

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Betriebswissenschaften und Montagetechnik am  
Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*)

**Methodische Auslegung  
ultraschallbasierter berührungsloser  
Handhabungssysteme**

**Fabian Michael Distel**

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:

Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh

Prüfer der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart

2. Prof. dr.ir. Daniel J. Rixen

Die Dissertation wurde am 25.01.2017 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 21.06.2017 angenommen.



## Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München (TUM). Herrn Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart und Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh, den Leitern des Instituts, gilt mein besonderer Dank für die stets wohlwollende Förderung und großzügige Unterstützung meiner Arbeit, sowie das große mir entgegengebrachte Vertrauen im Rahmen meiner Tätigkeit in der Institutsleitung.

Bei Herrn Prof. dr.ir. Daniel Rixen, dem Leiter des Lehrstuhls für Angewandte Mechanik der TUM, möchte ich mich für die Übernahme des Koreferats und die gründliche Durchsicht der Dissertation herzlich bedanken.

Darüber hinaus bedanke ich mich bei allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des *iwb*, insbesondere den Mitgliedern der Themengruppe Montagetechnik und Robotik sowie des Institutsleitungskreises. Mein Dank gilt weiterhin den Service Centern, deren tatkräftige Unterstützung wesentlich zum Erfolg dieser Dissertation beigetragen hat. Bei allen Studierenden, insbesondere bei David Schreiner, möchte ich mich für ihren Beitrag zu dieser Arbeit bedanken.

Weiterhin möchte ich Saskia Reinhardt, Matthias Baur, Tobias Föckerer, Michael Heinz sowie David Schreiner und meinem Vater für die gründliche und kritische Durchsicht der Dissertation danken.

Diese Arbeit wäre nicht ohne die Unterstützung meiner Frau Anne möglich gewesen, welche einerseits immer Verständnis und Geduld für meine Arbeit an dieser Dissertation zeigte und andererseits durch kritische Fragen bei zahlreichen kniffligen Problemen zu deren Lösung beitrug. Hierfür und dafür, dass sie mir stets den Rücken freigehalten hat, gilt ihr mein ganz besonderer Dank. Auch meinem Bruder Dominic möchte ich einen großen Dank für die zahlreichen intensiven und anregenden Diskussionen aussprechen, welche mich stets angespornt haben. Nicht zuletzt danke ich ganz herzlich meinen Eltern Maya und Robert für die Förderung und Unterstützung von klein auf, welche diese Arbeit erst ermöglicht hat.



# Inhalt

|   |            |
|---|------------|
| <b>Abkürzungsverzeichnis</b>                                | <b>V</b>   |
| <b>Formelzeichenverzeichnis</b>                             | <b>VII</b> |
| <b>1 Einleitung</b>   | <b>1</b>   |
| 1.1 Ausgangssituation . . . . .                             | 1          |
| 1.2 Motivation . . . . .                                    | 3          |
| 1.3 Zielsetzung . . . . .                                   | 5          |
| 1.4 Aufbau der Arbeit . . . . .                             | 5          |
| <b>2 Stand der Forschung</b>                                | <b>7</b>   |
| 2.1 Allgemeines . . . . .                                   | 7          |
| 2.2 Ultraschall-Levitation . . . . .                        | 8          |
| 2.2.1 Stehwellen-Levitation . . . . .                       | 8          |
| 2.2.2 Squeezefilm-Levitation . . . . .                      | 8          |
| 2.3 Ultraschall-Systemtechnik . . . . .                     | 12         |
| 2.4 Modellierung von Ultraschallsystemen . . . . .          | 14         |
| 2.4.1 Allgemeines . . . . .                                 | 14         |
| 2.4.2 Modellierung von Ultraschallschwinger . . . . .       | 15         |
| 2.4.3 Modellierung von Stabsonotroden . . . . .             | 21         |
| 2.4.4 Modellierung von Plattensonotroden . . . . .          | 23         |
| 2.4.5 Modellierung von Systemen zur Squeezefilm-Levitation  | 25         |
| 2.4.6 Fazit . . . . .                                       | 26         |
| 2.5 Auslegung von Ultraschallsystemen . . . . .             | 27         |
| 2.5.1 Allgemeines . . . . .                                 | 27         |
| 2.5.2 Auslegung von Ultraschallschwingern . . . . .         | 27         |
| 2.5.3 Auslegung von Stabsonotroden . . . . .                | 28         |
| 2.5.4 Auslegung von Plattensonotroden . . . . .             | 28         |
| 2.5.5 Auslegung von Ultraschallsystemen . . . . .           | 29         |
| 2.5.6 Auslegung von Systemen zur Squeezefilm-Levitation . . | 30         |

|          |  |           |
|----------|--|-----------|
| 2.5.7    | Fazit . . . . .  | 31        |
| 2.6      | Regelung . . . . .   | 32        |
| 2.6.1    | Selbsterregte Schwingung . . . . .                             | 32        |
| 2.6.2    | Phase Locked Loop . . . . .                                    | 33        |
| 2.6.3    | Admittance Locking . . . . .                                   | 34        |
| 2.6.4    | Resonance Tracking . . . . .                                   | 34        |
| 2.6.5    | Fazit . . . . .  | 35        |
| 2.7      | Defizite des Stands der Forschung . . . . .                    | 36        |
| <b>3</b> | <b>Auslegungsmethode</b>                                       | <b>37</b> |
| 3.1      | Allgemeines . . . . .  | 37        |
| 3.2      | Anforderungsanalyse . . . . .                                  | 37        |
| 3.2.1    | Anforderungen an die Methode und Modelle . . . . .             | 37        |
| 3.2.2    | Anforderungen an den Handhabungsprozess . . . . .              | 41        |
| 3.3      | Formales Systemmodell . . . . .                                | 42        |
| 3.4      | Auslegungsmethode . . . . .                                    | 47        |
| 3.4.1    | Allgemeines . . . . .  | 47        |
| 3.4.2    | Systemübergreifendes Vorgehen . . . . .                        | 47        |
| 3.4.3    | Schritt 1: Analyse der Handhabungsaufgabe . . . . .            | 49        |
| 3.4.4    | Schritt 2: Berechnung der Squeezefilm-Levitation . . . . .     | 51        |
| 3.4.5    | Schritt 3: Auslegung der Plattensonotrode . . . . .            | 53        |
| 3.4.6    | Schritt 4: Auslegung des Ultraschallschwingers . . . . .       | 55        |
| 3.4.7    | Schritt 5: Auslegung der Stabsonotrode . . . . .               | 57        |
| 3.4.8    | Schritt 6: Bewertung und Anpassung des Gesamtsystems . . . . . | 58        |
| 3.5      | Fazit . . . . .  | 60        |
| <b>4</b> | <b>Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle</b>    | <b>63</b> |
| 4.1      | Allgemeines . . . . .  | 63        |
| 4.2      | Definition der Zielfunktionen und Nebenbedingungen . . . . .   | 63        |
| 4.2.1    | Allgemeines . . . . .  | 63        |
| 4.2.2    | Kräftegleichgewicht . . . . .                                  | 64        |
| 4.2.3    | Störungstoleranz . . . . .                                     | 65        |
| 4.2.4    | Schwingungsform . . . . .                                      | 67        |
| 4.2.5    | Resonanzfrequenz . . . . .                                     | 69        |
| 4.2.6    | Schwingungsamplitude . . . . .                                 | 70        |
| 4.2.7    | Betriebsfestigkeit . . . . .                                   | 74        |
| 4.2.8    | Fazit . . . . .  | 78        |

|          |   |            |
|----------|---|------------|
| 4.3      | Auswahl der Simulationsarten . . . . .                          | 79         |
| 4.4      | Modellierung des Handhabungssystems . . . . .                   | 81         |
| 4.4.1    | Allgemeines . . . . .   | 81         |
| 4.4.2    | Modellierung der Squeeze-film-Levitation . . . . .              | 81         |
| 4.4.3    | Modellierung der Plattensonotrode . . . . .                     | 88         |
| 4.4.4    | Modellierung des Ultraschallschwingers . . . . .                | 90         |
| 4.4.5    | Modellierung der Stabsonotrode . . . . .                        | 104        |
| 4.4.6    | Modellierung der Schnittstellen und des Gesamtsystems . . . . . | 105        |
| 4.4.7    | Fazit . . . . .   | 108        |
| 4.5      | Fazit . . . . .   | 110        |
| <b>5</b> | <b>Auslegung der Handhabungssysteme</b>                         | <b>111</b> |
| 5.1      | Allgemeines . . . . .   | 111        |
| 5.2      | Klassifizierung der Optimierungsprobleme . . . . .              | 112        |
| 5.3      | Optimierung des Handhabungssystems . . . . .                    | 114        |
| 5.3.1    | Optimierung der Squeeze-film-Levitation . . . . .               | 114        |
| 5.3.2    | Optimierung der Plattensonotrode . . . . .                      | 116        |
| 5.3.3    | Optimierung des Ultraschallschwingers . . . . .                 | 120        |
| 5.3.4    | Optimierung der Stabsonotrode . . . . .                         | 126        |
| 5.3.5    | Optimierung des Gesamtsystems . . . . .                         | 130        |
| 5.4      | Fazit . . . . .   | 131        |
| <b>6</b> | <b>Entwurf einer frequenzflexiblen Regelung</b>                 | <b>133</b> |
| 6.1      | Allgemeines . . . . .   | 133        |
| 6.2      | Regelungsstrategie . . . . .                                    | 134        |
| 6.3      | Aufbau der Regelung . . . . .                                   | 135        |
| 6.3.1    | Schaltende Regelung . . . . .                                   | 135        |
| 6.3.2    | Identifikation von Schwingungsformen . . . . .                  | 137        |
| 6.3.3    | Schwingungsformregler . . . . .                                 | 140        |
| 6.4      | Fazit . . . . .   | 143        |
| <b>7</b> | <b>Technische und wirtschaftliche Bewertung</b>                 | <b>145</b> |
| 7.1      | Allgemeines . . . . .   | 145        |
| 7.2      | Automatisierte Auslegung eines Handhabungssystems . . . . .     | 145        |
| 7.3      | Validierung . . . . .   | 149        |
| 7.4      | Plausibilisierung des Schwingungsformreglers . . . . .          | 153        |
| 7.5      | Wirtschaftlichkeitsbetrachtung . . . . .                        | 156        |

|                  |  |            |
|------------------|--|------------|
| 7.6              | Fazit . . . . .  | 163        |
| <b>8</b>         | <b>Zusammenfassung und Ausblick</b>  | <b>167</b> |
| 8.1              | Zusammenfassung . . . . .  | 167        |
| 8.2              | Ausblick . . . . .   | 169        |
| <b>Literatur</b> |  | <b>173</b> |
| <b>Anhang</b>    |  | <b>201</b> |
| A.1              | Piezotechnische Grundlagen . . . . .   | 201        |
| A.1.1            | Allgemeines . . . . .  | 201        |
| A.1.2            | Der piezoelektrische Effekt . . . . .  | 201        |
| A.1.3            | Piezoelektrische Grundgleichungen . . . . .  | 203        |
| A.1.4            | Konventionen zur räumlichen Bezeichnung des piezo-<br>elektrischen Effekts . . . . . | 206        |
| A.1.5            | Nichtlineare Effekte bei piezoelektrischen Werkstoffen . . . . .                     | 208        |
| A.1.6            | Kenngößen piezoelektrischer Komponenten . . . . .                                    | 210        |
| A.2              | Grundlagen der Regelung . . . . .  | 215        |
| A.2.1            | Phase Locked Loop . . . . .  | 215        |
| A.2.2            | Admittance Locking . . . . .   | 216        |
| A.3              | Synthesierung der Schwingungsformen . . . . .  | 217        |
| A.4              | Werkstoffparameter . . . . .   | 221        |
| A.5              | Notation für piezokeramische Werkstoffkennwerte . . . . .                            | 225        |
| A.6              | Darstellung exemplarischer Simulationsergebnisse . . . . .                           | 229        |
| A.7              | Grundlagen der Optimierung . . . . .   | 231        |
| A.7.1            | Multikriterielle Optimierung . . . . .   | 231        |
| A.7.2            | Simulated Annealing . . . . .  | 232        |
| A.7.3            | Genetische Algorithmen . . . . .   | 233        |
| A.8              | Kostengünstige Sensorik zur Amplitudenmessung . . . . .                              | 237        |
| A.9              | Konstruktionszeichnungen der Referenz-Komponenten . . . . .                          | 243        |

## Abkürzungsverzeichnis

|                        |   |
|------------------------|---|
| <b>ADINA</b>           | FE-Programm der Firma ADINA R&D   |
| <b>ANSYS</b>           | FE-Programm der Firma ANSYS Inc.  |
| <b>aut. US-System</b>  | automatisiert ausgelegtes, ultraschallbasiertes berührungsloses Handhabungssystem |
| <b>CFD</b>             | engl. Computational Fluid Dynamic, numerische Strömungsmechanik                   |
| <b>engl.</b>           | englisch  |
| <b>FCBI</b>            | engl. Flow-Condition-Based-Interpolation  |
| <b>FE</b>              | Finite-Elemente   |
| <b>FEM</b>             | Finite-Elemente-Methode   |
| <b>FFT</b>             | engl. Fast Fourier Transformation, schnelle Fourier-Transformation                |
| <b>FPGA</b>            | engl. Field Programable Gate Array, programmierbare logische Schaltung            |
| <b>FSI</b>             | Fluid-Struktur-Interaktion  |
| <b>GA</b>              | genetischer Algorithmus   |
| <b>konv. US-System</b> | konventionell ausgelegtes, ultraschallbasiertes berührungsloses Handhabungssystem |
| <b>LBT</b>             | engl. Langevin Bolt Transducer, Bauform eines Ultraschallschwingers               |
| <b>MAC</b>             | engl. Modal Assurance Criterion   |
| <b>MATLAB®</b>         | Programmiersprache und interaktive Umgebung der Firma The MathWorks®              |
| <b>O<sup>2-</sup></b>  | Sauerstoff-Ion  |
| <b>PLL</b>             | engl. Phase Locked Loop, Phasenregelschleife                                      |
| <b>PZT</b>             | Blei-Zirkonat-Titanat   |
| <b>RLS</b>             | engl. Recursive-Least-Squares   |
| <b>SA</b>              | engl. Simulated Annealing   |
| <b>Si<sup>2+</sup></b> | Silizium-Ion  |
| <b>StSo</b>            | Stabsonotrode   |

## Abkürzungsverzeichnis

---

|            |  |
|------------|--|
| <b>SWL</b> | Stehwellen-Levitation  |
| <b>SFL</b> | Squeezefilm-Levitation   |
| <b>VCO</b> | engl. Voltage Controlled Oscillator, spannungsgesteuerter Oszillator |

## Formelzeichenverzeichnis

### Griechische Symbole

| Symbol                         | Einheit             | Beschreibung   |
|--------------------------------|---------------------|--|
| $\alpha_r$                     | –                   | Schalleistungs-Reflexionsgrad  |
| $\gamma_r$                     | –                   | Faktor zur Berechnung der Schwingungsform der $r$ -ten Mode                |
| $\gamma_{\text{Schall}}$       | –                   | Verhältnis der isobaren zur isochoren spezifischen Wärmekapazität          |
| $\epsilon$                     | –                   | mechanische Dehnung  |
| $\epsilon_0$                   | A s/V m             | elektrische Feldkonstante  |
| $\epsilon_r$                   | –                   | relative Permittivität   |
| $\epsilon_r$                   | –                   | Matrix der relativen Permittivität   |
| $\kappa$                       | –                   | Isentropenkoeffizient  |
| $\lambda$                      | m                   | Wellenlänge  |
| $\lambda_\infty$               | m                   | Wellenlänge der Biegeschwingung einer unendlichen Platte                   |
| $\lambda_r$                    | –                   | Eigenwert der $r$ -ten Mode  |
| $\mu$                          | m <sup>2</sup> /s   | Viskosität   |
| $\Phi$                         | –                   | Matrix der Eigenvektoren   |
| $\phi_d$                       | F                   | innere Verluste  |
| $\phi_{\text{PLL}}$            | °                   | Phase zwischen Anregungsspannung und Strom bei der Phase Locked Loop (PLL) |
| $\Delta\phi_{\text{PLL}}$      | °                   | Phasenfehler der PLL   |
| $\vec{\phi}_r$                 | 1/kg <sup>0,5</sup> | massennormierter Eigenvektor der $r$ -ten Mode                             |
| $\vec{\phi}_{\text{Ref}}$      | –                   | synthetisierter Referenz-Eigenvektor                                       |
| $\vec{\phi}_{\text{Regelung}}$ | –                   | Schwingungsvektor der Sensoren für die Schwingungsformregelung             |
| $\phi_{\text{Stab,LBT}}$       | –                   | Eigenvektoreintrag am unteren Ende der Stabsonotrode                       |

## Formelzeichenverzeichnis

---

| Symbol                      | Einheit           | Beschreibung  |
|-----------------------------|-------------------|---|
| $\phi_{\text{Stab,Platte}}$ | –                 | Eigenvektoreintrag am oberen Ende der Stabsonotrode                 |
| $\varphi$                   | V                 | elektrisches Potenzial  |
| $\varphi'$                  | V                 | nicht kontaktierte Freiheitsgrade des elektrischen Potentials       |
| $\vec{\varphi}_{E2}$        | V                 | Freiheitsgrade des elektrischen Potentials an der zweiten Elektrode |
| $\vec{\psi}_r$              | –                 | Eigenvektor der $r$ -ten Mode                                       |
| $\rho$                      | kg/m <sup>3</sup> | Dichte  |
| $\sigma$                    | N/m <sup>2</sup>  | mechanische Spannung  |
| $\sigma_A$                  | N/m <sup>2</sup>  | Schwingfestigkeit, ertragbare Spannungsamplitude                    |
| $\sigma_{A^*}$              | N/m <sup>2</sup>  | reduzierte Schwingfestigkeit  |
| $\sigma_D$                  | N/m <sup>2</sup>  | Dauerschwingfestigkeit  |
| $\sigma_{ii}$               | N/m <sup>2</sup>  | Normalspannung in Richtung $i$                                      |
| $\sigma_m$                  | N/m <sup>2</sup>  | Mittelspannung  |
| $\sigma_R$                  | N/m <sup>2</sup>  | Zugfestigkeit   |
| $\sigma_{\text{SFL}}$       | –                 | Squeeze-Zahl  |
| $\sigma_{vM}$               | N/m <sup>2</sup>  | von-Mises-Vergleichsspannung  |
| $\sigma_{vM,max}$           | N/m <sup>2</sup>  | maximale lokale von-Mises-Vergleichsspannung                        |
| $\sigma_W$                  | N/m <sup>2</sup>  | Wechselfestigkeit   |
| $\sigma_{W^*}$              | N/m <sup>2</sup>  | reduzierte Wechselfestigkeit  |
| $\sigma_Y$                  | N/m <sup>2</sup>  | Streckgrenze  |
| $\Theta$                    | K                 | Temperatur  |
| $\Delta\Theta$              | K                 | Temperaturgradient  |
| $\Theta_0$                  | K                 | Umgebungstemperatur   |
| $\xi_{\text{LBT}}$          | m                 | Schwingungsamplitude des Ultraschallschwingers                      |
| $\xi_{\text{Platte}}$       | m                 | Schwingungsamplitude der Plattensonotrode                           |
| $\xi_{\text{Schall}}$       | m                 | Schwingungsamplitude einer Schallquelle                             |
| $\xi_{\text{SFL}}$          | m                 | geforderte Schwingungsamplitude der Plattensonotrode                |
| $\zeta_r$                   | N s/m             | viskoser Dämpfungsfaktor der $r$ -ten Mode                          |
| $\omega$                    | rad/s             | Anregungskreisfrequenz  |
| $\omega_r$                  | rad/s             | Eigenkreisfrequenz der $r$ -ten Mode                                |

Lateinische Symbole

| Symbol                    | Einheit | Beschreibung  |
|---------------------------|---------|---|
| $A_{Wstk}$                | $m^2$   | Handhandbungsfläche des Werkstücks  |
| $A_{Piezo}$               | $m^2$   | Fläche der Piezokeramik   |
| $c$                       | $N/m^2$ | Elastizitätsmodul   |
| $C$                       | $Ns/m$  | Dämpfungsmatrix   |
| $C_0$                     | F       | statische Kapazität der Piezokeramik  |
| $C_d$                     | F       | gedämpfte Kapazität der Piezokeramik  |
| $C_{el}$                  | F       | Kapazität   |
| $C_m$                     | F       | Ersatzkapazität   |
| $c_{Schall}$              | $m/s$   | Schallgeschwindigkeit   |
| $d$                       | $m/V$   | piezoelektrischer Ladungskoeffizient  |
| $d$                       | $m/V$   | Matrix der piezoelektrischen Ladungskoeffizienten   |
| $D$                       | $C/m^2$ | dielektrische Verschiebung oder elektrische Flussdichte   |
| $d(\epsilon)$             | $m/V$   | dehnungsabhängiger piezoelektrischer Ladungskoeffizient   |
| $d_{mech}$                | $Ns/m$  | Dämpfung  |
| $d_{Piezo}$               | m       | Dicke der Piezokeramik  |
| $e$                       | $Vm/N$  | piezoelektrischer Spannungskoeffizient  |
| $e$                       | $Vm/N$  | Matrix der piezoelektrischen Spannungskoeffizienten   |
| $E$                       | $V/m$   | elektrische Feldstärke  |
| $E_O$                     | J       | Energie   |
| $f$                       | Hz      | Schwingungsfrequenz   |
| $F$                       | N       | Kraft   |
| $\vec{F}$                 | N       | Last- bzw. Erregungsvektor  |
| $f_{a,el}$                | Hz      | elektrische Antiresonanzfrequenz  |
| $f_{Form}$                | Hz      | Ausgangsfrequenz des Schwingungsformreglers   |
| $F_{GA}(\vec{X})$         | –       | Fitnessfunktion für genetische Algorithmen  |
| $\vec{F}_{GA}(\vec{X})$   | –       | Vektor der Fitnessfunktionen für multikriterielle genetische Algorithmen                        |
| $F_{GA}^*(\vec{X})$       | –       | gewichtete Fitnessfunktion für genetische Algorithmen, angepasst für MATLAB®                    |
| $\vec{F}_{GA}^*(\vec{X})$ | –       | Vektor der Fitnessfunktionen für multikriterielle genetische Algorithmen, angepasst für MATLAB® |
| $F_{G,Wstk}$              | N       | Gewichtskraft des Werkstücks  |

