Mobilität in der Produktion
2008 · 276 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0749-5
- 209 Stefan Müller
Methodik für die entwicklungs- und planungsbegleitende Generierung und Bewertung von Produktionsalternativen
2008 · 240 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0750-1
- 210 Ulrich Kohler
Methodik zur kontinuierlichen und kostenorientierten Planung produktionstechnischer Systeme
2008 · 232 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0753-2
- 211 Klaus Schlickerrieder
Methodik zur Prozessoptimierung beim automatisierten elastischen Kleben großflächiger Bauteile
2008 · 204 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0776-1
- 212 Niklas Möller
Bestimmung der Wirtschaftlichkeit wandlungsfähiger Produktionssysteme
2008 · 260 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0778-5
- 213 Daniel Siedl
Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen während Verfahrbewegungen
2008 · 200 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0779-2
- 214 Dirk Ansoerge
Auftragsabwicklung in heterogenen Produktionsstrukturen mit spezifischen Planungsfreiräumen
2008 · 146 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0785-3
- 215 Georg Wunsch
Methoden für die virtuelle Inbetriebnahme automatisierter Produktionssysteme
2008 · 224 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0795-2
- 216 Thomas Oertli
Strukturmechanische Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen mit elektromechanischen Vorschubantrieben
2008 · 194 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0798-3
- 217 Bernd Petzold
Entwicklung eines Operatorarbeitsplatzes für die telepräsenste Mikromontage
2008 · 234 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0805-8
- 218 Loucas Papadakis
Simulation of the Structural Effects of Welded Frame Assemblies in Manufacturing Process Chains
2008 · 260 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0813-3
- 219 Mathias Mörtl
Ressourcenplanung in der variantenreichen Fertigung
2008 · 210 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0820-1
- 220 Sebastian Weig
Konzept eines integrierten Risikomanagements für die Ablauf- und Strukturgestaltung in Fabrikplanungsprojekten
2008 · 232 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0823-2
- 221 Tobias Hornfeck
Laserstrahlbiegen komplexer Aluminiumstrukturen für Anwendungen in der Luftfahrtindustrie
2008 · 150 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0826-3
- 222 Hans Egermeier
Entwicklung eines Virtual-Reality-Systems für die Montagesimulation mit kraftrückkoppelnden Handschuhen
2008 · 210 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0833-1
- 223 Matthäus Sigl
Ein Beitrag zur Entwicklung des Elektronenstrahlsinterns
2008 · 185 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0841-6

- 224 Mark Harfensteller
Eine Methodik zur Entwicklung und Herstellung von Radiumtargets
 2009 · 196 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0849-8
- 225 Jochen Werner
Methode zur roboterbasierten förderbandsynchronen Fließmontage am Beispiel der Automobilindustrie
 2009 · 210 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0857-7
- 226 Florian Hagemann
Ein formflexibles Werkzeug für das Rapid Tooling beim Spritzgießen
 2009 · 226 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0861-4
- 227 Haitham Rashidy
Knowledge-based quality control in manufacturing processes with application to the automotive industry
 2009 · 212 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0862-1
- 228 Wolfgang Vogl
Eine interaktive räumliche Benutzerschnittstelle für die Programmierung von Industrierobotern
 2009 · 200 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0869-0
- 229 Sonja Schedl
Integration von Anforderungsmanagement in den mechatronischen Entwicklungsprozess
 2009 · 160 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0874-4
- 230 Andreas Trautmann
Bifocal Hybrid Laser Welding – A Technology for Welding of Aluminium and Zinc-Coated Steels
 2009 · 268 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0876-8
- 231 Patrick Neise
Managing Quality and Delivery Reliability of Suppliers by Using Incentives and Simulation Models
 2009 · 224 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0878-2
- 232 Christian Habicht
Einsatz und Auslegung zeitenfensterbasierter Planungssysteme in überbetrieblichen Wertschöpfungsketten
 2009 · 200 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0891-1
- 233 Michael Spitzweg
Methode und Konzept für den Einsatz eines physikalischen Modells in der Entwicklung von Produktionsanlagen
 2009 · 180 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0931-4
- 234 Ulrich Munzert
Bahnplanungsalgorithmen für das robotergestützte Remote-Laserstrahlschweißen
 2010 · 176 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0948-2
- 235 Georg Völlner
Rührreißschweißen mit Schwerlast-Industrierobotern
 2010 · 232 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-0955-0
- 236 Nils Müller
Modell für die Beherrschung und Reduktion von Nachfrageschwankungen
 2010 · 270 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-0992-5
- 237 Franz Decker
Unternehmensspezifische Strukturierung der Produktion als permanente Aufgabe
 2010 · 180 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-0996-3
- 238 Christian Lau
Methodik für eine selbstoptimierende Produktionssteuerung
 2010 · 200 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4012-6
- 239 Christoph Rimpau
Wissensbasierte Risikobewertung in der Angebotskalkulation für hochgradig individualisierte Produkte
 2010 · 200 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4015-7
- 240 Michael Loy
Modulare Vibrationswendelförderer zur flexiblen Teilezuführung
 2010 · 169 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4027-0
- 241 Andreas Eursch
Konzept eines immersiven Assistenzsystems mit Augmented Reality zur Unterstützung manueller Aktivitäten in radioaktiven Produktionsumgebungen
 2010 · 205 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4029-4