## Formelzeichenverzeichnis

---

| Symbol                | Einheit          | Beschreibung  |
|-----------------------|------------------|---|
| $f_m$                 | Hz               | Frequenz maximaler Admittanz                                    |
| $f_n$                 | Hz               | Frequenz minimaler Admittanz                                    |
| $f_{out}$             | Hz               | Anregungsfrequenz   |
| $f_p$                 | Hz               | Parallelresonanzfrequenz  |
| $f_r$                 | Hz               | Eigenfrequenz der $r$ -ten Mode                                 |
| $f_{r,el}$            | Hz               | elektrische Resonanzfrequenz                                    |
| $f_s$                 | Hz               | Serienresonanzfrequenz, mechanische Resonanzfrequenz            |
| $\Delta f_{s,3dB}$    | Hz               | Frequenzintervall mit 3 dB um die Serienresonanzfrequenz        |
| $f_{SFL}$             | m                | geforderte Schwingungsfrequenz der Plattensonotrode             |
| $F_{SFL}$             | N                | Tragkraft des Spalts  |
| $f_{\xi}$             | Hz               | Ausgangsfrequenz des Amplitudenreglers                          |
| $g$                   | N/V m            | piezoelektrischer Koeffizient                                   |
| $g_{Tol}(\vec{X})$    | –                | Ungleichheits-Nebenbedingung der Störungstoleranz               |
| $g_{\sigma}(\vec{X})$ | N                | Ungleichheits-Nebenbedingung der Betriebsfestigkeit             |
| $g_{\xi}(\vec{X})$    | –                | Ungleichheits-Nebenbedingung der Schwingungsamplitude           |
| $h$                   | N/C              | piezoelektrischer Koeffizient                                   |
| $\Delta h_{Lage}$     | m                | Lagetoleranz der Plattensonotrode                               |
| $h_{min}$             | m                | minimal erforderliche Spalthöhe                                 |
| $\Delta h_{Platte}$   | m                | Formtoleranz der Plattensonotrode                               |
| $h_{SFL}$             | m                | mittlere Spalthöhe  |
| $\Delta h_{SFL}$      | m                | maximal erwartete lokale Abweichung von der mittleren Spalthöhe |
| $\Delta h_{Wstck}$    | m                | Formtoleranz des Werkstücks                                     |
| $i$                   | –                | Index   |
| $I$                   | W/m <sup>2</sup> | Schallintensität  |
| $i_{el}$              | A                | Stromstärke   |
| $I_{out}$             | A                | Anregungsstromstärke  |
| $j$                   | –                | Index   |
| $k$                   | N/m              | Federsteifigkeit  |
| <b>K</b>              | N/m              | Steifigkeitsmatrix  |
| $k_B$                 | J/K              | Boltzmannkonstante  |

| Symbol                        | Einheit          | Beschreibung  |
|-------------------------------|------------------|---|
| $k_{\text{eff}}$              | –                | effektiver Kopplungsfaktor                                  |
| $k_{ij}$                      | –                | piezoelektrischer Kopplungsfaktor der Richtungen ij         |
| $\mathbf{K}_{\varphi\varphi}$ | –                | dielektrische Einträge der Steifigkeitsmatrix               |
| $\mathbf{K}_{u\varphi}$       | –                | piezoelektrische Einträge der Steifigkeitsmatrix            |
| $\mathbf{K}_{uu}$             | –                | Einträge der Verschiebung in der Steifigkeitsmatrix         |
| $l_{\text{Balken}}$           | m                | Länge des Balkens   |
| $L_{\text{el}}$               | H                | Induktivität  |
| $L_{\text{m}}$                | H                | Ersatzinduktivität  |
| $l_s$                         | m <sup>3</sup>   | Luftvolumen unter Standardbedingungen                       |
| $m$                           | kg               | Masse   |
| $\mathbf{M}$                  | kg               | Massenmatrix  |
| $\mathbf{M}_{uu}$             | kg               | Einträge der Verschiebung in der Massenmatrix               |
| $n$                           | –                | Anzahl  |
| $N_{\sigma}$                  | –                | Anzahl der Lastspiele                                       |
| $O(\vec{X})$                  | –                | Zielfunktion  |
| $O_f(\vec{X})$                | N                | Zielfunktion der Resonanzfrequenz                           |
| $O_f^*(\vec{X})$              | N                | Zielfunktion der Resonanzfrequenz mit Penalty-Funktion      |
| $O_F(\vec{X})$                | N                | Zielfunktion des Kräftegleichgewichts                       |
| $O_{\text{Form}}(\vec{X})$    | N                | Zielfunktion der Schwingungsform                            |
| $O_{\text{Form}}^*(\vec{X})$  | N                | Zielfunktion der Schwingungsform mit Penalty-Funktion       |
| $O_{\text{min}}$              | –                | Zielfunktion eines Minimierungsproblems                     |
| $O_{\text{SA}}(\vec{X})$      | –                | gewichtete Zielfunktion des Simulated Annealing             |
| $O_{\sigma}(\vec{X})$         | N                | Zielfunktion der Betriebsfestigkeit                         |
| $O_{\text{Tol}}(\vec{X})$     | N                | Zielfunktion der Störungstoleranz                           |
| $O_w(\vec{X})$                | –                | gewichtete Zielfunktion                                     |
| $O_{\xi}(\vec{X})$            | N                | Zielfunktion der Schwingungsamplitude                       |
| $p$                           | N/m <sup>2</sup> | Druck   |
| $P$                           | –                | Wahrscheinlichkeit  |
| $p_0$                         | N/m <sup>2</sup> | Umgebungsdruck  |
| $p(t)_{x,y}$                  | N/m <sup>2</sup> | zeitlich veränderlicher lokaler Druck an der Position (x,y) |
| $p_{\text{m}}$                | N/m <sup>2</sup> | mittlerer Druck   |
| $p_{\text{Schall}}$           | N/m <sup>2</sup> | Schalldruck   |

## Formelzeichenverzeichnis

---

| Symbol                    | Einheit           | Beschreibung   |
|---------------------------|-------------------|--|
| $\bar{p}_{\text{Schall}}$ | N/m               | Schallstrahlungsdruck  |
| $Q_{\text{el}}$           | C                 | elektrische Ladung   |
| $Q_m$                     | –                 | mechanischer Gütefaktor der Resonanz   |
| $r$                       | –                 | mit der Frequenz fortlaufende Nummer der Eigenmode                             |
| $R_{\text{el}}$           | $\Omega$          | elektrischer Widerstand  |
| $R_m$                     | $\Omega$          | Ersatzwiderstand   |
| $R_m$                     | N/m <sup>2</sup>  | Zugfestigkeit  |
| $R_{\text{SFL}}$          | –                 | Maßzahl der Robustheit der Squeezefilm-Levitation (SFL) nach KIRCHMEIER (2015) |
| $r_{\text{Spalt}}$        | m                 | Radius des Spalts  |
| $s$                       | m <sup>2</sup> /N | Elastizitätskoeffizient  |
| $\mathbf{s}$              | m <sup>2</sup> /N | Matrix der Elastizitätskoeffizienten   |
| $S$                       | –                 | mechanische Dehnung nach ANSI/IEEE 176-1987                                    |
| $S_\sigma$                | –                 | Sicherheitsfaktor der Betriebsfestigkeit                                       |
| $t$                       | s                 | Zeit   |
| $T$                       | s                 | Periodendauer einer Schwingung   |
| $T$                       | N/m <sup>2</sup>  | mechanische Spannung nach ANSI/IEEE 176-1987                                   |
| $\vec{u}$                 | m                 | nodaler Verschiebungsvektor  |
| $u_{\text{el}}$           | V                 | elektrische Spannung   |
| $U_{\text{out}}$          | V                 | Anregungsspannung  |
| $U_{\text{VCO}}$          | V                 | Steuerspannung des spannungsgesteuerten Oszillators (VCO)                      |
| $\vec{v}$                 | m oder V          | Vektor der modalen Freiheitsgrade  |
| $v_{\text{Schall}}$       | m/s               | Schallschnelle   |
| $V_{\text{Spalt}}$        | m <sup>3</sup>    | Volumen  |
| $v_x, v_y, v_z$           | m/s               | Strömungsgeschwindigkeit in den Raumrichtungen x, y und z                      |
| $w$                       | –                 | Gewichtungsfaktor  |
| $W(x, y)$                 | –                 | Funktion der Plattenbiegung mit den Plattenrichtungen x und y                  |
| $x, y, z$                 | m                 | Dimensionen des kartesischen Raums   |
| $\vec{X}$                 | –                 | Designvektor   |
| $X(x), Y(y)$              | –                 | Biegelinie eines Balkens in den Raumrichtungen x bzw. y                        |

| Symbol           | Einheit    | Beschreibung   |
|------------------|------------|--|
| $\vec{X}_{LBT}$  | –          | Designvektor des Ultraschallschwingers                                   |
| $\vec{X}_{StSo}$ | –          | Designvektor der Stabsonotrode   |
| $Y_{el}$         | $1/\Omega$ | elektrische (Eingangs-)Admittanz, Leitwert                               |
| $Y_m$            | $\Omega$   | mechanische (Eingangs-)Admittanz, Kernadmittanz,<br>„motional“ Admittanz |
| $Z_{ak}$         | $Ns/m^3$   | akustische Impedanz  |
| $Z_{el}$         | $\Omega$   | elektrische (Eingangs-)Impedanz  |

### Mathematische Symbole

| Symbol    | Einheit | Beschreibung              |
|-----------|---------|---------------------------|
| $\vec{0}$ | –       | Nullvektor                |
| $e$       | –       | eulersche Zahl: 2,7182... |
| $j$       | –       | imaginäre Zahl            |



# 1 Einleitung

## 1.1 Ausgangssituation

*„Der Fortschritt geschieht heute so schnell, dass, während jemand eine Sache für gänzlich undurchführbar erklärt, er von einem anderen unterbrochen wird, der sie schon realisiert hat.“*

*Albert Einstein*

In unseren Alltag finden stetig neue, zunehmend komplexere Produkte Einzug: von der jährlichen Weiterentwicklung bei Smartphones, über die Home-Automation bis hin zu Fahrer-Assistenzsystemen, welche in absehbarer Zeit autonomes Fahren ermöglichen werden. Dieser Fortschritt ist nicht zuletzt wegen den kontinuierlichen Verbesserungen in der Produktionstechnik möglich. Bei zahlreichen bruch- und berührungsempfindlichen Bauteilen, wie etwa Wafern<sup>1</sup>, Solarzellen, Flat-Panels, dünnen Glasplatten und Verpackungen von Nahrungsmitteln oder Medikamenten, stellt auch die Handhabungstechnik aktuell eine technische Grenze für die Weiterentwicklung dar. Bevor sich die vorliegende Arbeit mit einer möglichen Lösung für die derzeitigen Herausforderungen bei der Handhabung beschäftigt, sollen diese im Folgenden am Beispiel der Halbleiterindustrie kurz veranschaulicht werden.

Eine der bekanntesten Gesetzmäßigkeiten der Computerindustrie ist das Moore'sche Gesetz. MOORE (1965) stellte fest, dass sich die Anzahl der Transistoren auf integrierten Schaltkreisen über die vergangenen Jahre jährlich verdoppelt hatte und prognostizierte, dass dieses Wachstum über die kommenden zehn Jahre anhalten würde. In einem zweiten Artikel veränderte MOORE (1975) seine Prognose und sprach von einer Verdoppelung der Komplexität alle zwei Jahre.

---

<sup>1</sup>Als Wafer werden dünne Scheiben Silizium bezeichnet, welche zur Fertigung von Halbleiterbauteilen verwendet werden.

# 1 Einleitung

---

Diese Gesetzmäßigkeit ist bis heute, gut 40 Jahre nach ihrer Postulierung, in Näherung gültig.

Während in den Anfängen der Halbleiterindustrie die Größe der Chips jährlich anstieg, stagniert diese seit Ende der 1990er Jahre (MACK 2011). Um die kontinuierliche Steigerung der Transistoranzahl dennoch fortführen zu können, ist eine Miniaturisierung erforderlich. Während die Strukturbreite<sup>2</sup> im Jahr 1961 noch 25  $\mu\text{m}$  betrug, war sie 1985 bereits auf 1  $\mu\text{m}$  geschrumpft und wird im Jahr 2020 nach Schätzungen auf 14 nm fallen (LEE 2009; MOORE 1975). Mit dieser fortschreitenden Miniaturisierung nimmt die Komplexität der eingesetzten Prozesse zu, was zu einer Steigerung der Investitionskosten führt (HSU 2004).

Um dennoch wirtschaftlich produzieren zu können, muss die Produktivität erhöht werden. Bei gleichbleibender Auslastung der Fabrik ist dies entweder durch eine Verkürzung der Taktzeit eines Loses (SWE et al. 2006) oder die Vergrößerung der Lose möglich. Seit dem Jahr 1960 wird deshalb aus wirtschaftlichen Gründen in regelmäßigen Abständen der Durchmesser der verwendeten Wafer erhöht (EDWARDS 2012), was in einer größeren Anzahl an Chips pro Wafer und somit größeren Losen resultiert. Da die Miniaturisierung der Strukturen nach dem Moore'schen Gesetz spätestens im Jahr 2036 an physikalische Grenzen stoßen wird (POWELL 2008), muss sich der technologische Fortschritt bezüglich der Miniaturisierung verlangsamen. Die somit entstehenden Mehrkosten bei einer weiteren zweijährigen Verdoppelung der Transistoren lassen sich nach Einschätzung von CHIEN et al. (2007) aktuell nur durch den anstehenden Wechsel von Wafern mit einem Durchmesser von derzeit 300 mm auf 450 mm effektiv kompensieren.

Trotz der gleichzeitigen Erhöhung der Waferdicke nehmen die mechanischen Belastungen während der Verarbeitung signifikant zu. Bei thermischen Prozessen steigen die Spannungen an den Lagerpunkten um bis zu 50 % an und eine verschiebungsfreie Lagerung ist nur bis 900 °C anstatt derzeit bis 950 °C bei 300-mm-Wafern möglich (FISCHER & KISSINGER 2007). Aber auch für die Handhabung bei Raumtemperatur steigen die Herausforderungen, da beispielsweise bei einer umfänglichen Lagerung die Durchbiegung der 450-mm-Wafer aufgrund der Gravitation um den Faktor 5 im Vergleich zu 300-mm-Wafern

---

<sup>2</sup>Nach WÜST (2003, S. 26) bezeichnet die Strukturbreite die kleinste fertigmögliche Breite auf einem Wafer, beispielsweise die einer Leiterbahn.

ansteigt (GOLDSTEIN & WATANABE 2008).

Hinzu kommt ein Trend aus der Fertigung dreidimensionaler elektrischer Schaltkreise, bei dem mehrere möglichst dünne Chips mit Dicken von 100 µm und weniger gestapelt und verbunden werden. Die hierzu verwendeten dünnen Wafer sind für die bestehenden Handhabungsprozesse zu fragil, weshalb diese temporär auf Trägerwafer gebondet werden müssen (PARGFRIEDER et al. 2008). Nach OLSON et al. (2013) besteht für dünne Wafer nach wie vor Entwicklungsbedarf für bessere Handhabungslösungen.

Des Weiteren resultieren die größeren Abmessungen der einzelnen Wafer in einer Ausdehnung des Fabriklayouts, was zu längeren Transportstrecken und -zeiten in der Fertigung führt (HENNESSY 2012). Dies bedingt nach WAGNER et al. (2012) eine erhöhte Wahrscheinlichkeit von Beschädigungen und Verunreinigungen während des Transports. Wie HOLFELDER et al. (2013) ausführen, ist die beschädigungs- und kontaminationsfreie Handhabung jedoch eine unabdingbare Voraussetzung für eine erfolgreiche Prozessüberwachung.

Zusammenfassend werden die Anforderungen an die Handhabung in der Halbleiterindustrie auch in Zukunft weiter ansteigen. Insbesondere die Empfindlichkeit von künftigen Generationen an Wafern gegenüber Kontamination und mechanischer Beschädigung während der Fertigung erfordert schonendere Handhabungslösungen.

## 1.2 Motivation

Um eine geeignete Lösung für diese Herausforderungen entwickeln zu können, muss zunächst noch der Begriff der Handhabung klar eingegrenzt werden. Nach VDI 2860 ist Handhaben als „das Schaffen, definierte Verändern oder vorübergehende Aufrechterhalten einer vorgegebenen räumlichen Anordnung von geometrisch bestimmten Körpern“ definiert. Ferner gilt die Handhabung neben dem Fördern und Lagern als eine Teilfunktion des Materialflusses. Die Handhabung selbst lässt sich ebenfalls in Teilfunktionen und weiter in Elementarfunktionen unterteilen (VDI 2860). Während die Funktionen der Handhabung geräteneutral sind, können den Handhabungsgeräten und -systemen exakte Funktionen zugeordnet werden (HESSE 2013, S. 89). Zur Realisierung der

# 1 Einleitung

---

Elementarfunktionen und der daraus zusammengesetzten Funktionen stehen jeweils unterschiedliche Prinzipien und Technologien zur Verfügung.

Aus den am Beispiel der Halbleiterindustrie zuvor aufgezeigten, vielfältigen Anforderungen lassen sich konkrete Zielsetzungen für eine geeignete Handhabungstechnologie ableiten. Um immer größere und dünnere Wafer transportieren zu können, ohne Brüche aufgrund der Durchbiegung zu riskieren, müssen diese auf ihrer gesamten Fläche unterstützt werden. Ferner muss der Kontakt zwischen dem Handhabungswerkzeug und dem Wafer vermieden werden, um das Risiko der Kontamination und die Gefahr von Kratzern bei Relativbewegungen zwischen Werkstück und Handhabungswerkzeug zu minimieren. Aus diesen beiden Vorgaben resultiert direkt die Eingrenzung auf berührungslose Handhabungstechnologien. Bei einem umfassenden Vergleich verschiedener solcher Technologien nennt ZIMMERMANN (2011) für ultraschallbasierte Verfahren als wesentliche Einschränkung den Einsatz in atmosphärischen Prozessen.

Da die Produktion von Wafern nicht unter Vakuum stattfindet, eignen sich demnach insbesondere die ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungsverfahren, wobei für Bauteile mit vergleichbaren Abmessungen vorwiegend der Effekt der Squeeze-film-Levitation (SFL) Einsatz findet. Hierbei werden nur sehr geringe laterale Kräfte<sup>3</sup> übertragen, weshalb zusätzlich minimaltaktile Einrichtungen zur Positionierung und Orientierung erforderlich sind. Für die Handhabung in der Mikromontage kamen VANDAELE et al. (2005) nach einem umfassenden Vergleich unterschiedlicher Verfahren zu dem Schluss, dass die ultraschallbasierte Handhabung das größte Potenzial bezüglich der vielfältigen Anforderungen besitzt. Durch die Kombination der SFL mit Unterdruckgreifern ist auch das Greifen von oben<sup>4</sup> in der Mikrosystemtechnik möglich (HEINZ 2012).

Bereits seit 1998 (UEHA et al. 1998) wird die SFL im Kontext der Produktionstechnik in der Wissenschaft betrachtet. Insbesondere die Effekte im Spalt

---

<sup>3</sup>Die SFL eignet sich aus diesem Grund lediglich zum *Halten*, dem Aufrechterhalten der räumlichen Anordnung zwischen Handhabungsobjekt und -system. Die anderen Elementarfunktionen der Handhabung nach VDI 2860 (u. a. *Drehen* und *Verschieben*) müssen durch ergänzende Technologien realisiert werden. Diese können unabhängig von dem Handhabungssystem gewählt werden und sind deshalb nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit.

<sup>4</sup>Diese Abwandlung der ultraschallbasierten berührungslosen Handhabung wird in der vorliegenden Arbeit nicht berücksichtigt. Hierzu wäre eine Erweiterung der Modelle zur Berechnung der Squeeze-film-Levitation erforderlich.

wurden in den vergangenen Jahrzehnten detailliert untersucht, modelliert und verstanden. Dennoch konnte sich diese Technologie in der Industrie bisher nicht durchsetzen.

### 1.3 Zielsetzung

Um die ultraschallbasierte berührungslose Handhabungstechnik mittels SFL in der industriellen Praxis etablieren zu können, bedarf es einer Vertrauenssteigerung bei den Anwendern. Hierzu dient einerseits eine Erläuterung der komplexen Zusammenhänge der verschiedenen System- und Technologiekenngößen und andererseits eine nachvollziehbare, mit reduziertem Hintergrundwissen durch die jeweiligen Unternehmen selbst anwendbare Auslegungsmethode.

Ziel dieser Arbeit ist eine prozesszentrierte Methode zur automatisierten Auslegung ultraschallbasierter berührungsloser Handhabungssysteme. Mithilfe einer durchgängigen Beschreibung aller enthaltenen Teilschritte soll sie dazu beitragen, die technischen und wirtschaftlichen Potenziale der ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungssysteme mittels SFL auszuschöpfen.

Maßgebliche Ansprüche an die zu entwickelnde Methode sind deren Durchgängigkeit, die Flexibilität bezüglich der Handhabungsaufgabe und eine quantitative Bewertung der jeweiligen Systemgüte. Zudem soll eine Reduktion des erforderlichen Expertenwissens sowie eine Beschleunigung des Auslegungsprozesses gegenüber dem derzeitigen, empirischen Vorgehen erreicht werden.

### 1.4 Aufbau der Arbeit

Die im Rahmen dieser Arbeit behandelten Inhalte haben ihre Ursprünge in zahlreichen ingenieurwissenschaftlichen Teildisziplinen. Um die Nachvollziehbarkeit der Ergebnisse für einen möglichst großen Kreis an Lesern zu gewährleisten, wurden in die Arbeit teilweise Zusammenfassungen von Grundlagen aufgenommen, anstatt nur auf die einschlägigen Quellen zu verweisen. Zur Verbesserung des Leseflusses befinden sich diese Grundlagen je nach Umfang in den einzelnen Abschnitten der Arbeit, in welchen sie zuerst relevant werden, beziehungsweise im Anhang.

## 1 Einleitung

---

Im Anschluss an diese Einleitung finden sich in Kapitel 2 (*Stand der Forschung*) zunächst Erläuterungen zur Funktionsweise der ultraschallbasierten berührungslosen Handhabung. Aufbauend auf diesen wird der Stand der Forschung in die Modellierung und Auslegung der einzelnen Komponenten, allgemeiner Ultraschallsysteme und Systemen zur SFL im Besonderen gegliedert. Auch die Regelung von Ultraschallsystemen wird adressiert.

Auf Basis der im Stand der Forschung identifizierten Defizite werden in Kapitel 3 (*Auslegungsmethode*) Anforderungen an die zu entwickelnde Methode formuliert. Aus einem formalen Systemmodell, wird die allgemeingültige Auslegungsmethode systematisch abgeleitet.

In Kapitel 4 (*Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle*) werden zunächst die Zielfunktionen dargelegt. Diese sind erforderlich, um die Simulationsarten auswählen zu können. Anschließend werden die Referenzmodelle für die einzelnen Auslegungsschritte detailliert vorgestellt. Besonderes Augenmerk wird auf die Erläuterung der getroffenen Modellannahmen gelegt.

Anhand dieser Modelle wird in Kapitel 5 (*Auslegung der Handhabungssysteme*) auf die Auslegung der einzelnen Komponenten eingegangen. Während für die Fluidsimulation der SFL aufgrund des hohen Rechenaufwands keine zwingende Automatisierung vorgesehen wird, werden für die restlichen Komponenten unterschiedliche Optimierungsalgorithmen verglichen und eine Empfehlung ausgesprochen.

Kapitel 6 (*Entwurf einer frequenzflexiblen Regelung*) beschäftigt sich als letztes Hauptkapitel mit der frequenzflexiblen Regelung. Um die Funktionsweise der Regelung für alle automatisiert ausgelegten Handhabungssysteme sicher zu stellen, wird hierzu das neuartige Konzept eines Schwingungsform-Reglers eingeführt.

In Kapitel 7 (*Technische und wirtschaftliche Bewertung*) wird ein ultraschallbasiertes berührungsloses Handhabungssystem ausgelegt und validiert sowie die Funktionsfähigkeit der neuen Regelungsstrategie plausibilisiert. Zudem erfolgt eine Betrachtung des wirtschaftlichen Nutzens der entwickelten Auslegungsmethode. Abschließend werden in Kapitel 8 (*Zusammenfassung und Ausblick*) die wesentlichen Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst und ein Ausblick auf den weiterführenden Forschungsbedarf gegeben.

## 2 Stand der Forschung

### 2.1 Allgemeines

Der Begriff „Ultraschall“ umfasst alle akustischen Erscheinungen mit einer Frequenz oberhalb des menschlichen Hörvermögens (MÖSER 2012). Der im Rahmen dieser Arbeit relevante Teilbereich des Ultraschalls wird häufig als Leistungsultraschall bezeichnet und beginnt ab einer Schallintensität von  $I > 0,01 \text{ W/cm}^2$  (GALLEGO-JUAREZ et al. 1978). Leistungsultraschall wird in der Regel eingesetzt, um zu unterschiedlichen Zwecken Energie in Materialien einzubringen. Zu den Anwendungsgebieten zählen dabei unter anderem die Ultraschallreinigung, das Ultraschallzerstäuben, das Ultraschallschweißen und -löten, die spanende Ultraschallmaterialbearbeitung und die medizintechnischen Therapieverfahren (LERCH et al. 2008; LITTMANN 2003).

Für die Auslegung ultraschallbasierter berührungsloser Handhabungssysteme ist Wissen aus zahlreichen Teilbereichen der Ingenieurwissenschaften erforderlich. Im Rahmen dieses Kapitels werden aus diesen Disziplinen der für die spätere Auslegung relevante, aktuelle Stand der Forschung dargelegt. Zunächst wird in Abschnitt 2.2 kurz in die ultraschallbasierte berührungslose Handhabung eingeführt, wobei grundsätzlich zwischen den Prinzipien der Stehwellen-Levitation (SWL) und der SFL unterschieden werden muss (REINHART et al. 2011). Anschließend wird in Abschnitt 2.3 die Systemtechnik vorgestellt. In den folgenden Abschnitten wird auf die Modellierung (2.4) und Auslegung (2.5) der einzelnen Komponenten eingegangen. Nach der Vorstellung bestehender Regelungsstrategien für Ultraschallsysteme (Abschnitt 2.6) werden abschließend die Defizite des Stands der Forschung zusammengefasst (Abschnitt 2.7). Für die Grundlagen der Piezotechnik wird auf die umfangreiche Grundlagenliteratur verwiesen, welche mit Fokus auf diese Arbeit im Anhang (Abschnitt A.1) zusammengefasst ist.

### 2.2 Ultraschall-Levitation

#### 2.2.1 Stehwellen-Levitation

Wie der Name der Stehwellen-Levitation (SWL) besagt, basiert das erste Prinzip der ultraschallbasierten berührungslosen Handhabung auf der Ausbildung akustischer Stehwellen in einem kompressiblen Medium. Aufgrund des wechselnden Schalldrucks zwischen Schwingungsknoten (Druckmaxima) und Schwingungsbäuchen (Druckminima) existieren an den Schwingungsbäuchen Bereiche minimaler potenzieller Energie, in welchen eingebrachte Proben und Werkstücke räumlich fixiert werden (WANG 1979). Die Handhabung ist somit von den Eigenschaften der stehenden Welle, wie beispielsweise der Wellenlänge und dem maximalen Schalldruck, abhängig und deshalb vorwiegend auf kleine und leichte Werkstücke mit Dimensionen von wenigen Mikrometern bis einigen Millimetern beschränkt (WHYMARK 1975).

Die Grundlage der SWL bilden nichtlineare akustische Effekte. Bereits KING (1934) leitete aus der akustischen Schallstrahlung analytisch die Levitation inkompressibler sphärischer Körper in stehenden Wellen her, welche von YOSIOKA & KAWASIMA (1955) für kompressible Kugeln erweitert wurde. Erste Anwendungen in der Praxis erfuhr die SWL durch HANSON et al. (1964) für flüssige Tropfen. Später setzten WANG et al. (1974) die SWL zur Handhabung geschmolzener Proben in der Schwerelosigkeit ein. Bei einem Versuch mit einer dünnen, leichten Platte zeigte WHYMARK (1975), dass das handzuhabende Werkstück selbst den zur Erzeugung einer stehenden Welle erforderlichen Reflektor ersetzen und in einem Vielfachen der halben Wellenlänge schweben kann. Die SWL wird überwiegend in Experimenten zur Untersuchung von Proben unter verschiedenen Umgebungsbedingungen eingesetzt. Eine umfangreiche Analyse möglicher Einsatzgebiete führte LIERKE (1996) durch.

#### 2.2.2 Squeezefilm-Levitation

Im Gegensatz zur SWL steht die Squeezefilm-Levitation (SFL), bei welcher der Abstand zwischen dem Handhabungswerkzeug und dem Werkstück nur

wenige Mikrometer bis einige zehntel Millimeter beträgt (KOYAMA et al. 2007). Hierbei können sowohl große Werkstücke mit einer Fläche von über einem Quadratmeter als auch schwere Werkstücke mit Flächenlasten von mehreren tausend Kilogramm pro Quadratmeter getragen werden können (UEHA et al. 1998). Aufgrund der signifikant größeren realisierbaren Kräfte (SCHILP 2007) gegenüber der SWL ist die SFL neben der Handhabung zudem für andere Anwendungen geeignet, wie etwa berührungslose Linearführungen (IDE et al. 2007; KOYAMA et al. 2007) oder Spindellager für Werkzeugmaschinen (ZHAO 2010; ZHAO et al. 2013).

Einige Autoren (HASHIMOTO et al. 1996; KOYAMA et al. 2007) führen die SFL analog zur SWL auf den Schallstrahlungsdruck<sup>5</sup>  $\bar{p}_{\text{Schall}}$  zurück, welcher nach KOYAMA et al. (2007) wie folgt berechnet werden kann:

$$\bar{p}_{\text{Schall}} = \frac{1 + \gamma_{\text{Schall}}}{4} \rho c_{\text{Schall}}^2 \frac{\xi_{\text{Schall}}^2}{h_{\text{SFL}}^2} \quad (2.1)$$

Dabei stehen  $\gamma_{\text{Schall}}$  für das Verhältnis der isobaren zur isochoren spezifischen Wärmekapazität,  $\rho$  für die Dichte,  $c_{\text{Schall}}$  für die Schallgeschwindigkeit im Spalt,  $\xi_{\text{Schall}}$  für die Schwingungsamplitude der Schallquelle und  $h_{\text{SFL}}$  für die mittlere Spalthöhe. Zwar hat das Annähern des Werkstücks an die Schallquelle ( $h_{\text{SFL}} \rightarrow 0$ ) in Gleichung 2.1 einen starken Anstieg des Schalldrucks ( $p_{\text{Schall}} \rightarrow \infty$ ) zur Folge, die zugrundeliegende Annahme der Wellencharakteristik des Schalls ist bei der geringen Abmessung des Spalts allerdings in Frage zu stellen (HÖPPNER 2002).

Aus diesem Grund wird die SFL meist durch fluiddynamische Effekte begründet (WIESENDANGER 2001; HÖPPNER 2002; HLADKY-HENNION et al. 2002; MINIKES & BUCHER 2003a; ZHAO 2010; HEINZ 2012). Unter den Annahmen, dass die Höhe des Spalts deutlich kleiner als die übrigen Abmessungen und die Schwingungsfrequenz hoch genug ist, kann nach HLADKY-HENNION et al. (2002) der Gasaustausch mit der Umgebung vernachlässigt werden. Für ein ideales Gas im Spalt gilt somit:

$$pV_{\text{Spalt}}^{\kappa} = \text{konstant}$$

<sup>5</sup>Der Schallstrahlungsdruck ist die zeitlich gemittelte Druckdifferenz zu dem Normaldruck des Mediums, welcher auf eine Fläche wirkt.

## 2 Stand der Forschung

Dabei ist  $p$  der Druck,  $V_{\text{Spalt}}$  das Volumen des Spalts und  $\kappa$  der Isentropenkoeffizient. Für eine harmonische Schwingung folgt nach Einsetzen der zeitlichen Variation des Spaltvolumens und Mittelung des Druckverlaufs über eine Schwingungsperiode ein mittlerer Druck  $p_m$ , welcher über dem Umgebungsdruck  $p_0$  liegt (HÖPPNER 2002; HLADKY-HENNION et al. 2002). Eine gute Veranschaulichung dieses nichtlinearen Effekts ergibt sich aus dem nach WIESENDANGER (2001) erweiterten p-V-Diagramm für adiabate Kompression in Abbildung 1.

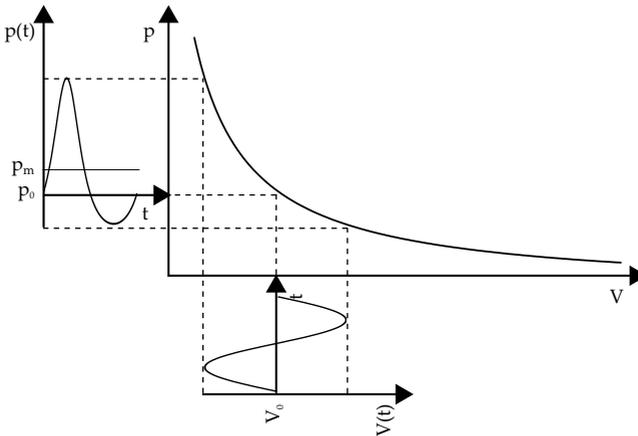


Abbildung 1: p-V-Diagramm zur Veranschaulichung des nichtlinearen Zusammenhangs zwischen Volumen und Druck aufgrund adiabater Kompression im Spalt bei der SFL nach WIESENDANGER (2001)

Die von WIESENDANGER (2001) getroffene Annahme der adiabaten Kompression ist bei der SFL nicht exakt gültig. Während HLADKY-HENNION et al. (2002) einen nicht genauer spezifizierten Isentropenkoeffizient zwischen der adiabaten ( $\kappa = 1,4$ ) und isothermen Kompression ( $\kappa = 1,0$ ) vorschlugen, ermittelten MINIKES & BUCHER (2006) eine Temperaturschwankung von ca. 5 % und schlugen deshalb als Näherung die isotherme Kompression vor.

In der Realität treten weitere fluiddynamische Effekte auf, welche zusätzlich berücksichtigt werden müssen. So zeigte SALBU (1964), dass die Berechnung

einer isothermen Kompression nach dem Gesetz von Boyle-Mariotte<sup>6</sup> niedrigere Drücke als die Anwendung der Reynolds-Gleichungen ergibt. Diesen Unterschied führte er auf vernachlässigte Randeffekte zurück, welche Gas in den Spalt drücken und in dem untersuchten Fall den wirkenden Umgebungsdruck um ca. 15 % erhöhten.

Um diesen und weitere fluiddynamische Effekte berücksichtigen zu können, werden zur Berechnung der SFL häufig die Reynolds-Gleichungen verwendet. Diese beschreiben die Druckverteilung in dünnen Fluidschichten zwischen zwei Körpern und wurden von REYNOLDS (1886) in seiner *Theory of Lubrication* (deutsch: *Theorie der Schmierung*) hergeleitet. Die Gültigkeit der Reynolds-Gleichungen für die SFL bei den häufig untersuchten Kolbenschwingungen mit großen Squeeze-Zahlen<sup>7</sup> bewies ZHAO (2010) anhand von Experimenten.

Die gelegentliche Anwendung der Reynolds-Gleichungen bei Biegeschwingungen von einem der spaltbegrenzenden Körper verstößt gegen die zugrundeliegende Annahme, dass die lateralen Geschwindigkeiten des Fluids im Spalt gegenüber der normalen Geschwindigkeit vernachlässigt werden können. Für eine solche Biegeschwingung zeigten LIU et al. (2009) die Diskrepanz zwischen den mit den Reynolds-Gleichungen berechneten und den experimentell ermittelten Druckverläufen. In einer späteren Veröffentlichung zeigten die Autoren einen Berechnungsansatz unter Berücksichtigung der radialen Geschwindigkeiten, welcher mit den experimentellen Daten übereinstimmt (LI et al. 2011). Auch HEINZ (2012) zeigte in seiner Arbeit die Unzulänglichkeiten der Reynolds-Gleichungen für Biegeschwingungen bei der SFL und schlug eine neue Berechnung, basierend auf vereinfachten Navier-Stokes-Gleichungen, vor.

---

<sup>6</sup>Das Gesetz von Boyle-Mariotte besagt, dass bei isothermen Kompressionen das Produkt aus Druck und Volumen konstant ist:  $pV = \text{konstant}$

<sup>7</sup>In der Squeezeefilmtheorie ist die Squeeze-Zahl  $\sigma_{\text{SFL}}$  (englisch: squeeze number) für rotationssymmetrische Platten als  $\sigma_{\text{SFL}} = \frac{12\mu f r_{\text{Spalt}}^2}{p_0 h_{\text{SFL}}^2}$  definiert (SALBU 1964). Dabei steht  $\mu$  für die Viskosität,  $f$  für die Schwingungsfrequenz und  $r_{\text{Spalt}}$  für den Radius des Spalts.

### 2.3 Ultraschall-Systemtechnik

Die Mehrheit aller Ultraschall erzeugenden Systeme besteht – je nach Einsatzzweck in unterschiedlichen Ausprägungen – aus denselben drei in Abbildung 2 dargestellten mechanischen Komponenten (KAUCZOR 2009). Ergänzt werden die Systeme durch eine Regelung und eine Leistungselektronik. Das in Abbildung 2 dargestellte System dient zur ultraschallbasierten berührungslosen Handhabung mittels SFL.

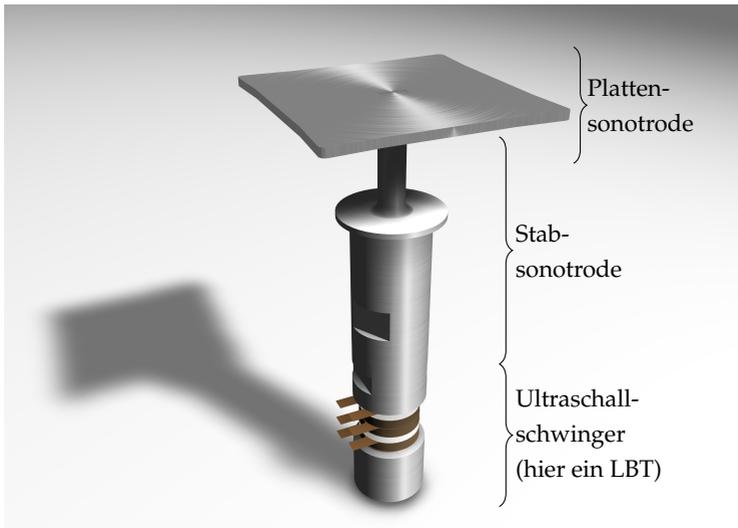


Abbildung 2: Exemplarische Darstellung des Aufbaus eines Ultraschallsystems zur berührungslosen Handhabung nach DISTEL & REINHART (2013b)

#### Ultraschallschwinger

Die erste Komponente ist der Ultraschallschwinger bzw. Ultraschallwandler oder -erzeuger, welcher ein elektrisches Anregungssignal in eine mechanische Schwingung umsetzt. Obwohl zahlreiche Wirkprinzipien existieren, ist für die Erzeugung von Leistungultraschall heutzutage primär der piezoelektrische Effekt von Bedeutung (KUTTRUFF 1988, S. 81). Im Rahmen dieser Arbeit werden deshalb nur Ultraschallwandler mit Piezokeramiken betrachtet.

Die häufigste eingesetzte Bauform für Leistungsumschallwandler ist der Langevin Bolt Transducer (LBT). Er besteht aus ringförmigen Piezokeramiken, die zwischen zwei Schwungmassen, der Vor- und Endmasse, liegen und mittels einer Schraube vorgespannt sind (GALLEGO-JUAREZ 1991). Die wesentlichen Vorteile dieser Sandwich-Bauweise sind, dass einerseits die für Piezokeramiken schädliche Zugbeanspruchung<sup>8</sup> auch bei großen Amplituden verhindert wird und andererseits die Eigenfrequenz der ersten Longitudinalschwingung über die Geometrie der Schwungmassen angepasst werden kann. Da die erste Longitudinalschwingung eines freien Stabes einer halben Wellenlänge entspricht, wird häufig von einer  $\frac{\lambda}{2}$ -Schwingung gesprochen (RUSCHMEYER et al. 1995, S. 172). In dem dargestellten Aufbau in Abbildung 2 sind in dem LBT zusätzlich zu den beiden Piezoaktoren zwei Isolatoren und eine Piezokeramik als Sensor verbaut.

### Stabsonotrode

Die zweite Systemkomponente ist die Stabsonotrode<sup>9</sup>, welche häufig auch als Ultraschallhorn bezeichnet wird. Der primäre Zweck der Stabsonotrode ist es, den Schall vom Ultraschallerzeuger zum Prozess zu leiten und dabei dessen Amplitude zu verstärken. Ersteres wird erreicht, indem die Resonanzfrequenz der Longitudinalschwingung der Stabsonotrode auf die des Ultraschallerzeugers angepasst wird. Die Verstärkung der Amplitude wird durch eine Verringerung des Querschnitts erreicht, wobei die Querschnittsverjüngung in einem Bereich hoher mechanischer Spannung, einem Schwingungsknoten, liegen sollte (LITTMANN 2003). Dies liegt in dem konstanten Verhältnis von mechanischer Spannung zu Schallschnelle (Anhang, Gleichung A.10) begründet.

Neben der in Abbildung 2 dargestellten gestuften Bauform werden bei der Gestaltung von Ultraschallsonotroden häufig auch konische oder exponentielle Durchmessererläufe eingesetzt (RUSCHMEYER et al. 1995, S. 180). Zum Erreichen höherer Amplituden können mehrere Stabsonotroden hintereinander geschaltet werden, da ein Durchmessersprung in einem Schwingungsbauch keine Veränderung der Amplitude bewirkt (KUTTRUFF 1988, S. 129).

---

<sup>8</sup>Piezokeramiken können Druckkräften von über 600 MPa widerstehen. Bei Zugbeanspruchung versagt der spröde Werkstoff hingegen meist bei deutlich geringeren Lasten unter 10 MPa.

<sup>9</sup>Als Sonotrode werden in der Ultraschalltechnik schalleitende Komponenten bezeichnet.

### Plattensonotrode

Die dritte und letzte mechanische Komponente der meisten Ultraschallsysteme ist das Ultraschallwerkzeug, welches den Prozess ausführt. Neben herkömmlichen Werkzeugen, wie z. B. Klingen beim Ultraschallschneiden oder Bohrer beim Ultraschallbohren (LITTMANN 2003), kann dies auch eine schallabstrahlende Fläche, eine Plattensonotrode, sein. Eine der am häufigsten anzutreffenden Bauformen zur Einkopplung von Ultraschall in Fluide sind rotationssymmetrische Platten, die sogenannten Tonpilz<sup>10</sup>-Sonotroden oder kurz Tonpilz (YAO & BJORNO 1997). In Abbildung 2 ist eine rechteckige Plattensonotrode dargestellt.

Die einzelnen Komponenten werden meist über Gewindestifte verbunden (RUSCHMEYER et al. 1995, S. 179). In einigen Fällen wird die Stabsonotrode auch in den Ultraschallerzeuger integriert, indem eine der beiden Schwungmassen durch eine halbe Stabsonotrode ersetzt wird (SHERRIT et al. 1999; SINDAYIHEBURA et al. 1998). Insbesondere kleine Werkzeuge, wie Schneiden oder gering schallabstrahlende Flächen, werden häufig als Teil der Stabsonotrode gefertigt (ZHAO 2010, S. 90; YAO & BJORNO 1997). Durch die reduzierte Anzahl an Schnittstellen im System wird die Dämpfung reduziert, was die Realisierung größerer Amplitude ermöglicht. Nachteilig ist die teurere Instandhaltung bei Verschleiß oder Versagen.

## 2.4 Modellierung von Ultraschallsystemen

### 2.4.1 Allgemeines

Der Abschnitt 2.4 stellt unterschiedliche Modellierungsansätze und Modelle für Ultraschallsysteme vor. Zuerst werden in den Abschnitten 2.4.2 bis 2.4.4 die einzelnen Systemkomponenten betrachtet. In Abschnitt 2.4.5 werden anschließend Arbeiten betrachtet, welche Systeme zur SFL modellieren.

---

<sup>10</sup>Der Tonpilz hat seinen Namen aufgrund seiner charakteristischen Schwingungsform, welche überhöht dargestellt einem Pilz gleicht.

### 2.4.2 Modellierung von Ultraschallschwinger

In der Literatur existieren zahlreiche Modellierungsansätze für Ultraschallschwinger, welche sich in ihrer Komplexität teilweise signifikant unterscheiden. Nach FU (2005) lassen sich die Modelle in vier Gruppen gliedern:

- nicht parametrisierte Modelle,
- kontinuierliche Modelle,
- diskrete Modelle und
- Finite-Elemente-(FE)-Modelle.

Obwohl auch FE-Modelle diskretisierte Modelle sind, wird im folgenden zwischen den stark vereinfachten diskreten Modellen mit wenigen Parametern und den deutlich feiner diskretisierten FE-Modellen unterschieden.