- 242 Florian Schwarz
Simulation der Wechselwirkungen zwischen Prozess und Struktur bei der Drehbearbeitung
 2010 · 256 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4030-0
- 243 Martin Georg Prasch
Integration leistungsgewandelter Mitarbeiter in die variantenreiche Serienmontage
 2010 · 261 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4033-1
- 244 Johannes Schilp
Adaptive Montagesysteme für hybride Mikrosysteme unter Einsatz von Telepräsenz
 2011 · 160 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4063-8
- 245 Stefan Lutzmann
Beitrag zur Prozessbeherrschung des Elektronenstrahlschmelzens
 2011 · 222 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4070-6
- 246 Gregor Branner
Modellierung transients Effekte in der Struktursimulation von Schichtbauverfahren
 2011 · 230 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4071-3
- 247 Josef Ludwig Zimmermann
Eine Methodik zur Gestaltung berührungslos arbeitender Handhabungssysteme
 2011 · 184 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4091-1
- 248 Clemens Pörnbacher
Modellgetriebene Entwicklung der Steuerungssoftware automatisierter Fertigungssysteme
 2011 · 280 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4108-6
- 249 Alexander Lindworsky
Teilautomatische Generierung von Simulationsmodellen für den entwicklungsbegleitenden Steuerungstest
 2011 · 300 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4125-3
- 250 Michael Mauderer
Ein Beitrag zur Planung und Entwicklung von rekonfigurierbaren mechatronischen Systemen – am Beispiel von starren Fertigungssystemen
 2011 · 150 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4126-0
- 251 Roland Mork
Qualitätsbewertung und -regelung für die Fertigung von Karosserieteilen in Presswerken auf Basis Neuronaler Netze
 2011 · 228 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4127-7
- 252 Florian Reichl
Methode zum Management der Kooperation von Fabrik- und Technologieplanung
 2011 · 224 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4128-4
- 253 Paul Gebhard
Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen bei Anwendung für das Rührreibschweißen
 2011 · 220 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4129-1
- 254 Michael Heinz
Modellunterstützte Auslegung berührungsloser Ultraschallgreifsysteme für die Mikrosystemtechnik
 2012 · 302 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4147-5
- 255 Pascal Krebs
Bewertung vernetzter Produktionsstandorte unter Berücksichtigung multidimensionaler Unsicherheiten
 2012 · 244 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4156-7
- 256 Gerhard Straßer
Greiftechnologie für die automatisierte Handhabung von technischen Textilien in der Faserverbundfertigung
 2012 · 290 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4161-1
- 257 Frédéric-Felix Lacour
Modellbildung für die physikbasierte Virtuelle Inbetriebnahme materialflussintensiver Produktionsanlagen
 2012 · 222 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4162-8
- 258 Thomas Hensel
Modellbasierter Entwicklungsprozess für Automatisierungslösungen
 2012 · 220 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4167-3

259 Sherif Zaidan

A Work-Piece Based Approach for Programming Cooperating Industrial Robots

2012 · 220 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4175-8

260 Hendrik Schellmann

Bewertung kundenspezifischer Mengenflexibilität im Wertschöpfungsnetz

2012 · 220 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · 978-3-8316-4189-5