#### Nicht parametrisierte Modelle

Bei den nicht parametrisierten Modellen werden die Ultraschallerzeuger als eine „Black Box“ betrachtet. Ohne Betrachtung physikalischer Zusammenhänge wird mithilfe von Experimenten eine Übertragungsfunktion der Ultraschallschwinger aufgestellt. Eine häufige Anwendung finden nicht parametrisierte Modelle in der elektrischen Abstimmung zwischen Ultraschallerzeuger und Anregung.

CAPINERI et al. (1993) ermittelten zwischen der angelegten Spannung und dem Strom einerseits und dem akustischen Feld andererseits Übertragungsfunktionen im Frequenzbereich. Mithilfe dieser Funktionen wurde anschließend durch Hinzufügen elektrischer Bauteile die Impedanz des Ultraschallschwingers in einem breiten Frequenzband an die der elektrischen Anregung angepasst.

Für das Puls-Echo-Verfahren, bei dem ein Ultraschallsystem zunächst eine akustische Welle aussendet und anschließend das reflektierte Signal selbst empfängt, verwendeten LOCKWOOD & FOSTER (1994) ein ähnliches Verfahren. Mithilfe des Übertragungsverhaltens zwischen Spannung und Strom auf der Eingangs- und Ausgangsseite des Ultraschallsystems bildeten sie eine einfache elektrische Ersatzschaltung, welche anschließend zur Optimierung der elektrischen Schaltkreise am Ein- und Ausgang verwendet wurde.

### Kontinuierliche Modelle

Wenn keine Ultraschallerzeuger für Experimente zur Verfügung stehen oder die Ausgangsparameter in Abhängigkeit der Ultraschallschwinger-Topologie dargestellt werden sollen, sind detailliertere Modelle erforderlich. Bei den kontinuierlichen Modellen werden hierzu Ansätze der Kontinuumsmechanik verwendet.

Zur Herleitung der kontinuierlichen Schwingungsgleichungen von piezokeramischen Werkstoffen verwendeten TIERSTEN (1967) das Hamilton'sche Prinzip<sup>11</sup>. Für einen Ultraschallerzeuger stellten SINDAYIHEBURA et al. (1998) anhand der Wellengleichungen und der Materialgesetze eine Bewegungsgleichung für die Längsschwingung auf. Abhängig von der Geometrie und den Randbedingungen lassen sich die Kontinuumsgleichungen allerdings nur in wenigen Fällen analytisch lösen (FU 2005).

Um dieses Problem zu umgehen, kann der Ultraschallschwinger in Komponenten zerlegt und als einfache Stäbe betrachtet werden (IULA et al. 1997, 1998; IULA et al. 2002a). Durch Lösen von deren Kontinuumsgleichungen werden für die einzelnen Komponenten Transfermatrizen aufgestellt, welche durch die Kontinuitätsbedingungen an den Grenzflächen der Stäbe anschließend zusammengefasst werden. Da bei der Berechnung der LBTs keine kontinuierlichen Gleichungen mehr vorliegen, stellen diese Formen der Matrix-Methoden einen hybriden Ansatz mit den diskreten Modellen dar.

### Diskrete Modelle

Durch das Betrachten der Ultraschallschwinger bzw. deren Komponenten als eindimensionale Stäbe können die kontinuierlichen in diskrete Modelle überführt werden, da sich die verschiedenen Eigenschaften eines Bereichs zu je einem Skalar zusammenfassen lassen. Als Resultat nehmen auch die Ergebnisse für ganze Bereiche denselben Wert an. Wie ROSENTHAL & MIKUTEIT (1960) an einem Beispiel darlegten, nimmt die Abbildungsgenauigkeit gegenüber den kontinuierlichen Modellen ab. In vielen Fällen überwiegen jedoch die

---

<sup>11</sup>Das Hamilton'sche Prinzip besagt, dass ein physikalisches System stets den Zustand geringster Energie anstrebt. Dies kann z. B. durch Aufstellen und Differenzieren von Gleichungen des Energiegleichgewichts eines Systems genutzt werden.

Vorteile der einfachen Parametrierung, analytischen Lösbarkeit und besseren Visualisierung durch Ersatzschaltungen.

Da durch die piezoelektrischen Komponenten sowohl mechanische als auch elektrische Größen gleichzeitig modelliert werden müssen, werden zur grafischen Darstellung von Ultraschallerzeugern meist elektromechanische Ersatzschaltungen nach MASON (1948) verwendet. Ein Vergleich der Bewegungsgleichung eines Einmassenschwingers<sup>12</sup>

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + d_{\text{mech}} \frac{dx}{dt} + kx = F \quad (2.2)$$

mit der Differentialgleichung eines elektrischen Schwingkreises<sup>13</sup>

$$L_{\text{el}} \frac{d^2Q_{\text{el}}}{dt^2} + R_{\text{el}} \frac{dQ_{\text{el}}}{dt} + \frac{1}{C_{\text{el}}} Q_{\text{el}} = U_{\text{el}} \quad (2.3)$$

zeigt, dass beide Differentialgleichungen vom gleichen Typ sind. In Abbildung 3 sind die zugehörigen Ersatzschaltbilder zu Gleichungen 2.2 (a) und 2.3 (b) dargestellt.

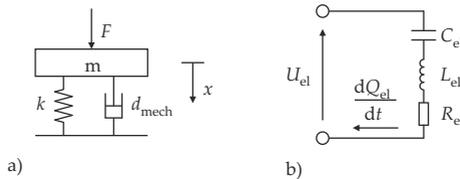


Abbildung 3: Gegenüberstellung a) eines Einmassenschwingers bestehend aus Feder, Dämpfer und Masse mit b) dem Schwingkreis einer elektrischen Reihenschaltung bestehend aus Widerstand, Induktivität und Kapazität nach HEINZ (2012, S. 96)

<sup>12</sup>Bei dem Einmassenschwinger wird der Weg mit  $x$ , die Zeit mit  $t$ , die Masse mit  $m$ , die mechanischen Dämpfung mit  $d_{\text{mech}}$ , der Federsteifigkeit  $k$  und die Kraft mit  $F$  bezeichnet.

<sup>13</sup>Der elektrische Schwingkreis besteht aus der Reihenschaltung einer Induktivität  $L_{\text{el}}$ , eines Widerstands  $R_{\text{el}}$  und einer Kapazität  $C_{\text{el}}$  mit der elektrischen Spannung  $U_{\text{el}}$  und der elektrischen Ladung  $Q_{\text{el}}$

## 2 Stand der Forschung

---

Durch die formale Beziehung zwischen den Gleichungen und Ersatzschaltbildern können auch komplizierte mechanische und elektromechanische Systeme als elektrische Schaltungen modelliert werden, wobei zur Vereinfachung gelegentlich mehrere Parameter zusammengefasst werden. Je nach Anwendungszweck und gewünschtem Detaillierungsgrad existieren für LBTs zahlreiche elektromechanische Ersatzschaltungen.

Basierend auf dem Modell für Piezokeramiken von MASON (1948) erstellten BERLINCOURT et al. (1964) eindimensionale Modelle für Ultraschallschwinger mit akustischer Abstrahlung in ein Fluid auf beiden Seiten, mit und ohne Verlusten, wobei die Masse der Piezokeramiken vernachlässigt wurde. NEPPIRAS (1973) erweiterte das klassische Modell von MASON (1948) um die Vorspannschraube. Den Effekt des elektrischen Schwingkreises passiver Piezoelemente berücksichtigte SHUYU (2004a) und bezog in einer weiteren Arbeit (SHUYU 2004b) die Elektroden in die Modellierung ein. Eine Adaption für einen Ultraschallschwinger, welcher sowohl Längs- als auch Rotationsschwingungen durchführen kann, zeigte SHUYU (1997).

Eine alternative elektromechanische Ersatzschaltung zu MASON (1948) schlugen KRIMHOLTZ et al. (1970) vor. Nach DESILETS et al. (1978) besitzt dieses Modell durch seine intuitive Abbildung des Übertragungsverhaltens bei gleichzeitig einfacher Darstellung der elektromechanischen Kopplung wesentliche Vorteile für die Auslegung von Ultraschallschwingern.

Die elektromechanischen Ersatzschaltbilder werden auch zur Impedanzanpassung von LBTs und zur Anregung eingesetzt. Während VAN KERVEL & THIJSSSEN (1983) aus den Ersatzschaltungen die Übertragungsfunktionen für nicht parametrisierte Modelle berechneten, bestimmten COATES & MATHAMS (1988) die Parameter der elektromechanischen Ersatzschaltung für den LBT experimentell und erweiterten das Ersatzschaltbild an der Spannungsquelle.

Eine weitere Möglichkeit der diskreten Modellierung stellt die zuvor erwähnte Matrix-Methode dar, bei welcher Transfermatrizen einzelner LBT-Komponenten multipliziert werden, um das Gesamtverhalten zu ermitteln. Wie MARTIN (1964) zeigte, kann das Übertragungsverhalten der einzelnen Komponenten direkt aus den elektromechanischen Ersatzschaltbildern abgeleitet werden. Alternativ gaben DECARPIGNY et al. (1985) diskrete Gleichungen zur Berechnung verschiedener Elemente an. FU (2005, S. 65-70) erweiterte die Matrix-Methode zu einem

formalen Vorgehen, um Ultraschallschwinger mit beliebig vielen Komponenten abbilden zu können.

### Finite-Elemente-Modelle

Die letzte Gruppe stellen die Finite-Elemente-(FE)-Modelle dar, welche bezüglich ihrer Genauigkeit und ihres Lösungsaufwands zwischen den kontinuierlichen und diskreten Modellen liegen. Insbesondere durch die steigende Rechenleistung und die zunehmende Unterstützung des piezoelektrischen Effekts von kommerzieller Software nimmt die Bedeutung der Finite-Elemente-Methode (FEM) bei der Modellierung von LBTs zu. Für allgemeine Grundlagen zur FEM sei auf die einschlägige Fachliteratur, u. a. BATHE (1986) und ZIENKIEWICZ & TAYLOR (2000), verwiesen.

Die einfachsten FE-Modelle von Ultraschallschwingern berücksichtigen nur deren mechanische Materialeigenschaften. So untersuchten OHNISHI et al. (1989) an einem zweidimensionalen, rotationssymmetrischen Modell den Einfluss ausgewählter mechanischer Parameter auf verschiedene Resonanzen bei einem gekoppelten Längs-Torsions-Schwinger. ADACHI et al. (1994) betrachteten die mechanische Vorspannung an den Grenzflächen im LBT und ermittelten experimentell deren Zusammenhang mit Reibungsverlusten im Betrieb. Sie stellten fest, dass die statische Vorspannung für eine hohe mechanische Güte die im Betrieb auftretenden dynamischen Spannungen übersteigen muss. PARRINI (2001) verwendete ein dreidimensionales, mechanisches FE-Modell zur Gestaltung einer neuen Aufhängung, wobei er zuvor die Materialeigenschaften des Modells anhand von Experimenten anpasste.

Für die Berücksichtigung des piezoelektrischen Effekts in der FEM existieren verschiedene Möglichkeiten. ALLIK & HUGHES (1970) leiteten aus dem Prinzip der virtuellen Arbeit ein Gleichungssystem für die modale Analyse des linearen piezoelektrischen Effekts in der FEM her und stellten ein lineares, tetragonales piezoelektrisches Element vor. GAUDENZI & BATHE (1995) entwickelten hingegen ein iteratives Lösungsverfahren zum Einsatz in bestehenden FEM-Programmen unter Berücksichtigung eines nichtlinearen Piezomodells. Bei diesem werden zwei getrennte mechanische und elektrische Modelle so lange abwechselnd gelöst, bis die in beiden Modellen enthaltenen physikalischen Größen (z. B. Verschiebungen und elektrisches Potenzial) ein vorgegebenes

## 2 Stand der Forschung

---

Konvergenzkriterium erfüllen.

Während bei dem ersten Ansatz harmonische Lösungen, basierend auf der modalen Simulation, ermittelt werden können, sind bei dem iterativen Vorgehen – durch die mathematische Trennung des Problems in zwei Gleichungssysteme – nur statische und transiente Berechnungen möglich. Einen Überblick über unterschiedliche Aspekte der FEM für Ultraschallschwinger bietet die Arbeit von ABOUD et al. (1998).

Die überwiegende Mehrheit der wissenschaftlichen Veröffentlichungen zur FE-Simulation von LBTs beschäftigt sich mit deren Frequenzverhalten, wobei die Geometrien der Modelle meist stark vereinfacht sind. IULA et al. (2002b) berechneten an einem zweidimensionalen, rotationssymmetrischen FE-Modell, bestehend aus einem Stapel von drei Zylindern, die Eigenfrequenzen. Ähnliche Modelle nutzten z. B. KAGAWA & YAMABUCHI (1979) und HANSEN (1997) zur harmonischen Analyse, wobei sie zusätzlich die Schwingungsamplitude und Eingangsimpedanz bestimmten.

OSTERGAARD & PAWLAK (1986) erstellten ein dreidimensionales, modales Schnittmodell und validierten ihre harmonische FE-Simulation an den Ergebnissen von KAGAWA & YAMABUCHI (1979). Vollständige dreidimensionale Modelle, ebenfalls bestehend aus drei Zylindern, verwendeten unter anderem IULA et al. (2003), MORENO et al. (2005) und SHUYU (2005a).

Ein detaillierteres zweidimensionales, rotationssymmetrisches Modell, inklusive einer Schraube, verwendeten z. B. BRETZ et al. (2006). Detaillierte dreidimensionale Modelle setzten unter anderem SCHORDERET et al. (2011) und AL-BUDAIRI (2012) ein. ABDULLAH & PAK (2008) verglichen die Eigenfrequenzen von detaillierten zwei- und dreidimensionalen FE-Modellen mit Experimenten, wobei sich die Aussagekraft kaum unterschied und die zweidimensionalen Modelle geringfügig bessere Ergebnisse lieferten.

Eine der wenigen Ausnahmen bei den piezoelektrischen FE-Modellen bezüglich der Analyse des Frequenzverhaltens machten ADACHI et al. (1999). Bei der Wiederholung ihrer früheren Untersuchungen zu den mechanischen Verlusten berücksichtigten sie neben den dynamisch auftretenden Spannungen auch die statische Vorspannung.

### 2.4.3 Modellierung von Stabsonotroden

In vielen wissenschaftlichen Veröffentlichungen werden Stabsonotroden entweder als Teil der Ultraschallerzeuger oder gemeinsam mit diesen betrachtet. Dabei können grundsätzlich dieselben vier Modellierungsansätze wie in Abschnitt 2.4.2 unterschieden werden. Werden die Stabsonotroden hingegen separat modelliert, fallen die nicht parametrisierten Modelle weg. Einen umfassenden Überblick über Arbeiten vor 1984 gibt DERKS (1984).

#### Kontinuierliche Modelle

Die kontinuierlichen Modelle betrachten die Stabsonotroden als eindimensionale Stäbe veränderlichen Querschnitts. MERKULOV (1957) leitete analytische Lösungen kontinuierlicher Modelle für rotationssymmetrische Stabsonotroden unter Vernachlässigung der radialen Ausdehnung und der Last her. Er betrachtete die Geschwindigkeitsverläufe und Verstärkungen für konische, exponentielle und katenoide<sup>14</sup> Durchmesserläufe und stellte abschließend eine Möglichkeit zur approximalen Kompensation der radialen Ausdehnung dar. Abbildung 4 zeigt die Gegenüberstellung dieser Sonotrodenformen und des gestuften Horns inklusive deren analytisch berechneten Geschwindigkeits- und Spannungsverläufen nach NEPPIRAS (1960). Mit analytischen Lösungen kontinuierlicher Modelle zur Auslegung exponentieller Schallhörner rotations-symmetrischen und rechteckigen Querschnitts beschäftigte sich MAKAROV (1964).

Ausgehend von einem kontinuierlichen Modell stellte EISNER (1963) einen gewünschten Geschwindigkeitsverlauf in Form einer Fourierreihe auf und ermittelte anschließend mittels numerischer Integration den resultierenden Durchmesserlauf. KLEESATTEL (1970) erweiterte diesen Ansatz für allgemeine Amplituden- und Spannungsverläufe sowie für fortschreitende Wellen, indem er mittels Hilfsgleichungen den Querschnitt schrittweise an diskreten Stellen berechnet. Weitere numerische Lösungen für die Amplitudenverläufe

---

<sup>14</sup>Eine Katenoide ist eine mathematische Kurve, welche auch als Ketten- oder Seilkurve bezeichnet wird und als Funktion des Kosinus Hyperbolicus ausgedrückt werden kann.

## 2 Stand der Forschung

---

von Stabsonotroden finden sich unter anderem in den Arbeiten von EISNER & SEAGER (1965) und SCHEIBENER (1971).

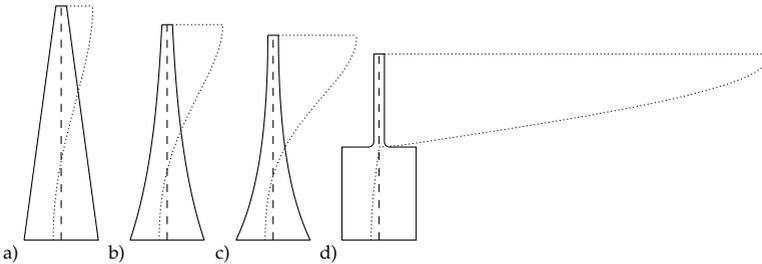


Abbildung 4: Darstellung von Stabsonotroden mit a) konischem, b) exponentiellem, c) katenoidem und d) gestuftem Durchmesserverlauf inklusive des qualitativen Geschwindigkeitsverlaufs für dieselben Resonanzfrequenzen und Enddurchmesser nach NEPPIRAS (1960)

### Diskrete Modelle

Diskrete Modelle spielen in der Modellierung von Stabsonotroden eine untergeordnete Rolle, da ihre Aussagekraft durch die begrenzte Berücksichtigung von Durchmesserverläufen stark eingeschränkt ist. Ein Beispiel für eine diskrete Modellierung in Form einer elektromechanischen Ersatzschaltung nach MASON (1948) findet sich beispielsweise bei SHERRIT et al. (1999). Dabei wird die gestufte Stabsonotrode mit zwei Stäben unterschiedlichen Durchmessers, analog zu den metallischen Endmassen des LBT, modelliert und in die bestehende Schaltung integriert.

### Finite-Elemente-Modelle

Die Verwendung von FE-Modellen ermöglicht direkt die mehrdimensionale Betrachtung der Stabsonotroden und somit die Berücksichtigung der Querkontraktion. AMIN et al. (1995) erstellten zweidimensionale, rotationssymmetrische FE-Modelle von Stabsonotroden mit unterschiedlichen Konturen, ermittelten die erforderliche Anzahl der Finite-Elemente zur Konvergenz der Lösung und verglichen diese mit denen von kontinuierlichen Modellen. Mit dreidimensionalen Modellen berechnete NAD (2010) die Sensitivität der Frequenz und der

Amplitudenverstärkung bezüglich der parametrisierten Konturen für konische, exponentielle und gestufte Ultraschallhörner. Eine ausführliche Untersuchung verschiedener Geometrieinflüsse auf die Resonanzfrequenz an einem dreidimensionalen FE-Modell einer gestuften Stabsonotrode führten NANU et al. (2011) durch. Eine Betrachtung der auftretenden mechanischen Spannungen durch eine Abfolge von modalen und transienten FE-Simulationen lieferte AL SARRAF (2013).

### 2.4.4 Modellierung von Plattensonotroden

Die häufigste in der Literatur vorkommende Art an Plattensonotrode ist die Tonpilz-Sonotrode, welche meist gemeinsam mit dem Ultraschallerzeuger modelliert wird. Tonpilze sind ursprünglich rotationssymmetrische Platten, welche in ihrer namensgebenden ersten Biegeschwingung, dargestellt in Abbildung 5 a), betrieben werden. Eine andere häufige Schwingungsform ist die Kolbenschwingung in Abbildung 5 b), eine Starrkörpermode der Plattensonotrode. Bei größeren, rechteckigen Plattensonotroden treten komplexe zweidimensionale Schwingungsformen (Abbildung 5 c)) auf. Diese werden als Plattenschwingungen bezeichnet. Gelegentlich werden auch kleine Platten anderer Konturen als Tonpilze bezeichnet.

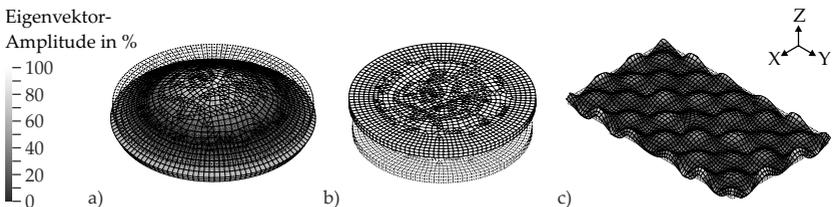


Abbildung 5: Unterschiedliche Schwingungsformen für Plattensonotroden bei Anregung in  $z$ -Richtung: a) Pilzschwingung, b) Kolbenschwingung, c) Plattenschwingung einer rechteckigen Plattensonotrode. Mit gestrichelten Linien ist jeweils die Plattensonotrode im ruhenden Zustand abgebildet.

Ein stark vereinfachtes Modell einer rechteckigen Plattensonotrode erstellten BUTLER et al. (1981), indem sie die im untersuchten Frequenzbereich gegeneinander schwingenden Bereiche der Platte als einen Zweimassenschwinger

## 2 Stand der Forschung

---

modellierten. MCCAMMON & THOMPSON (1980) vereinfachten den Tonpils in ihrer elektromechanischen Ersatzschaltung wie die Endmasse eines LBT als Starrkörper und wandten anschließend zur Berechnung der Eigenfrequenzen die Matrix-Methode an. KAI & DE-SHI (2011) berücksichtigten in ihrer elektromechanischen Ersatzschaltung zusätzlich das Fluid und validierten ihre Ergebnisse anschließend mittels der FEM. Um die Biegeschwingung der Tonpils-Sonotrode in die Berechnung der Resonanz einbeziehen zu können, stellten DECARPIGNY et al. (1985) eine Kopplung der Matrix-Methode für den LBT mit der FEM für die Plattensonotrode vor. Der Vorteil gegenüber der ebenfalls durchgeführten FE-Simulation des gesamten Ultraschallsystems liegt in dem reduzierten Berechnungsaufwand.

Ein erstes dreidimensionales FE-Modell einer Plattensonotrode inklusive Ultraschallerzeuger präsentierten ALLIK et al. (1974). Während die meisten FE-Modelle (HAWKINS & GOUGH 1996) eine harmonische Analyse der freien Schwingung des Ultraschallsystems durchführen, bezogen YAO & BJORNO (1997) die Last an der Plattensonotrode mittels Fluid-Struktur-Interaktion in die Simulation mit ein.

Größere Plattensonotroden mit Schwingungsformen höherer Ordnung sind nur selten Gegenstand wissenschaftlicher Veröffentlichungen. Wie BARONE & GALLEGRO-JUAREZ (1972) darstellten, führen die von gegenphasig schwingenden Bereichen einer Platte ausgesendeten akustischen Wellen zu destruktiven Interferenzen und verhindern somit eine gerichtete Schallabstrahlung in ein Fluid. Um diesem Problem entgegenzuwirken, schlugen die Autoren vor, alle gegenphasig schwingenden Bereiche der Platte im Fluid um  $\lambda/2$  zu erhöhen und somit die einzelnen Wellen zu synchronisieren. Da die Verstärkung der Platte zu einer Veränderung der Schwingungsform und -frequenz führt, entwickelten BARONE & GALLEGRO-JUAREZ (1972) ein kontinuierliches Gleichungssystem zur Beschreibung der gestuften Platten. Eine alternative mathematische Modellierung, basierend auf der Plattentheorie, lieferte GALLEGRO-JUAREZ (1973). Mithilfe der FEM übertrugen GALLEGRO-JUAREZ et al. (2001) das Prinzip der gestuften Platten auf die Balkenschwingung großer rechteckiger Platten.

Da die Stufen der Platte mit  $\lambda/2$  für die Fertigung impraktikabel hoch sind, schlugen MONTERO & GALLEGRO-JUÁREZ (1986) zwei alternative Ansätze zur Synchronisation vor. Die gegenphasigen Wellen könnten zu Beginn durch ein Fluid mit niedrigerer Schallgeschwindigkeit geleitet oder über eine geeignete

Umlenkung verzögert werden. Die Autoren lieferten für beide Ansätze mathematische Formulierungen. Eine Übertragung des zweiten Ansatzes auf die Balkenschwingung einer rechteckigen Platte vollzogen GALLEGO-JUAREZ et al. (2002).

### 2.4.5 Modellierung von Systemen zur Squeezefilm-Levitation

Die Mehrzahl der Modellierungsansätze zur SFL sind auf die Beschreibung des Spalts mit fluiddynamischen Gleichungen fokussiert und vernachlässigen die Modellierung des Systems. Einige Autoren betrachten als Ultraschallsystem lediglich eine Kolbenschwungung (WIESENDANGER 2001; HÖPPNER 2002; ZHAO 2010; HEINZ 2012; MOJRZISCH & WALLASCHEK 2013) oder geben als Randbedingung nicht näher beschriebene Biegeschwingungen auf den Spalt auf (HLADKY-HENNION et al. 2002; MINIKES & BUCHER 2003b; MINIKES et al. 2004; MINIKES & BUCHER 2006). Einen Überblick über die fluiddynamischen Modelle des Spalts gibt Abschnitt 2.2.2.

Eine Berechnung der Schwingungsform des Tonpilzes mittels FE-Simulation und eine anschließende Berechnung des Tragverhaltens des Spalts führten MINIKES & BUCHER (2003a) und LI et al. (2011) durch. Die zeitliche Deformation aus der harmonischen FE-Struktursimulation wurde als feste Randbedingung auf die untere Seite des Spalts aufgegeben, während das Werkstück an der oberen Seite durch eine starre Wand dargestellt wurde. MINIKES & BUCHER (2003a) untersuchten sowohl die Kraft im Spalt bei einer fixierten Gegenplatte als auch die, aufgrund der numerischen Stabilität deutlich schwieriger zu simulierende, Höhe des Spalts bei einem frei schwebenden Werkstück.

LOCMELIS et al. (2013) berechneten und verwendeten den zweidimensionalen Schnitt der Balkenschwingung einer rechteckigen Plattensonotrode als Randbedingung für die Strömungssimulation. Um den von HEINZ (2012) aufgezeigten Effekt des zum Zentrum der Plattensonotrode zunehmenden Drucks berücksichtigen zu können, simulierten LOCMELIS et al. (2013) zunächst den Abschnitt der Länge  $\lambda/2$  am Rand des Spalts und nahmen anschließend das resultierende Druck- und Geschwindigkeitsprofil als Randbedingung für einen weiteren Spaltabschnitt derselben Dimension, wodurch auch für sehr große Platten maximal ein Abschnitt der Länge  $\lambda$  berechnet werden musste.

Für ein ultraschallbasiertes Gleitlager führte WANG (2011) mittels FEM eine Simulation zunächst der piezoelektrischen Kopplung und anschließend der Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) mit dem Spalt durch. Als Ultraschallanregung verwendete er längliche Piezoelemente, welche direkt auf einem Zylinder appliziert sind. Eine vollständige Modellierung des Ultraschallsystems mit piezoelektrischer Kopplung und FSI in einem Modell, so wie von ANDRADE et al. (2010) für die SWL vorgestellt, existiert derzeit noch nicht für die SFL.

### 2.4.6 Fazit

Zu den einzelnen Komponenten existieren Modellierungsansätze unterschiedlicher Abstraktionsniveaus. Während nicht parametrisierte und diskrete Modelle durch die vorgenommenen Vereinfachungen nur eine eingeschränkte Aussagekraft für den Einsatz in der Auslegung besitzen, weisen kontinuierliche Modelle Defizite bei der aufwändigen Modellbildung und der eingeschränkten analytischen Lösbarkeit auf. Bei der Modellierung von Ultraschallkomponenten hat sich deshalb die FEM etabliert, welche einen bedarfsgerechten Detaillierungsgrad der Modelle zulässt und durch den numerischen Ansatz immer lösbar ist.

Bei den Ultraschallschwingern wird überwiegend das Frequenzverhalten berechnet. Die komplexen Materialmodelle der Piezokeramiken werden nachträglich an die Versuche adaptiert. Bei der Stabsonotrode ist zudem meist die Resonanzfrequenz und der Geschwindigkeitsverlauf bzw. die Amplitudenverstärkung Betrachtungsgegenstand der Modellierung. Die auftretenden mechanischen Spannungen werden sowohl bei LBT als auch Stabsonotrode nur sehr selten betrachtet. Die Plattensonotroden werden wann immer möglich als Kolben betrachtet oder auf zweidimensionale Modelle zurückgeführt (Pilz oder Balken). Auch die Modelle der SFL werden entweder mit Reynolds-Gleichungen stark vereinfacht oder auf zweidimensionale Probleme reduziert.

Nur wenige der bestehenden Arbeiten bilden in den FE-Modellen auch geometrische Details ab. Keine der Arbeiten beschäftigt sich mit dem Einfluss der getroffenen Vereinfachungen, liefert eine Abschätzung der Fehler durch die Modellannahmen oder gibt Gültigkeitsbereiche für die Modelle an. Ebenso fehlt eine systematische Betrachtung und Abbildung der Schnittstellen zwischen den Komponenten.

### 2.5 Auslegung von Ultraschallsystemen

#### 2.5.1 Allgemeines

Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der Auslegung von Ultraschallsystemen, welche auf den Modellierungsansätzen aus Abschnitt 2.4 aufbaut. Für eine Auslegung ist neben den Modellen eine Definition der jeweils verfügbaren Designparameter und der gewünschten Ergebnisse erforderlich.

In den Abschnitten 2.5.2 bis 2.5.4 werden zunächst verschiedene Arbeiten zur Auslegung der einzelnen Systemkomponenten vorgestellt. Anschließend werden Verfahren zur Auslegung allgemeiner Ultraschallsysteme (Abschnitt 2.5.5) betrachtet, bevor in Abschnitt 2.5.6 der Stand der Forschung zur Auslegung von Ultraschallsystemen zur SFL betrachtet wird.

#### 2.5.2 Auslegung von Ultraschallschwingern

Mithilfe der in Abschnitt 2.4.2 vorgestellten Modelle kann das Verhalten von Ultraschallschwingern vorhergesagt werden. Während aus diskreten Modellen häufig Kennzahlen, wie der elektromechanische Kopplungsfaktor  $k_{\text{eff}}$  oder der mechanische Q-Faktor, für das Design von LBTs verwendet werden (NEPPIRAS 1973), können mittels der harmonischen FE-Simulation Frequenzgänge für die Amplitude und elektrische Impedanz berechnet werden.

SILK (1983) betrachtete den Einfluss der akustischen Impedanz der Endmassen auf die Signale kurzer Pulse und zeigte Möglichkeiten zur gezielten Beeinflussung deren dynamischen Verhaltens auf. Anhand einer elektromechanischen Ersatzschaltung ermittelte SHUYU (2005b) das Verhalten der Eigenfrequenz in Abhängigkeit von der Platzierung der Piezokeramiken im LBT und der Größe der Last.

KAUCZOR (2009) betrachtete den möglichen Entwurf eines Ultraschallschwingers, während er die mathematischen Gleichungen zur Beschreibung der verschiedenen Eigenschaften von LBTs entwickelte und diese in einem elektromechanischen Ersatzschaltbild zusammenführte. Zudem beschrieb er ausführlich ein Stromrichterkonzept zur Ansteuerung des LBT.

Ein Vorgehen zur schrittweisen Auslegung für LBTs lieferten auch ABDULLAH

## 2 Stand der Forschung

---

et al. (2009) und AL-BUDAIRI (2012): Begonnen bei der Materialauswahl, über die Dimensionierung der Endmassen und die Aufbringung der Vorspannung bis zur Simulation des Ultraschallschwingers in der FEM und der vereinfachten Anpassung des elektrischen Schwingkreises.

### 2.5.3 Auslegung von Stabsonotroden

Die Ziele bei der Auslegung von Stabsonotroden beschränken sich im Wesentlichen auf die Resonanzfrequenz und Amplitudenverstärkung unter Einhaltung bestimmter Randbedingungen, wie etwa den Anschlussquerschnitten und der Dauerfestigkeit. Mithilfe kontinuierlicher Gleichungen können Stabsonotroden verschiedener Konturen direkt analytisch (MERKULOV 1957; NEPPIRAS 1960; MAKAROV 1964) oder numerisch (EISNER 1963; KLEESATTEL 1970; SCHEIBENER 1971) für die gewünschten Frequenzen berechnet werden.

Die Auslegung einer gestuften Stabsonotrode als Endmasse eines LBT mittels eines rotationssymmetrischen zweidimensionalen FE-Modells unter Berücksichtigung der Amplitude und Frequenz führte HANSEN (1997) durch. PARRINI (2001) verwendete eine FE-Simulation zur Minimierung der Schwingungsamplitude in der Aufhängung einer Stabsonotrode.

### 2.5.4 Auslegung von Plattensonotroden

Die Auslegung von Plattensonotroden wird, ähnlich wie deren Modellierung, in der wissenschaftlichen Literatur kaum behandelt. Ansätze zur Verbreiterung des nutzbaren Frequenzbandes von Tonpilz-Sonotroden durch gezieltes Verschieben von Schwingungsmoden finden sich u. a. in YAO & BJORNO (1997). Einen Ansatz zur Verbreiterung des Spektrums eines rechteckigen Tonpilzes mittels einer Reihe von FE-Simulationen und zur Lagerung des Systems an dessen Umfang lieferten HAWKINS & GOUGH (1996).

Für die gestuften Plattensonotroden nach BARONE & GALLEGU-JUAREZ (1972) können anhand der Gleichungen von GALLEGU-JUAREZ (1973) oder mittels der FE-Simulation nach GALLEGU-JUAREZ et al. (2001) die erforderliche Gestalt

und Frequenz berechnet werden. Für die Auslegung regelmäßiger zweidimensionaler Biegeschwingungen rechteckiger Plattensonotroden für die SFL stellten DISTEL & REINHART (2015) ein auf der FEM basierendes Vorgehen vor.

### 2.5.5 Auslegung von Ultraschallsystemen

Neben der isolierten Betrachtung einzelner Komponenten können auch Wechselwirkungen innerhalb des gesamten Ultraschallsystems berücksichtigt werden. Hierzu formulieren einige Autoren die Systemanforderungen als Zielfunktionen und verwenden Optimierungsalgorithmen zur Auslegung.

Mittels der Matrix-Methode führte FU (2005) eine schrittweise multidimensionale Optimierung eines Ultraschallsystems durch. Zunächst wurde dabei der LBT separat betrachtet, anschließend die Stabsonotrode in die Betrachtung eingeschlossen und zuletzt die Last miteinbezogen. Als Designparameter dienten unter anderem die Längen und das Material der Endmassen, der Außendurchmesser des LBT und die Dicken der Piezokeramiken. Ziele waren stets die Maximierung der Schwingungsamplitude und die Minimierung der elektrischen Leistungsaufnahme. Zur Optimierung verwendeten FU (2005) genetische Algorithmen, welche auf dem Prinzip der Reproduktion und Mutation von bestehenden Lösungen basieren. Die Funktionsfähigkeit der Methode in einem großen Lösungsraum mit variabler Ultraschallschwinger-Topologie durch die automatisierte Erstellung der Transfermatrizen wiesen FU et al. (2006) nach.

HEIKKOLA & LAITINEN (2005) führten eine multidimensionale Optimierung der Kontur eines Ultraschallhorns anhand eines zweidimensionalen FE-Modells durch, indem sie einerseits eine möglichst hohe Amplitude an der Stirnfläche bei gleichzeitig geringer Amplitude an der Aufhängung verfolgten und andererseits die elektrische Impedanz des Ultraschallschwingers minimierten. In einer folgenden Veröffentlichung bezogen HEIKKOLA et al. (2006) eine FSI in die Modellierung mit ein und optimierten die Kontur einer Tonzylinder-Sonotrode. Als Zielfunktionen dienten dabei die Maximierung des akustischen Drucks im Fluid sowie die Minimierung der elektrischen Impedanz und Schwingungsamplitude im Bereich der Gehäuseanbindung. In beiden Fällen wurde zur Optimierung die von MIETTINEN & MÄKELÄ (1995) entwickelte NIMBUS-Methode eingesetzt.

Eine Kombination aus zwei FEM-Programmen unterschiedlicher Fähigkeiten setzten SCHORDERET et al. (2011) zur Optimierung eines Systems zur Ultraschallbearbeitung ein. Während zahlreiche geometrische Abmessungen und Materialeigenschaften als Designparameter fungierten, wurden für die Zielfunktionen die Schwingungsamplitude, die Resonanzfrequenz, die Dauerfestigkeit und die elektrische Impedanz berücksichtigt. Die Optimierung erfolgte manuell ohne den Einsatz eines mathematischen Algorithmus.

### 2.5.6 Auslegung von Systemen zur Squeeze-film-Levitation

ZIMMERMANN (2011) formulierte in seiner Arbeit Konzepte und Gestaltungsregeln für die ultraschallbasierte berührungslose Handhabung, indem er bei der Auslegung zu berücksichtigende Kriterien aus Prozesssicht definierte und wichtige Einflussfaktoren identifizierte. Er verzichtete auf konkrete Anweisungen und Modelle zur Umsetzung, mit der Handhabungssysteme ausgelegt werden können. Ein Vorgehen zum Entwurf von Ultraschallsystemen für die SFL beschrieben ZÄH & ZITZMANN (2005), wobei sie das Handhabungssystem an die Frequenz eines kommerziellen LBT anpassten und die konkrete Ausgestaltung der einzelnen Methodenschritte nicht ausführten.

Durch eine geeignete Kombination der SFL mit ansaugenden Unterdruckdüsen können kleine Bauteile berührungslos von oben gegriffen werden. Eine detaillierte Methode zur Auslegung solcher Ultraschallgreifsysteme für die Mikrosystemtechnik entwickelte HEINZ (2012). Ausgehend von einer Identifikation der Handhabungsaufgabe schätzte HEINZ (2012) die erzeugten Kräfte der SFL ab und legte mittels diskreter Modelle den Ultraschallschwinger aus. Ein wesentlicher Teil seiner Methode widmete sich anschließend der Auslegung eines stabilen horizontalen und vertikalen Kräftegleichgewichts sowie der Bestimmung des Handhabungsverhaltens. KIRCHMEIER (2015) betrachtete für denselben Greifprozess zusätzlich die erforderliche Anlagentechnik, entwickelte eine Prozessmodellierung und -steuerung und lieferte eine Methode zur Anwendung des berührungslosen Greifens.

Ein ultraschallbasiertes Gleitlager, bestehend aus einem Rohr mit außen aufgebrauchten Piezoelementen, entwarf WANG (2011). Der Fokus seiner Arbeit liegt weniger auf einem systematischen Vorgehen als auf der Beschreibung und Validierung des aufgebauten Systems. ZHAO (2010) legte in seiner Arbeit ein

berührungsloses Spindellager aus. Nach orientierenden Versuchen zur SFL beschrieb und validierte er sein fertiges Ultraschallsystem ohne das methodische Vorgehen der Auslegung darzulegen.

### 2.5.7 Fazit

Die Auslegung von Ultraschallkomponenten und -systemen erfolgt anhand unterschiedlicher, aufgabenspezifischer Ziele. Für LBTs gaben ABDULLAH et al. (2009) eine detaillierte Auslegungsmethode an, wobei sie viele Vereinfachungen trafen und keine Optimierung durchführten. Eine manuelle, multidimensionale Optimierung von LBTs führten SCHORDERET et al. (2011) durch. Die Auslegung von Stabsonotroden bezüglich Frequenz und Amplitudenverstärkung kann größtenteils durch kontinuierliche Gleichungen erfolgen und wird nur selten mittels FEM durchgeführt.

Die derzeitige manuelle Auslegung von LBTs mithilfe von FE-Modellen lässt großes Potenzial bezüglich der Automatisierung erkennen. Eine Untersuchung des Einflusses getroffener Modellvereinfachungen und der damit einhergehenden Einschränkungen der Gültigkeitsbereiche der Modelle fehlt. Bei Stabsonotroden existiert keine multikriterielle Auslegung, welche neben der Resonanzfrequenz und Amplitudenverstärkung die Vibration der Aufhängung minimiert. Für rechteckige Plattensonotroden existiert neben der Arbeit von DISTEL & REINHART (2013a) derzeit keine Auslegungsmethode.

Für die Auslegung ultraschallbasierter berührungsloser Handhabungssystemen liefern die bestehenden wissenschaftlichen Arbeiten keine durchgängige Methode von der Handhabungsaufgabe zum einsatzbereiten System. Die Methode nach HEINZ (2012) setzt den LBT als gegebene Systemkomponente voraus, wodurch zusätzliche Randbedingungen entstehen und Kompromisse eingegangen werden müssen. Die Arbeit von ZÄH & ZITZMANN (2005) liefert eine generische Beschreibung ausgewählter Teilschritte einer Gesamtmethode und die Auslegung mit den empirischen Gestaltungsregeln nach ZIMMERMANN (2011) erfordert umfangreiches zusätzliches Expertenwissen. Die anderen Arbeiten zur Anwendung der SFL (ZHAO 2010; WANG 2011; LI et al. 2011) beschränken sich auf die Beschreibung der Auslegung konkreter Prototypen für bestimmte Experimente, wobei eine Verallgemeinerung zu einem methodischen Vorgehen nicht ohne Weiteres möglich ist.

### 2.6 Regelung

Prinzipiell lassen sich für Ultraschallschwinger verschiedene Konzepte bezüglich der Wahl des Betriebspunkts<sup>15</sup> unterscheiden. Für schwach gedämpfte Systeme mit begrenzten Betriebslasten ist dabei besonders der Betrieb mit der Resonanzfrequenz vorteilhaft. Bei Systemen mit einer hohen mechanischen Güte erfordert dieses Konzept eine Regelung der Anregungsfrequenz, da sowohl eine Veränderung der Belastung als auch eine thermische Erwärmung einen Einfluss auf die Resonanzfrequenz haben. (LITTMANN 2003, S. 88-89)

#### 2.6.1 Selbsterregte Schwingung

Die einfachste und älteste Regelung für den Betrieb von Ultraschallschwingern in ihrer Resonanz basiert auf dem Prinzip der selbsterregten Schwingung, welches bereits von ST. CLAIR (1941) für einen elektromagnetischen Ultraschallschwinger beschrieben wurde. Dabei wird die auftretende Schwingung gemessen, dieses Signal verstärkt, ggf. in der Phase korrigiert und dem System direkt als Anregung zurückgeführt. Möglich ist dies, da Frequenzanteile außerhalb der Resonanz im mechanischen Schwingungssystem stärker gedämpft werden als die Resonanzfrequenz und so langfristig abklingen.

Nach RAMOS-FERNANDEZ et al. (1985) führt der Einsatz der selbsterregten Schwingung mit Ultraschallschwingern hoher mechanischer Güte häufig zu instabilen Systemzuständen. MOJRZISCH & WALLASCHEK (2013) kamen hingegen zu dem Schluss, dass diese Art der Regelung besonders gut für die gering gedämpfte SFL geeignet ist, welche meist hohe mechanische Güten aufweist. In jedem Fall müssen die elektrischen Schaltungen sehr genau auf das Ultraschallsystem angepasst werden (KAUCZOR 2009).

---

<sup>15</sup>Ein Betrieb in der Resonanz wird für maximale Schwingungsamplituden verwendet. In der Antiresonanz existieren minimale elektrische Verluste. Zwischen diesen beiden Frequenzen ist die Eingangsadmittanz unabhängig von der Bedämpfung durch externe Lasten.

### 2.6.2 Phase Locked Loop

Ein alternatives, weitverbreitetes Regelungsprinzip für Ultraschallsysteme ist die sogenannte Phase Locked Loop (PLL) (BEST 1993). Bei dieser wird der signifikante Phasenverlauf zwischen zwei Signalen genutzt. So sind in einem elektrischen Schwingkreis beispielsweise Anregungsspannung  $U_{\text{out}}$  und -stromstärke  $I_{\text{out}}$  in der Resonanz in Phase, während sie unter- bzw. oberhalb der Resonanzfrequenz einen für Kapazitäten typischen Phasenversatz von circa  $-90^\circ$  besitzen. Bei der PLL wird die Anregungsfrequenz  $f_{\text{out}}$  so variiert, dass die detektierte Phase dem erwünschten Wert, in obigem Beispiel  $0^\circ$ , entspricht. Eine ausführlichere Beschreibung der PLL kann dem Anhang (Abschnitt A.2.1) entnommen werden.

Bei dem Einsatz der PLL mit LBTs existieren nach DONG et al. (2012) drei wesentliche Probleme:

1. Der Verlust der Resonanz wegen eines Phasenverlaufs ohne Nulldurchgang
2. Die versehentliche Regelung auf die Antiresonanz, welche ebenfalls einen Nulldurchgang besitzt
3. Die Abweichung zwischen Nulldurchgang der Phase  $f_{r,\text{el}}$  und mechanischer Resonanz  $f_s$ , hervorgerufen durch eine kapazitive oder induktive Wirkung des elektrischen Schwingkreises (Anhang, Abschnitt A.1.6)

Alle drei Effekte verhalten sich indirekt proportional zur mechanischen Güte des Ultraschallschwingers, welche unter anderem von der Last abhängt. Durch eine Impedanzanpassung des elektrischen Schwingkreises ist eine Kompensation der Effekte möglich. RAMOS-FERNANDEZ et al. (1985) kompensierten aus diesem Grund die statische Kapazität  $C_0$  durch eine entsprechende Induktivität, bevor sie eine PLL anwendeten. Da in der Praxis die Kompensation der statischen Kapazität nur für den initialen Arbeitspunkt exakt gültig ist, schlugen YAO et al. (2013) eine fortlaufende experimentelle Adaption der Induktivität über die maximale effektive Stromstärke vor. DONG et al. (2012) verwendeten für die PLL hingegen eine mechanisch äquivalente Stromstärke, welche sie mittels theoretischer Überlegungen aus der elektrischen Stromstärke berechneten.

### 2.6.3 Admittance Locking

Da die für die PLL erforderliche Impedanzanpassung häufig auf elektromechanischen Ersatzmodellen basiert, welche nur eine Näherung des realen Systems darstellen, schlagen einige Autoren eine auf der elektrischen Admittanz basierende Regelungsstrategie, das *Admittance Locking*, vor. Dieses Prinzip basiert auf der minimalen Impedanz des elektrischen Schwingkreises in Resonanz (Anhang, Abschnitt A.2.2).

Durch eine kontinuierliche Variation der Anregungsfrequenz mit einer kleinen Schrittweite ermittelten BRIOT et al. (1993) die Frequenz mit dem maximalen Stromfluss. Wenn die effektive Stromstärke nach einem Frequenzschritt abnimmt, wird die Richtung der Frequenzvariation umgekehrt, andernfalls wird sie beibehalten. Durch diesen Algorithmus wird ein stetiges Oszillieren um die Resonanz erzielt, solange keine asymmetrischen Frequenzverläufe – wie beispielsweise von AURELLE et al. (1996) beschrieben – vorliegen.

Als wesentliche Vorteile des Admittance Lockings gegenüber der PLL nannten MORTIMER et al. (2001) die mögliche Anregung der LBTs mit Signalen beliebiger Form und die Verwendung günstiger Komponenten für den Leistungsverstärker. Wie VORONINA & BABITSKY (2008) experimentell nachwiesen, weicht bei realen Ultraschallsystemen die Frequenz der maximalen Admittanz  $f_m$  von der mechanischen Resonanz  $f_s$  mit der maximalen Schwingungsamplitude ab (Anhang, Abschnitt A.1.6).

### 2.6.4 Resonance Tracking

Da sowohl die PLL als auch das Admittance Locking ein lineares Systemverhalten um den Arbeitspunkt voraussetzen, schlugen GABAY & BUCHER (2006) für die SFL eine adaptive Regelung, basierend auf einer Übertragungsfunktion, vor. Diese als *Resonance Tracking* bezeichnete Regelungsstrategie betrachtet das Ultraschallsystem als eine „Black Box“ und bildet dessen Amplituden-Frequenzverhalten mit einem Polynom als Übertragungsfunktion ab. Ein rekursiver Algorithmus passt diese Funktion kontinuierlich mithilfe von Messsignalen an die sich zeitlich ändernden Systemeigenschaften an. Zur Bestimmung der Anregungsfrequenz wird abschließend das Maximum des Amplituden-Frequenzgangs berechnet. Diese Form der adaptiven Regelung kann nach UN-

BEHAUEN (2000, S. 139-141) der Extremwertregelung zugeordnet werden. Als Messgröße verwendeten GABAY & BUCHER (2006) die optisch ermittelte Spalthöhe zwischen Werkstück und Plattensonotrode, welche mittels eines *Recursive-Least-Squares*-(RLS)-Algorithmus<sup>16</sup> auf ein Polynom dritter Ordnung abgebildet wurde. Da sich das Systemverhalten mit der Zeit verändert, werden für das Resonance Tracking länger zurückliegende Messwerte geringer gewichtet als aktuelle. Aufgrund dieser Vernachlässigung älterer Werte würde ein Betrieb des Ultraschallschwingers bei exakt derselben Frequenz zu einer Degeneration<sup>17</sup> der Übertragungsfunktion führen. Aus diesem Grund wird ein Dither<sup>18</sup> auf die Ausgangsfrequenz aufgegeben.

### 2.6.5 Fazit

Die selbsterregte Schwingung, die PLL und das Admittance Locking setzen eine Anpassung der elektrischen Anregung voraus, um die kapazitive Wirkung der Piezokeramiken zu kompensieren. Durch Erweiterungen der jeweiligen Algorithmen kann auch bei dynamischen Veränderungen der zu regelnden Systeme eine zufriedenstellende Regelung sichergestellt werden.

Aufgrund des Unterschieds zwischen den elektrischen Frequenzen  $f_{r,el}$  und  $f_m$  und der mechanischen Resonanzfrequenz  $f_s$  schlugen GABAY & BUCHER (2006) das Resonance Tracking vor, welches eine Messung des Spalts erfordert. Die Komplexität und der Implementierungsaufwand des Algorithmus sind größer und die Hardware-Anforderungen deutlich höher als bei den anderen Regelungsstrategien. Dafür müssen keine Annahmen über das Systemverhalten im Arbeitspunkt getroffen werden. Die von GABAY & BUCHER (2006) durchgeführte sensorische Erfassung der Höhe des Squeezefilms ist in industriellen Prozessen meist nicht möglich.

---

<sup>16</sup>Grundlagen zum Recursive-Least-Squares (RLS)-Algorithmus finden sich unter anderem bei MENDEL (1987).

<sup>17</sup>Bei der Degeneration nimmt ein Parameter der Funktion den Wert null an. In dem vorliegenden Fall besteht die Gefahr, dass aus einer kubischen eine quadratische Funktion wird.

<sup>18</sup>Mit Dither (zu deutsch: Zittern) wird in der Signaltechnik ein künstliches Rauschen bezeichnet, welches zu einem gegebenen Signal addiert wird und systematische Fehler reduzieren soll.

### 2.7 Defizite des Stands der Forschung

Eine prozesszentrierte, durchgängige Auslegungsmethode, wie in der Zielsetzung dieser Arbeit (Abschnitt 1.3) gefordert, existiert derzeit nicht. Ebenso fehlen quantifizierte Ziele, anhand derer ausgelegte Systeme zur SFL bewertet und verglichen werden könnten. Die bestehenden Modelle, welche zur Auslegung herangezogen werden können, haben insbesondere bezüglich der Abbildung geometrischer Details, der getroffenen Vereinfachungen und deren Validierung starke Defizite.

Die etablierten Regelungen benötigen für jedes Ultraschallsystem eine Anpassung der elektrischen Anregung. Insbesondere bei Systemen mit unterschiedlichen Resonanzfrequenzen würde der Aufwand der Auslegung bei Einsatz dieser bestehenden Ansätze in die Regelungstechnik und elektrische Anregung verschoben werden.

Im Rahmen von Kapitel 3 wird auf Basis der identifizierten Defizite und der Zielsetzung eine Auslegungsmethode entworfen. In Kapitel 6 wird ein neues Regelungskonzept entworfen, welches keine Anpassung der elektrischen Schaltung benötigt.

## **3 Auslegungsmethode**

### **3.1 Allgemeines**

Die bisherigen wissenschaftlichen Arbeiten zur SFL beschäftigen sich überwiegend mit den strömungsmechanischen Effekten im Spalt. Dabei werden die physikalischen Effekte der Handhabungstechnologie intensiv untersucht, während die Auslegung der zur Erzeugung der Ultraschallschwingung erforderlichen Handhabungssysteme weitgehend unberücksichtigt bleiben. Um diese Lücke zu schließen, wird in diesem Kapitel eine neue Auslegungsmethode hergeleitet.

Anhand der definierten Zielsetzung (Abschnitt 1.3) und der dargelegten Defizite im Stand der Forschung (Abschnitt 2.7) wird in Abschnitt 3.2 zunächst eine Anforderungsanalyse für die zu erstellende Auslegungsmethode und die dabei einzusetzenden Modelle durchgeführt. Die identifizierten Anforderungen können später zu deren Bewertung verwendet werden. In Abschnitt 3.3 wird anschließend ein formales Systemmodell hergeleitet. Dieses wird in Abschnitt 3.4 verwendet, um ein gerichtetes Vorgehen zu entwickeln und die Schnittstellen zwischen den Schritten zu definieren.

### **3.2 Anforderungsanalyse**

#### **3.2.1 Anforderungen an die Methode und Modelle**

Anhand der Zielsetzung in Abschnitt 1.3 und der in Abschnitt 2.7 identifizierten Defizite des Stands der Forschung, werden zunächst Anforderungen an die Auslegungsmethode hergeleitet.

### 3 Auslegungsmethode

---

Die ersten Anforderungen werden aus der Zielsetzung (Abschnitt 1.3) abgeleitet. Zur vermehrten Anwendung der ultraschallbasierten berührungslosen Handhabung in der industriellen Praxis muss – neben dem Aufzeigen der Potenziale – das Vertrauen der Anwender in die SFL und die zugehörige Systemtechnik gesteigert werden. Dieses kann einerseits durch langfristige, positive Erfahrungen oder andererseits durch ein tiefgreifendes Verständnis auf Seiten der Anwender geschaffen werden. Da für nahezu jedes Werkstück und jeden Prozess individuelle Systeme erforderlich sind, ist die Übertragbarkeit von Versuchen nicht immer gegeben. Stattdessen erscheint das Befähigen der Anwender zum Nachvollziehen der Auslegung der Handhabungssysteme sinnvoll. Auch die quantitative Bewertung der ausgelegten Systeme anhand vordefinierter objektiver Kriterien stellt eine vertrauensbildende Maßnahme dar. Letztlich ist die Wirtschaftlichkeit der Anwendungsmethode das entscheidende Kriterium, welches über den Einsatz in der industriellen Praxis entscheidet.

Die ersten vier Anforderungen sind somit:

- A 1 *Prozesszentriert*: Die Auslegungsmethode soll auf die jeweiligen Werkstückeigenschaften und Prozessanforderungen optimiert sein und darauf abgestimmte Handhabungssysteme liefern. Die aktuellen technologischen Grenzen der SFL, wie z. B. ein Prozess bei Raumtemperatur und ebene, luftundurchlässige, biegefestе Werkstücke, werden dabei als gegeben vorausgesetzt.
- A 2 *Nachvollziehbar*: Die Methode soll für den Anwender transparent und nachvollziehbar sein. Hierzu werden das erforderliche Wissen über die ultraschallbasierte berührungslose Handhabung vermittelt und die Zusammenhänge zwischen den Komponenten erläutert. Wo erforderlich, wird auf den Stand der Forschung verwiesen. Weder die Methode noch die darin verwendeten Modelle sollen für den Anwender eine Black-Box darstellen.
- A 3 *Objektiv*: Die Bewertung der Handhabungssysteme soll anhand objektiver quantifizierbarer Kriterien erfolgen. Diese Kriterien stellen die Leistungsfähigkeit und Zuverlässigkeit der Handhabung sicher.
- A 4 *Automatisiert*: Die Auslegungsmethode soll weitgehend automatisiert angewendet werden können. Durch eine Minimierung der Anwenderinteraktion soll die Akzeptanz für die Methode gesteigert, die Auslegungszeit

reduziert und die Ergebnisqualität verbessert werden. Der deterministische Charakter der Nachvollziehbarkeit und Objektivität darf durch die Automatisierung nicht verloren gehen.

Im Stand der Forschung (Kapitel 2) wurden erste Ansätze zur Auslegung von Handhabungssystemen mit SFL aufgezeigt (Abschnitt 2.5.6). Keine der bestehenden Arbeiten beschreibt ein durchgängiges Vorgehen von der erforderlichen Handhabungsaufgabe bis zur ausgelegten Systemtechnik. Entweder werden existierende Komponenten<sup>19</sup> vorausgesetzt (HEINZ 2012), zusätzliche Auslegungsschritte impliziert (ZÄH & ZITZMANN 2005) oder umfangreiches Expertenwissen des Anwenders benötigt (ZIMMERMANN 2011). Um die Auslegung individueller Systeme durch Anwender der SFL zu ermöglichen, müssen diese Einschränkungen beseitigt werden.

Zusammengefasst sind die beiden resultierenden Anforderungen:

- A 5 *Vollständig*: Das gesamte Handhabungssystem soll bei der Erstellung der Auslegungsmethode berücksichtigt werden. Der Aufwand der Auslegung soll nicht auf Komponenten außerhalb der Systemgrenzen verlagert werden. Alle Systemkomponenten, welche für eine prozessindividuelle Lösungen angepasst werden müssen, sollen im Rahmen der Methode ausgelegt werden.
- A 6 *Durchgängig*: Die Beschreibung der Methode soll durchgängig sein und dem Anwender alle erforderlichen Informationen zur Verfügung stellen. Der Erfolg der Durchführung und die Qualität der Auslegungsergebnisse sollen weitestgehend vom Vorwissen des Anwenders entkoppelt werden. Hierzu muss alles für einen Auslegungsschritt benötigte Wissen entweder aus den vorhergehenden Schritten verfügbar sein oder mit gezielten Fragen vom Anwender eingeholt werden. Bei allen Auslegungsschritten muss das Vorgehen und ein exemplarischer Modellierungsansatz beschrieben sein.

---

<sup>19</sup>Durch die Verwendung bestehender Komponenten werden Systemeigenschaften vorgegeben, welche nicht mehr als Designparameter für die Auslegung zur Verfügung stehen. Somit wird der Lösungsraum für die möglichen Handhabungssysteme eingeschränkt und individuelle Anforderungen der Handhabungsaufgabe können ggf. nicht mehr erfüllt werden.

### 3 Auslegungsmethode

---

Die Ergebnisse der Auslegung sollen nach Möglichkeit ohne experimentelle Anpassungen übernommen werden können. Konkret ist dafür eine detaillierte Modellierung mit etablierten Methoden erforderlich. Für die einzelnen Ultraschallkomponenten existieren in der Forschung zahlreiche Arbeiten zur Modellierung und Auslegung (Abschnitte 2.4 und 2.5). Nur in wenigen Fällen werden dabei die Auswirkungen der getroffenen Modellannahmen und Vereinfachungen betrachtet oder etwaige Gültigkeitsbereiche angegeben. Der Einfluss der Schnittstellen zwischen den Komponenten auf das Systemverhalten wird im bestehenden Stand der Forschung nicht betrachtet.

Die letzten Anforderungen an die Methode und die im Rahmen der Auslegung verwendeten Modelle sind somit:

- A 7 *Komponentenübergreifend*: Um eine nachträgliche experimentelle Anpassung zu vermeiden, muss eine komponentenübergreifende Betrachtung des Gesamtsystems erfolgen. Eine ausschließlich isolierte Betrachtung der Komponenten vereinfacht in der Regel die Wechselwirkungen an den Schnittstellen<sup>20</sup> zwischen den Systemkomponenten und prädiziert das Systemverhalten falsch.
- A 8 *Verifizierbar*<sup>21</sup>: Sowohl die Methode als auch die dabei eingesetzten Modelle sollen durch den Anwender hinsichtlich der korrekten Umsetzung bewertbar sein. Die Methode sollte hierzu mittels eines Modells systematisch hergeleitet werden.
- A 9 *Validierbar*<sup>22</sup>: Die Ergebnisse der Methode und der darin eingesetzten Modelle sollen von dem Anwender auf ihre Übereinstimmung mit der Realität überprüfbar sein. Getroffene Vereinfachungen sollen transparent sein. Die Methode ist hierzu exemplarisch durchzuführen und die dazugehörigen experimentellen Ergebnisse zur Verfügung zu stellen. Sofern

---

<sup>20</sup>Bei der isolierten Betrachtung einzelner Komponenten werden die Schnittstellen zu benachbarten Komponenten mittels Randbedingungen modelliert. Diese basieren auf verallgemeinerten Beobachtungen und Annahmen. Das tatsächliche Verhalten an den Schnittstellen ist hingegen von der individuellen Gestaltung der Komponenten abhängig und weicht deshalb meist von angenommenen Randbedingungen ab.

<sup>21</sup>Nach NEELAMKAVIL (1987, S. 76) ist die Verifikation definiert als das Vorgehen zur Sicherstellung, dass ein Modell den Spezifikationen entsprechend aufgebaut ist und fehlerfrei bezüglich der Struktur, der Algorithmen und der Implementierung ist.

<sup>22</sup>Die Validierung wird von NEELAMKAVIL (1987, S. 77) als die Untersuchung des Übereinstimmungsgrads zwischen Realität und Modell definiert.

die eingesetzten Modelle aufgrund ihrer Komplexität nicht durch die Ergebnisse der Methode bewertet werden können, sind für diese separate Experimente durchzuführen.

### 3.2.2 Anforderungen an den Handhabungsprozess

Bevor mit der Erstellung der Auslegungsmethode begonnen wird, müssen noch die von den Handhabungssystemen zu erfüllenden Eigenschaften definiert werden. Um eine vollständige Beschreibung zu erhalten, werden hierzu zunächst allgemeine, abstrakte Anforderungen an Handhabungsprozesse festgelegt. Im folgenden Abschnitt werden diese auf die konkreten Gegebenheiten der ultraschallbasierten berührungslosen Handhabung angewendet.

- A I *Funktionalität*: Die Kernforderung ist die Eignung des Systems zur Handhabung des Werkstücks und zur Durchführung der Handhabungsaufgabe. Das System muss in der Lage sein mittels Kraft-, Form- oder Stoffschluss die gewünschte Funktion zu erfüllen.
- A II *Störungstoleranz*: Um eine Beschädigung der Werkstücke zu vermeiden, sind instabile Prozesszustände auszuschließen. Auch gegenüber externen Störungen soll der Handhabungsprozess robust sein. Dies erleichtert den Einsatz in realen Fertigungsprozessen, welche häufig Schwankungen bezüglich der Umgebungsbedingungen und Werkstücktoleranzen unterworfen sind.
- A III *Schnittstelle*: Das Handhabungssystem soll die Umgebung so wenig wie möglich beeinflussen. Durch geeignete Schnittstellen können individuelle Anpassungen des Produktionssystems und Störungen der unterstützten Fertigungsprozesse vermieden werden.
- A IV *Betriebsfestigkeit*: Die Systemtechnik zur Handhabung muss die Lebensdauer der umgebenden Produktionssysteme erreichen. Aufgrund der hohen Schwingungsfrequenz muss für alle Komponenten die Anforderung der Dauerfestigkeit erfüllt werden.

#### 3.3 Formales Systemmodell

Mithilfe der Anforderungen aus Abschnitt 3.2.2 und von Überlegungen zu Wirkzusammenhängen wird ein formales Systemmodell<sup>23</sup> für ultraschallbasierte berührungslose Handhabungsprozesse aufgebaut. Nach einer kurzen Erläuterung des *Vorgehens zum Aufbau des Systemmodells* werden die *allgemeinen Wirkzusammenhänge* der Handhabungsaufgabe erläutert und eine *Herleitung der Zielgrößen* aus den Anforderungen in Abschnitt 3.2.2 durchgeführt. Das formale Systemmodell dient im folgenden Abschnitt 3.4 als Grundlage für die systematische Herleitung der Auslegungsmethode.

Die Elemente des Systemmodells sind dabei die *Systemgrößen*. Eine Systemgröße, aus welcher direkt auf die Erfüllung der Anforderungen A I bis A IV geschlossen werden kann, wird als *Zielgröße* bezeichnet. Im Gegensatz dazu sind die *Stellgrößen* diejenigen Systemgrößen, welche während der Auslegung als Designparameter unmittelbar vorgegeben werden und nicht durch andere Systemgrößen verändert werden. Die Systemgrößen sind über gerichtete *Beziehungen* verknüpft, welche die Wechselwirkungen darstellen und Wirkungsketten bilden.

#### Vorgehen zum Aufbau des Systemmodells

Ausgehend von den *Zielgrößen* wird schrittweise das formale Systemmodell in Abbildung 6 gebildet. Dazu werden iterativ von den bestehenden *Systemgrößen*, einschließlich der *Zielgrößen*, die zu deren Bestimmung erforderlichen *Systemgrößen* abgeleitet. Dies wird solange wiederholt, bis eine *Systemgröße* entweder durch die *Handhabungsaufgabe* vorgegeben ist, im Rahmen der zu definierenden Auslegungsmethode als *Stellgröße* fungiert oder nicht weiter aufgelöst werden kann.

Nach MARTIN (2014, S. 331) besteht ein *Handhabungsprozess* aus einer *Handhabungsaufgabe*, einer geräteneutralen *Handhabungsfunktion* und einem Handha-

---

<sup>23</sup>Grundlagen zur Modellbildung von formalen Systemmodellen für Simulationsstudien finden sich u. a. in SAUERBIER (1999, S. 35-50). Das Vorgehen und die Wahl der Begrifflichkeiten weichen in der vorliegenden Arbeit geringfügig ab, da das Ziel des formalen Systemmodells kein Simulationsmodell ist. Stattdessen soll aus dem Systemmodell eine Auslegungsmethode abgeleitet werden.

bungsgerät bzw. *Handhabungssystem*. Die Handhabungsaufgabe kann weiter in das *Werkstück* und die individuellen Produktionsumgebung (*Umgebung*) unterteilt werden. Bei der ultraschallbasierten berührungslosen Handhabung wird die Handhabungsfunktion *Halten* (VDI 2860) durch die *SFL* realisiert, weshalb das Werkstück und das Handhabungssystem durch einen Spalt getrennt sind. Das Handhabungssystem besteht seinerseits aus den Komponenten *Plattensonotrode*, *Stabsonotrode* und *LBT* sowie der Prozessregelung (*Regelung*). Anhand der eingeführten Definition des Handhabungsprozesses kann das Systemmodell in sieben Subsysteme unterteilt werden:

- die Umgebung,
- das Werkstück,
- die SFL,
- die Plattensonotrode,
- die Stabsonotrode,
- der LBT und
- die Regelung.

Wie bereits in Abschnitt 1.2 erwähnt, ist die Positionierung und Orientierung nicht Gegenstand dieser Arbeit. Die erforderlichen Vorrichtungen zur Aufbringung lateraler Kräfte befinden sich außerhalb der Systemgrenzen.

#### **Allgemeine Wirkzusammenhänge**

Ausgehend von der für den Anwender relevanten Handhabungsaufgabe lässt sich die folgende Wirkungskette für den Handhabungsprozess ableiten. Das Werkstück begrenzt den Spalt auf einer Seite und wird von diesem gehalten. Die zweite Grenze des Spalts wird von der Plattensonotrode gebildet, welche mit ihrer transversalen Schwingung das Prozessgas in dem Spalt komprimiert und somit einen Kraftschluss herbeiführt. Die Plattensonotrode wird in einem Schwingungsbauch angeregt, wobei ein möglichst kleiner Anregungsquerschnitt und eine hohe Amplitude erforderlich sind. Um dies zu realisieren, wird eine Stabsonotrode eingesetzt. Die Anregung dieser erfolgt mittels eines LBT,

bei welchem Piezokeramiken eine geregelte elektrische Spannung in mechanische Dehnung umwandeln. Die elektrische Anregung ist Teil einer Regelung, die den Betrieb des Systems in seiner Resonanz sicherstellt.

#### Herleitung der Zielgrößen

Zunächst werden aus den vier Anforderungen an den Handhabungsprozess (Abschnitt 3.2.2) *Zielgrößen* abgeleitet und deren Abhängigkeit von anderen *Systemgrößen* beschrieben. Diese Systemgrößen und Beziehungen dienen als Ausgangspunkt für das formale Systemmodell in Abbildung 6.

1. Für die Funktionalität der Handhabung (A I) ist ein stabiles *Kräftegleichgewicht* zwischen der *Gewichtskraft* des Werkstücks und der Tragkraft des mittels SFL erzeugten *Überdrucks* an der *Handhabungsfläche* des Werkstücks erforderlich.
2. Die *Störungstoleranz* (A II) wird direkt als Zielgröße verwendet. Sie wird erreicht, indem die mittlere *Spalthöhe* einen ausreichenden Sicherheitsabstand zusätzlich zur *Schwingungsamplitude* der Plattensonotrode besitzt. So kann trotz einer *Formtoleranz* des Werkstücks ein mechanischer Kontakt verhindert werden.
3. Auch die *Schnittstelle zum Produktionssystem* (A III) wird als Zielgröße verwendet. Hierbei darf einerseits keine Vibrationen auf das Produktionssystem übertragen und andererseits die gewünschte Schwingung des Handhabungssystems nicht gedämpft werden. Dies kann über einen geeignete *Schwingungsform* der Stabsonotrode gewährleistet werden.
4. Die vierte und letzte Anforderung (A IV) ergibt die Zielgröße *Betriebsfestigkeit* und wird an alle mechanischen Komponenten des Handhabungssystems gestellt. Da bei der SFL eine harmonische Schwingung vorliegt, muss die Vergleichsspannung der im Betrieb entstehenden *mechanischen Spannungen* unterhalb der *werkstoffspezifischen Dauerschwingfestigkeit* bleiben. Weitere eventuell zu betrachtende Kriterien der Betriebsfestigkeit, wie z. B. Rissfortschritt, sind ebenfalls werkstoff- und belastungsabhängig.

### 3.3 Formales Systemmodell

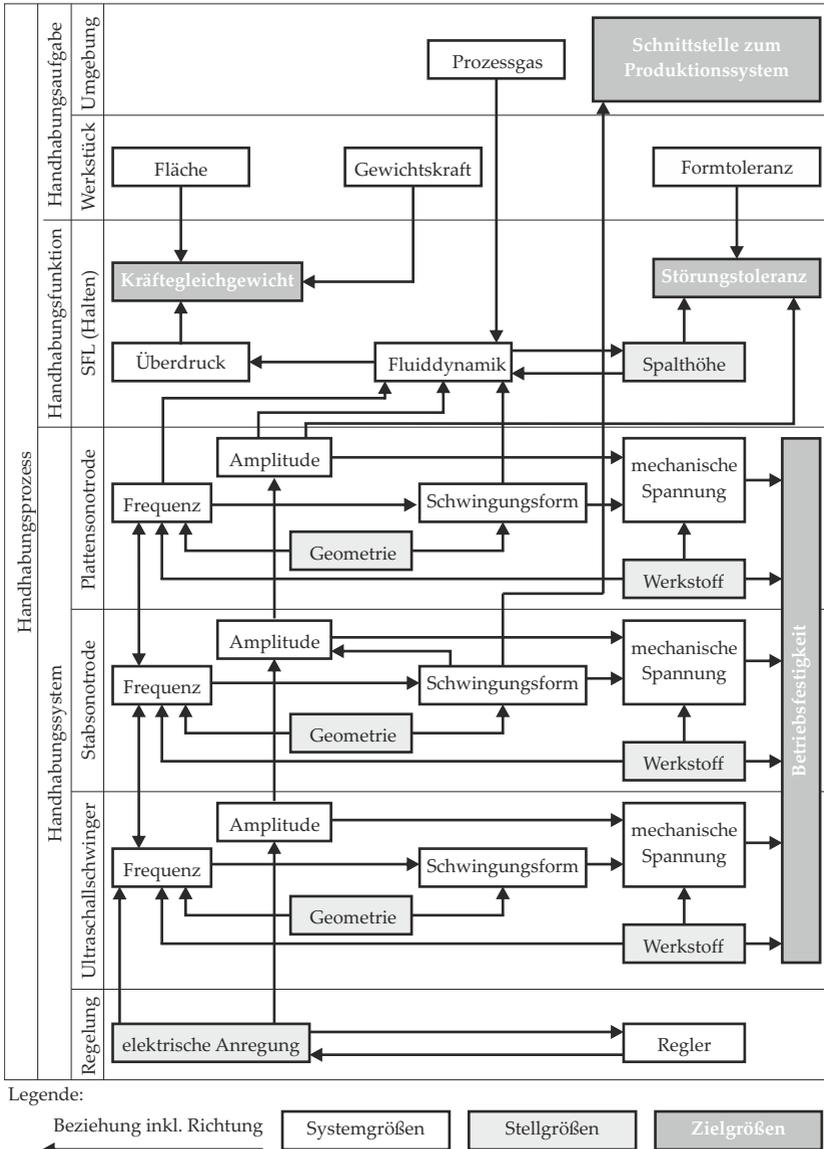


Abbildung 6: Formales Systemmodell eines ultraschallbasierten berührunglosen Handhabungsprozesses mit Darstellung der Wirkzusammenhänge

#### Vervollständigung des Systemmodells

Der *Überdruck* der SFL wird durch verschiedene fluiddynamische Effekte (*Fluid-dynamik*) erzeugt (Abschnitt 2.2.2). Neben *Frequenz*-abhängigen Effekten dominiert die zeitunabhängige Kompression des im Spalt befindlichen *Prozessgases*. Diese resultiert aus der zyklischen Veränderung des Volumens (*Spalthöhe*) durch die *Schwingungsform* und *Amplitude* der Plattensonotrode. Die Spalthöhe stellt sich im Betrieb so ein, dass ein Kräftegleichgewicht entsteht. Im Rahmen dieses Systemmodells wird die Spalthöhe als Stellgröße betrachtet, um keinen geschlossenen Wirkungskreis zu erhalten.

Die *Schwingungsform* der Plattensonotrode wird einerseits von der *Geometrie* und andererseits von der angeregten *Frequenz*<sup>24</sup> bestimmt. Die Resonanzfrequenz kann durch die *Geometrie* sowie die Werkstoffwahl (*Werkstoff*) beeinflusst werden. Die *mechanische Spannung* kann für den Betrieb mit harmonischer Anregung auf die *Schwingungsform*, die *Amplitude* und den *Werkstoff* zurückgeführt werden. Diese Abhängigkeiten gelten analog für die Stabsonotrode und den LBT.

Die *Amplitude* der Plattensonotrode ist direkt von der *Amplitude* der Stabsonotrode abhängig, welche auf die Amplitudenverstärkung ihrer *Schwingungsform* (Abschnitt 2.4.3) und die *Amplitude* des LBT zurückgeführt werden kann. Ebenso kann das Gesamtsystem zu jedem Zeitpunkt nur eine Anregungsfrequenz besitzen, weshalb die Frequenzen aller Komponenten übereinstimmen müssen.

Über die elektromechanische Kopplung der Piezokeramiken wird die mechanische *Amplitude* des LBT durch eine *elektrische Anregung* erzeugt. Diese verstärkt das Signal eines *Reglers*, welchem häufig Messgrößen der elektrischen Anregung zugrunde liegen (Abschnitt 2.6). Die Größe der *elektrischen Anregung*, ausgedrückt in der elektrischen Spannung, dient als Stellgröße für die *Amplituden*.

Als Stellgrößen dienen bei dem Handhabungssystem die *Werkstoffe* und die *Geometrien* der jeweiligen Komponenten sowie die *elektrische Anregung* der Regelung. Bei der Handhabungsfunktion dient die *Spalthöhe* der SFL als *Stellgröße*.

---

<sup>24</sup>Zur Erfüllung der Funktionalität (A I) werden Ultraschallsysteme zur berührungslosen Handhabung stets in ihrer Resonanz angeregt (Abschnitt 2.6). Aus diesem Grund werden die Anregungsfrequenzen und Resonanzfrequenzen der Komponenten in diesem Systemmodell gleichgesetzt.

Mithilfe dieser insgesamt acht *Stellgrößen* können alle *System-* und *Zielgrößen* des formalen Systemmodells eindeutig beeinflusst werden.

### 3.4 Auslegungsmethode

#### 3.4.1 Allgemeines

Auf Basis des formalen Systemmodells in Abschnitt 3.3 wird eine Auslegungsmethode abgeleitet, welche die Anforderungen aus Abschnitt 3.2.1 berücksichtigt. Zunächst wird in Abschnitt 3.4.2 ein globales Vorgehen festgelegt. In den folgenden Abschnitten (3.4.3 bis 3.4.8) werden die einzelnen Schritte ausgeführt. Jeder Schritt wird dabei zunächst allgemeingültig erläutert, bevor er im Rahmen der vorliegenden Arbeit konkretisiert und operationalisiert wird. In jedem Schritt wird der Bezug zu den *Zielgrößen* und den *Beziehungen* des Systemmodells dargelegt.

#### 3.4.2 Systemübergreifendes Vorgehen

In Abbildung 6 ist zu erkennen, dass die Systemgrößen aller Subsysteme, mit Ausnahme der Umgebung, lediglich innerhalb ihres eigenen oder mit direkt benachbarten Subsystemen wechselwirken. Die in Abschnitt 3.3 aufgestellte lineare Wirkungskette vom Werkstück über die Komponenten bis zur Regelung besitzt somit auch auf dem höheren Detaillierungsgrad des Systemmodells Gültigkeit. Dies ermöglicht eine schrittweise Auslegung ohne geplante Iterationen. Die notwendigen Informationen, welche in einem Auslegungsschritt benötigt werden, entsprechen den Beziehungen in Abbildung 6. In den nachfolgenden Schritten werden diese als *Eingangs-* bzw. *Ausgangsinformation* bezeichnet.

Zur Erfüllung der Prozesszentrierung (Anforderung A 1) beginnt die Auslegung mit einer *Analyse der Handhabungsaufgabe* (Schritt 1). Sofern eine ultraschallbasierte berührungslose Handhabung grundsätzlich möglich ist, wird anschließend eine *Berechnung der SFL* (Schritt 2) durchgeführt. Hierbei wird ermittelt, welche Kombination aus Spalthöhe, Schwingungsamplitude, -frequenz und -form für eine sichere und robuste Handhabung gewählt werden muss. Im dritten Auslegungsschritt wird die *Plattensonotrode* so gestaltet, dass eine

### 3 Auslegungsmethode

---

ihrer Eigenmoden die im Schritt zuvor festgelegte Schwingungsfrequenz und -form besitzt. Anschließend wird ein *Ultraschallschwinger ausgelegt* (Schritt 4), welcher ebenfalls die geforderte Resonanzfrequenz besitzt. Diese Komponente wird – abweichend von der linearen Wirkungskette aus Abschnitt 3.3 – der Stabsonotrode vorgezogen, da die erreichbare Schwingungsamplitude des LBT nur in engen Grenzen beeinflusst werden kann. Das bei der *Auslegung der Stabsonotrode* zu erreichende Verstärkungsverhältnis wird im fünften Schritt aus dem Quotienten der bei der SFL erforderlichen und der vom LBT erreichbaren Schwingungsamplitude gebildet. Abschließend werden die einzelnen Komponenten zu einem *Gesamtsystem* (Schritt 6) kombiniert und die Auslegung in einer Feinabstimmung finalisiert. Diese ist notwendig, da die Fügestellen zuvor nur in Näherung durch Randbedingungen abgebildet werden können. Abbildung 7 stellt den Ablauf der Auslegungsmethode in Anlehnung an das entwickelte Systemmodell dar.

Um keine Einschränkungen der Allgemeingültigkeit zu erhalten, sind die in den unterschiedlichen Auslegungsschritten einzusetzenden Modellierungen und Modelle selbst nicht Teil der Methode. Auch die Formulierung der Zielgrößen in Form von mathematischen Zielfunktionen ist nicht Gegenstand der Methode, da dies eine indirekte Festlegung der Modellierung bedeuten würde. Zur Erfüllung der Anforderung A 6 (Durchgängig) werden in den einzelnen Schritten dennoch exemplarische Modellierungsansätze vorgestellt. Diese dürfen von dem Anwender – ohne Einschränkung der Gültigkeit der Methode – durch gleichwertige Modellierungsansätze substituiert werden.

|                    |                   |   |                                |  |                                |
|--------------------|-------------------|---|--------------------------------|--|--------------------------------|
| Handhabungsprozess | -funktion         | SFL   | Schritt 2<br>(Abschnitt 3.3.4) |  |                                |
|                    | -aufgabe          | Werkstück +<br>Umgebung   | Schritt 1<br>(Abschnitt 3.3.3) |  |                                |
|                    | Handhabungssystem | Platten-<br>sonotrode   | Schritt 3<br>(Abschnitt 3.3.5) |  | Schritt 6<br>(Abschnitt 3.3.8) |
|                    |                   | Stab-<br>sonotrode  | Schritt 5<br>(Abschnitt 3.3.7) |  |                                |
|                    |                   | Ultraschall-<br>schwinger   | Schritt 4<br>(Abschnitt 3.3.6) |  |                                |
|                    | Regelung          | Neues Regelungskonzept (Kapitel 5)<br>beseitigt Bedarf nach individueller Auslegung |                                |  |                                |

Abbildung 7: Auslegungsmethode in Anlehnung an das formale Systemmodell

#### 3.4.3 Schritt 1: Analyse der Handhabungsaufgabe

Der erste Schritt der Analyse der Handhabungsaufgabe beschränkt sich im Rahmen der Auslegung auf das Werkstück und die Prozessumgebung. Ziel ist einerseits die generelle Eignung eines Werkstücks für die ultraschallbasierte berührungslose Handhabung und andererseits die notwendigen Informationen für die folgenden Auslegungsschritte zu ermitteln. Technologisch bedingt gibt es für den Einsatz der ultraschallbasierten berührungslosen Handhabung einige allgemeine Einschränkungen bezüglich der Prozessumgebung:

- Das Werkstück muss luftundurchlässig sein.
- Die Piezokeramiken müssen immer mit einem ausreichenden Abstand zur Curie-Temperatur betrieben werden. Die maximal zulässige Prozesstemperatur hängt von vielen Einflussfaktoren ab, wie z. B. dem Piezomaterial,

### 3 Auslegungsmethode

---

den Werkstoffen der Sonotroden, der Gestaltung der umgebenden Anlage und der Konvektion am LBT.

- Das Prozessgas muss kompressibel sein.

Wenn diese Randbedingungen erfüllt sind, ist eine grundsätzliche Machbarkeit gegeben. Die folgenden Fragen führen durch die Analyse der Handhabungsaufgabe. Die Antworten stellen gleichzeitig die *Ausgangsinformationen* dar:

1. Welche Abmessungen besitzt die Handhabungsfläche<sup>25</sup> des Werkstücks?
2. Welche Gesamtmasse besitzt das Werkstück?
3. Welche Formtoleranz besitzt das Werkstück?
4. Welches Prozessgas wird verwendet? Welche Werte haben dessen Dichte und Viskosität?
5. Welche Einschränkungen<sup>26</sup> stellt der Prozess an die Auswahl des Werkstoffs für die Systemkomponenten?
6. Welche Abmessungen soll das Handhabungssystem besitzen? Sollen zwei Produktionssysteme verbunden werden? Sind bei der Integration in eine bestehende Anlage Restriktion bezüglich des Bauraums unterhalb der Plattensonotrode gegeben?

#### **Einschränkungen im Rahmen dieser Arbeit**

Aufgrund der im Stand der Forschung derzeit vorhandenen Modelle und um den Einsatz zusätzlicher Systemkomponenten – beispielsweise eine aktive Kühlung der Piezokeramiken – auszuschließen, werden im Rahmen dieser Arbeit weitere Einschränkungen vorgenommen. Diese können durch den Fortschritt in der Modellierung oder durch Zusatzkomponenten in Zukunft entfallen.

- Das Werkstück muss eben sein.

---

<sup>25</sup>Die Handhabungsfläche des Werkstücks bildet zusammen mit der Plattensonotrode die Begrenzungen der SFL.

<sup>26</sup>Mögliche Einschränkungen ergeben sich bezüglich der Partikelemission, mechanischer Oberflächenbeanspruchungen oder chemischer Reaktionen (ZIMMERMANN 2011, S. 95-96).

- Das Werkstück muss formstabil<sup>27</sup> sein.
- Die Temperatur der Prozessumgebung darf 40 °C nicht übersteigen<sup>28</sup>.
- Das Prozessgas darf – aufgrund der an den Piezokeramiken anliegenden hohen elektrischen Spannungen – nicht leicht entzündlich sein und keine hohe elektrische Leitfähigkeit besitzen.
- Unterhalb der Plattensonotrode ist an mindestens einer Stelle ausreichend Platz zur Anbringung der Stabsonotrode und des LBT. Zusätzlich können große Plattensonotroden in weiteren Schwingungsknoten gelagert werden.

### 3.4.4 Schritt 2: Berechnung der Squeezefilm-Levitation

Im zweiten Schritt der Auslegungsmethode wird die SFL berechnet, um die Handhabungsfunktion sicherzustellen. Die zuvor aufgenommenen Ausgangsinformationen der Fragen 1 bis 4 und 6 aus Abschnitt 3.4.3 dienen dabei als *Eingangsinformationen*. Das Vorgehen ist in fünf Aktionen untergliedert:

1. Festlegen der Spalthöhe<sup>29</sup> (*Stellgröße*)
2. Synthetisierung der Schwingung der Plattensonotrode (*Ausgangsinformation*) zur Kompression des Spalts mit der Abmessung des Handhabungssystems als *Eingangsinformation*
3. Sicherstellen der *Zielgröße* Störungstoleranz (*Eingangsinformation* Formtoleranz)
4. Berechnung der Fluidodynamik unter Berücksichtigung der Abmessungen der Handhabungsfläche und dem Prozessgas (*Eingangsinformationen*)

---

<sup>27</sup>Die Formstabilität muss im Zweifelsfall experimentell anhand eines Probekörpers an einem bestehenden Handhabungssystem ermittelt werden.

<sup>28</sup>Piezokeramiken verlieren bereits ab einer dauerhaften Einsatztemperatur von ca. einem Drittel der Curie-Temperatur langsam ihre piezoelektrischen Eigenschaften (Anhang, Abschnitt A.1.2). Zu der Umgebungstemperatur kommt noch eine Erwärmung der Piezokeramiken aufgrund mechanischer und elektrischer Verluste.

<sup>29</sup>Die Spalthöhe bewegt sich nach dem Stand der Forschung meist zwischen 2 µm und 500 µm (HASHIMOTO et al. 1996; UEHA et al. 1998; KOYAMA et al. 2007; LI et al. 2011; ZHAO et al. 2013).

### 3 Auslegungsmethode

---

5. Wiederholen der Aktionen 1 bis 5, solange die *Zielgröße* Kräftegleichgewicht (*Eingangsinformation* Werkstückmasse) nicht erfüllt ist

Die Berechnung des Überdrucks wird solange für verschiedene Schwingungen und Spalthöhen wiederholt, bis die *Zielgrößen* Störungstoleranz und Kräftegleichgewicht erfüllt sind. Die *Ausgangsinformationen* des zweiten Auslegungsschritts sind:

- die synthetisierte Schwingungsform der Plattensonotrode<sup>30</sup>,
- die Schwingungsfrequenz und
- die Schwingungsamplitude.

#### Einschränkungen im Rahmen dieser Arbeit

Bei der Durchführung des Vorgehens müssen die generisch formulierten Aktionen 2 und 4 im Rahmen der Modellierung konkret umgesetzt werden. Hierbei finden zwangsläufig Einschränkungen bezüglich der Allgemeingültigkeit statt. Die folgenden Erläuterungen sind diesbezüglich als Beispiele zu verstehen, welche gleichzeitig ein möglichst breites Spektrum an Handhabungsaufgaben abdecken.

- Zur Berechnung der Fluidodynamik werden numerische Strömungsmechanik (CFD)-Modelle mit einer Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) verwendet<sup>31</sup>.
- Als Schwingungsform wird die regelmäßige Plattenschwingung einer rechteckigen Plattensonotrode (Abbildung 5 c) angenommen<sup>32</sup>.

Die Schwingung der Plattensonotrode muss bei der Berechnung der SFL als Randbedingung aufgebracht werden. Hierzu werden in der zweiten Aktion die folgenden Parameter festgelegt:

---

<sup>30</sup>In der vorliegenden Arbeit wird die Schwingungsform vollständig durch die Wellenlänge  $\lambda_\infty$  abgebildet.

<sup>31</sup>Die Auswahl der CFD erfolgt anhand des aktuellen Stands der Forschung (Abschnitt 2.2.2). Eine analytische Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen ist nach derzeitigem Kenntnisstand nicht möglich.

<sup>32</sup>Nach ZIMMERMANN (2011, S. 64) bieten Plattensonotroden mit regelmäßigen, zweidimensional ausgeprägten Biegeschwingungen konstanter Amplitude den besten Kompromiss aus Flächenkraft und Geometrieflexibilität.

1. Für die Schwingungsform wird – ausgehend von den Abmessungen der Handhabungsfläche (*Eingangsinformationen*) – die Wellenlänge  $\lambda_\infty$  so gewählt, dass beide Kantenlängen ganzzahlige Vielfache von  $\frac{\lambda_\infty}{2}$  sind<sup>33</sup>. Abbildung 8 stellt dies schematisch dar.
2. Die Schwingungsfrequenz  $f_{\text{SFL}}$  sollte auf Grundlage der für die Plattensonotrode zur Verfügung stehenden Halbzeuge abgeleitet werden<sup>34</sup>.
3. Als Startwert für die Schwingungsamplitude  $\zeta_{\text{SFL}}$  wird  $1\ \mu\text{m}$ <sup>35</sup> vorgeschlagen.

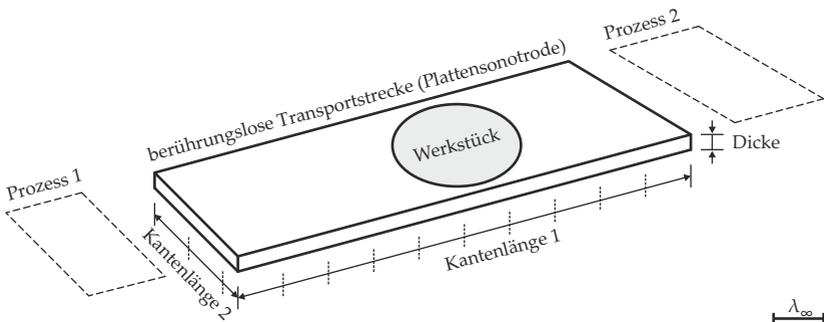


Abbildung 8: Geometrische Überlegungen zur Realisierung einer Transportstrecke

#### 3.4.5 Schritt 3: Auslegung der Plattensonotrode

Bei der Auslegung der Plattensonotrode werden die Ausgangsinformationen Schwingungsform, -frequenz und -amplitude aus Schritt 2 als *Eingangsinformationen* behandelt. Zusätzlich werden die Einschränkungen bezüglich der

<sup>33</sup>Wie HASHIMOTO et al. (1996) zeigten, muss die Kantenlänge des Werkstücks für eine stabile Handhabung mindestens das 1,5-fache der Wellenlänge  $\lambda$  betragen.

<sup>34</sup>Aus der vorgegebenen Wellenlänge  $\lambda_\infty$  kann zusammen mit den physikalischen Eigenschaften des Werkstoffs der Plattensonotrode (*Stellgröße*) und der Dicke der zur Verfügung stehenden Halbzeuge die Resonanzfrequenz der Biegung ermittelt werden. Hierbei sind die in Schritt 1 ermittelten Einschränkungen bezüglich der Werkstoffwahl zu berücksichtigen.

<sup>35</sup>Übliche Werte für die Schwingungsamplitude bei Plattensonotroden liegen maximal bei einigen Mikrometern (ZIMMERMANN 2011, S. 64; LI et al. 2011) und sind für Frequenzen zwischen 16 kHz und 30 kHz gültig. Pilzsonotroden erreichen bei diesen Frequenzen Schwingungsamplituden von bis zu  $50\ \mu\text{m}$  (HASHIMOTO et al. 1996; LIU et al. 2009).

### 3 Auslegungsmethode

---

Werkstoffwahl und die Abmessungen des Handhabungssystems aus Schritt 1 als *Eingangsinformationen* benötigt. Ziel des Schritts ist eine Plattensonotrode zu generieren, welche diese Eigenschaften besitzt. Dabei gilt grundsätzlich:

- Die Schwingung ist eine freie Schwingung ohne mechanische Randbedingungen. Die Anregung findet in einem Schwingungsbauch statt. Eine eventuelle zusätzliche Lagerung ist nur in Schwingungsknoten zulässig.
- Die Plattensonotrode wird in Resonanz betrieben, um minimale Dämpfung und maximale Amplituden zu erzielen.

Die Auslegung der Plattensonotrode erfolgt in vier Aktionen:

1. Festlegen des Werkstoffs<sup>36</sup> (*Stellgröße*) unter Berücksichtigung der *Eingangsinformation* Einschränkungen der Werkstoffwahl (eventuell von der Parameterwahl Schwingungsfrequenz in Schritt 2 übernehmen)
2. Modellieren der Geometrie<sup>37</sup> (*Stellgröße*) der Plattensonotrode unter Berücksichtigung der geforderten Abmessungen des Handhabungssystems (*Eingangsinformation*)
3. Berechnen der Plattensonotrode
4. Wiederholen der Aktionen 1 bis 4, solange die Eigenschaften der Plattensonotrode von den *Eingangsinformationen* Schwingungsform, -frequenz und -amplitude abweichen und die *Zielgröße* Betriebsfestigkeit nicht erreicht ist

Bei der Auslegung der Plattensonotrode werden keine neuen *Ausgangsinformationen* generiert. Stattdessen wird die Zulässigkeit der Kombination der *Ausgangsinformationen* aus Schritt 2 validiert.

---

<sup>36</sup>Ein häufig eingesetzter Werkstoff, wenn keine besonderen Anforderungen gestellt werden, ist z. B. die Aluminiumlegierung EN AW-6060. Bei Reinraumanwendungen wird hingegen häufig Glas oder Quarzglas eingesetzt.

<sup>37</sup>Die Dicke der Plattensonotrode kann eventuell aus der Parameterwahl *Schwingungsamplitude* aus Schritt 2 übernommen werden.

### Einschränkungen im Rahmen dieser Arbeit

Auf Basis des Stands der Forschung zu den Plattensonotroden (Abschnitt 2.4.4) werden zu deren Modellierung für die vorliegende Arbeit folgende einschränkende Festlegungen getroffen:

- Die Modellierung erfolgt mit der FEM.
- Es werden dreidimensionale Modelle<sup>38</sup> verwendet.
- Die Modelle werden parametrisiert<sup>39</sup>.

#### 3.4.6 Schritt 4: Auslegung des Ultraschallschwingers

Der vierte Schritt der Auslegungsmethode beschäftigt sich mit dem Ultraschallschwinger. Als *Eingangsinformationen* benötigt er die Einschränkungen der Werkstoffwahl und die Schwingungsfrequenz. Das Vorgehen zur Auslegung des Ultraschallschwingers wird in sechs Aktionen untergliedert:

1. Festlegen des Werkstoffs<sup>40, 41</sup> (*Stellgröße*) unter Berücksichtigung der *Eingangsinformation* Einschränkungen der Werkstoffwahl
2. Modellieren der Geometrie (*Stellgröße*)
3. Berechnen des Ultraschallschwingers
4. Wiederholen der Aktionen 1 bis 4, solange die Eigenschaften des Ultraschallschwingers von der *Eingangsinformation* Schwingungsfrequenz abweichen

---

<sup>38</sup>Da das Verhältnis von Wellenlänge zu Plattendicke in der Regel kleiner als 20 ist, gelten nach UGURAL (1999, S. 71) die Vereinfachungen für dünne Platten nicht. Aus diesem Grund ist eine dreidimensionale Modellierung erforderlich.

<sup>39</sup>Bei parametrisierten Modellen werden gewisse Größen – in der vorliegenden Arbeit ausgewählte geometrische Abmessungen, – nicht mit festen Werten definiert, sondern als Variablen. Wo erforderlich, wird das Modell mit formelmäßigen Abhängigkeiten beschrieben und dynamisch in Abhängigkeit der Variablen verändert.

<sup>40</sup>Für die Vor- und Endmasse (Abschnitt 2.3) sollte nach Möglichkeit derselbe Werkstoff oder ein Werkstoff mit gleicher akustischer Impedanz wie für die Plattensonotrode verwendet werden, um eine maximale Schalleitung zu erreichen.

<sup>41</sup>Als piezokeramische Werkstoffe sollten sogenannte „harte“ Piezokeramiken mit hohen mechanischen Gütefaktoren  $Q_m$  verwendet werden. In dieser Arbeit wurden die Keramiken PIC181 der PI Ceramic GmbH und Sonox® P8 der CeramTec GmbH eingesetzt.

### 3 Auslegungsmethode

---

5. Ermitteln der Schwingungsamplitude des Ultraschallschwingers (*Ausgangsinformation*) in Abhängigkeit der *Stellgröße* elektrische Anregung
6. Wiederholen von Aktionen 1 und 6, bis die Schwingungsamplitude maximal und die *Zielgröße* Betriebsfestigkeit erfüllt sind

Nachdem der Ultraschallschwinger die gewünschte Resonanzfrequenz (Aktion 4) besitzt, muss die dabei erreichbare Schwingungsamplitude des Ultraschallschwingers ermittelt (Aktion 5 und 6) werden. Dabei wird die *Stellgröße* elektrische Anregung so lange erhöht, bis die Betriebsfestigkeit gerade noch gewährleistet ist. Wenn die Höhe der elektrischen Anregung bei der Berechnung der Frequenz (Aktion 3) keinen Einfluss hat, genügt in der letzten Aktion eine Wiederholung der Aktionen 5 und 6.

#### Einschränkungen im Rahmen dieser Arbeit

Analog zu den vorhergehenden Schritten müssen auch für die Auslegung des Ultraschallschwingers Einschränkungen bezüglich der Allgemeingültigkeit hingenommen werden, um das Vorgehen zu operationalisieren:

- Als Ultraschallschwinger werden im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich LBTs betrachtet.
- Auf Basis der Analyse des Stands der Forschung zur Modellierung (Abschnitt 2.4.6) wird die FEM ausgewählt.
- Die Auslegung erfolgt mittels parametrisierten Simulationsmodellen.
- Die piezoelektrischen Materialmodelle vernachlässigen die nichtlinearen Effekte<sup>42</sup>.
- Die für Simulationen erforderlichen Materialwerte werden von den Herstellern übernommen und nicht selbst ermittelt.

---

<sup>42</sup>Insgesamt bieten derzeit nur wenige kommerziell erhältliche FE-Simulationssysteme (z. B. ANSYS, ADINA, Atila und COMSOL) die Möglichkeit zur Simulation der piezoelektrischen Kopplung an. Die zahlreichen nichtlinearen Effekte der piezokeramischen Werkstoffe (Anhang, Abschnitt A.1.5) können aber auch mit diesen nicht oder nur sehr eingeschränkt abgebildet werden.

Als *Ausgangsinformation* wird die Schwingungsamplitude des Ultraschallschwingers bei einer kleineren elektrischen Anregung – in der vorliegenden Arbeit die Hälfte des ermittelten Maximalwerts oder 100 V – zur Verfügung gestellt. Dies ist erforderlich, um die während des Betriebs auftretenden Veränderungen der piezoelektrischen Kopplung  $k_{\text{eff}}$ , beispielsweise aufgrund von Erwärmung, durch eine stärkere elektrische Anregung kompensieren zu können.

### 3.4.7 Schritt 5: Auslegung der Stabsonotrode

Bei der Auslegung der Stabsonotrode dienen Ausgangsinformationen aus den Schritten 1, 2 und 4 als *Eingangsinformationen*:

- Einschränkungen der Werkstoffwahl (Schritt 1)
- Schwingungsfrequenz (Schritt 2)
- Schwingungsamplitude der Plattensonotrode (Schritt 2)
- Schwingungsamplitude des Ultraschallschwingers (Schritt 4)

Das Ziel des Auslegungsschritts ist die Lücke zwischen Ultraschallschwinger und Plattensonotrode im Handhabungssystem zu schließen. Hierzu muss neben der Erfüllung der *Zielgrößen* die Amplitudenverstärkung zwischen den beiden Systemkomponenten sichergestellt werden. Das Vorgehen hierzu ist wie folgt:

1. Festlegen des Werkstoffs<sup>43</sup> (*Stellgröße*) unter Berücksichtigung der *Eingangsinformation* Einschränkungen der Werkstoffwahl
2. Modellieren der Geometrie (*Stellgröße*)
3. Berechnen der Stabsonotrode

---

<sup>43</sup>Für die Stabsonotrode sollte nach Möglichkeit derselbe Werkstoff oder ein Werkstoff mit gleicher akustischer Impedanz wie für die Plattensonotrode und den Ultraschallschwinger verwendet werden, um eine maximale Schallleitung zu erreichen.

### 3 Auslegungsmethode

---

4. Wiederholen der Aktionen 1 bis 4, solange die Stabsonotrode von der Schwingungsfrequenz und der notwendigen Amplitudenverstärkung zwischen den Schwingungsamplituden von Ultraschallschwinger und Plattensonotrode (*Eingangsinformationen*) abweicht sowie die *Zielgrößen* Betriebsfestigkeit und Schnittstelle zum Produktionssystem nicht erfüllt sind

Mit der Auslegung der Stabsonotrode sind alle Systemkomponenten initial ausgelegt und das formale Systemmodell durchgängig beschrieben. Somit sind auch alle Beziehungen berücksichtigt und es entstehen keine neuen *Ausgangsinformationen*.

#### Einschränkungen im Rahmen dieser Arbeit

Um die Aktionen 3 und 4 durchführen zu können, werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit folgende Festlegungen getroffen:

- Unter Berücksichtigung des Stands der Forschung zur Modellierung (Abschnitt 2.4.6) wird die FEM ausgewählt<sup>44</sup>.
- Es werden gestufte Stabsonotroden (Abbildung 4) eingesetzt<sup>45</sup>.
- Die Modelle werden parametrisiert.
- Kleine Bewegungen des Flansches<sup>46</sup> werden durch eine nachgiebige, dämpfende Kunststofflagerung an der Produktionsanlage kompensiert. In der Simulation wird diese Randbedingung vernachlässigt.

#### 3.4.8 Schritt 6: Bewertung und Anpassung des Gesamtsystems

Um, aufgrund der jeweils gewählten Modellierung, eventuell bei der Auslegung der einzelnen Systemkomponenten zuvor vernachlässigte Wechselwir-

---

<sup>44</sup>Während zur Bestimmung der Resonanzfrequenz, Amplitudenverstärkung und Betriebsfestigkeit auch kontinuierliche Modelle verwendet werden könnten, bedarf es derzeit für die Abbildung des Flansches eines FE-Modells.

<sup>45</sup>Gestufte Stabsonotroden bieten die größten Amplitudenverstärkungen und gewährleisten so das größte Spektrum an Anwendungen.

<sup>46</sup>Durch die Querkontraktion der Stabsonotrode bei der Längsschwingung entstehen zwangsläufig kleine Bewegungen des Flansches. Diese sind nicht vermeidbar und müssen hingenommen werden.

kungen<sup>47</sup> zu berücksichtigen, wird im letzten Auslegungsschritt das gesamte Handhabungssystem betrachtet. Dabei werden als *Eingangsinformationen* die Schwingungsform der Plattensonotrode, -frequenz und -amplitude aus Schritt 2 verwendet, wodurch die Berechnung der Squeezefilm-Levitation nicht einbezogen werden muss. Das Vorgehen hierbei ist wie folgt:

1. Modellieren des Gesamtsystems aus Plattensonotrode, Stabsonotrode und Ultraschallschwinger
2. Berechnen des Gesamtsystems
3. Anpassen der Geometrien und Wiederholen der Schritte 1 bis 3, solange die *Zielgrößen* Betriebsfestigkeit und Schnittstelle zum Produktionssystem nicht erreicht werden und die Eigenschaften des Gesamtsystems von den *Eingangsinformationen* abweichen

Erfüllt das Gesamtsystem trotz mehrmaliger Anpassungen wider Erwarten nicht alle *Zielgrößen* und *Eingangsinformationen*, kann ein Rücksprung zu den Schritten 2 bis 5 (Abschnitt 3.4.4 bis Abschnitt 3.4.7) der Methode erfolgen. Hierbei ist zunächst die Ursache der Abweichung zu identifizieren und eine geeignete Veränderung festzulegen. Die folgende Aufzählung bietet Beispiele, welche aufgrund der Komplexität des formalen Systemmodells nicht alle Möglichkeiten abdecken.

- Betriebsfestigkeit: Auswahl eines anderen Werkstoffs oder Veränderung der Geometrie der betroffenen Komponente (Schritte 3 bis 5, Abschnitt 3.4.5 bis Abschnitt 3.4.7)
- Schnittstelle zum Produktionssystem: Veränderung der Form der Stabsonotrode mit kleinerer Amplitudenverstärkung (Schritt 5, Abschnitt 3.4.7)
- Schwingungsamplitude, -form oder -frequenz: Verringern der Spalthöhe oder Verändern der Kombination aus Schwingungsamplitude, -form oder -frequenz in Schritt 2 (Abschnitt 3.4.4)

---

<sup>47</sup>Zum Beispiel findet durch die flächige Anregung der Plattenschwingung durch die Stabsonotrode eine lokale Versteifung der Plattensonotrode statt. Die Stabsonotrode selbst besitzt eine endliche – vom Durchmesser abhängige – in Schritt 3 unbekannteste Steifigkeit. Zudem muss die Schwingungsform der Stabsonotrode an ihrer oberen Stirnfläche nicht mit der Krümmung der Plattenschwingung übereinstimmen, was im Gegensatz zu der angenommenen freien Schwingung zu einer erzwungenen Schwingung führt.

#### Einschränkungen im Rahmen dieser Arbeit

Die in den Schritten 1 bis 5 für diese Arbeit durchgeführten Konkretisierungen haben auf die Anpassung des Handhabungssystems folgende Auswirkungen:

- Das Gesamtsystem wird mittels FEM berechnet. Durch die durchgängige Verwendung der FE-Simulation können die Modelle der einzelnen Komponenten leicht zu einem gemeinsamen Modell zusammengefügt werden.
- Es werden parametrisierte Simulationsmodelle verwendet.
- Die Modelle werden mit piezoelektrischer Kopplung erstellt.

Zusätzlich werden für die dritte Aktion die folgenden Festlegungen getroffen:

- Veränderungen werden zunächst an den Parametern durchgeführt, welche einen Einfluss auf die mechanischen Schnittstellen zwischen den Komponenten haben<sup>48</sup>.
- Wenn sich das Gesamtsystems gegenüber den einzelnen Komponenten bei den Zielgrößen oder den *Eingangsinformationen* um weniger als 1 % verschlechtert, wird auf eine Anpassung verzichtet.

#### 3.5 Fazit

Anhand des formalen Systemmodells kann eine lineare Wirkungskette zwischen dem Werkstück, der Handhabungsfunktion und den Systemkomponenten aufgestellt werden. Die Auslegungsmethode kann auf Basis dieses Systemmodells leicht nachvollzogen werden, womit Anforderung A 2 erfüllt ist.

Die Auslegungsmethode und ihre einzelnen Schritte sind allgemeingültig für alle ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungssysteme beschrieben. Aus diesem Grund enthält die Methode keine festen Vorgaben bezüglich der zu verwendenden Modellierungsansätze.

---

<sup>48</sup>Parameter mit direktem Einfluss auf die Schnittstellen sind beispielsweise die Längen der Gewinde und der verwendeten Gewindestifte, die Auflagefläche zwischen Stab- und Plattensonotrode sowie die Durchmesser von Vormasse und Stabsonotrode.

Da die zentrale Forderung an die Auslegung die Prozesszentrierung (A 1) ist, beginnt die Methode mit einer Analyse der Handhabungsaufgabe. Ausgehend von dieser werden nacheinander die einzelnen Subsysteme betrachtet und ausgelegt. Die Wechselwirkungen zwischen den Schritten werden über definierte *Eingangs-* und *Ausgangsinformationen* sichergestellt. Eine abschließende Betrachtung des Gesamtsystems ist erforderlich, falls in der konkreten Umsetzung der einzelnen Schritte Vereinfachungen vorgenommen wurden.

Die folgenden Kapitel der vorliegenden Arbeit vertiefen die Kerninhalte der vorgestellten Auslegungsmethode. Alle hierfür erforderlichen Einschränkungen der allgemeinen Methode sind in den einzelnen Schritten dargelegt, womit die Anforderung der Durchgängigkeit (A 6) erfüllt wird. Zunächst werden die Zielgrößen in mathematische Zielfunktionen überführt (Abschnitt 4.2) und für die einzelnen Schritte der Methode Referenzmodelle (Abschnitt 4.4) vorgestellt. Anschließend werden Optimierungsverfahren bezüglich ihrer Eignung zur automatisierten Auslegung der Komponenten ausgewählt und bewertet (Kapitel 5).

Auf die Vorstellung eines neuen Regelungskonzepts (Kapitel 6) – welches erforderlich ist, um sicherzustellen, dass für ein ausgelegtes Handhabungssystem keine elektrische Schaltung der Anregung angepasst werden muss – folgt in Kapitel 7 abschließend die technische und wirtschaftliche Bewertung der Methode. Abbildung 9 stellt diese Inhalte zur besseren Orientierung in Bezug zu dem entwickelten formalen Systemmodell und zu den Anforderungen an die Methode.

### 3 Auslegungsmethode

|                     |                   |                             |                    |                              |                         |  |
|---------------------|-------------------|-----------------------------|--------------------|------------------------------|-------------------------|--|
| Handhabungsprozess  | -funktion         | SFL                         | Modell (Ab. 4.4.1) |                              | Optimierung (Ab. 5.3.1) |  |
|                     | Handhabungssystem | PlaSo                       | Modell (Ab. 4.4.2) |                              | Optimierung (Ab. 5.3.2) |  |
| Regelung            | StSo              | Zielfunktionen (Ab. 4.2)    | Modell (Ab. 4.4.4) |                              | Optimierung (Ab. 5.3.4) |  |
|                     | LBT               |                             | Modell (Ab. 4.4.3) |                              | Optimierung (Ab. 5.3.3) |  |
|                     |                   |                             | Modell (Ab. 4.4.5) |                              | Optimierung (Ab. 5.3.5) |  |
| Konzept (Kapitel 6) |                   | Validierung (Ab. 7.1 + 7.2) |                    | Wirtschaftlichkeit (Ab. 7.4) |                         |  |
| Umsetzung (Ab. 7.3) |                   | A 5, 8, 9                   |                    |                              |                         |  |

Legende: A = Anforderung, Ab. = Abschnitt, StSo = Stabsonotrode, PlaSo = Plattensonotrode

Abbildung 9: Einordnung der weiteren Inhalte in die Auslegungsmethode

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

### 4.1 Allgemeines

Für die Anwendung der Auslegungsmethode aus Abschnitt 3.4 bedarf es parametrisierter Modelle. Abhängig von den in den Auslegungsschritten benötigten Ergebnissen – zur Bewertung von Zielgrößen, Bestätigung von Eingangsinformationen oder Erzeugung von Ausgangsinformationen – sind hierbei unterschiedliche Simulationen durchzuführen.

Bevor mit der Modellierung begonnen wird, werden deshalb in Abschnitt 4.2 die *Zielfunktionen* zur Auswertung der Ergebnisse definiert. Diese Funktionen dienen in Abschnitt 4.3 der Auswahl der *Simulationsarten*. So können beispielsweise Eigenschwingungen nur aus modalen und nicht aus transienten Simulationen gewonnen werden. Anschließend folgt in Abschnitt 4.4 die Vorstellung der Referenzmodelle für die Schritte 2 bis 5 der Auslegungsmethode.

### 4.2 Definition der Zielfunktionen und Nebenbedingungen

#### 4.2.1 Allgemeines

Ein Teil der Zielfunktionen leitet sich aus den Zielgrößen im Systemmodell in Abbildung 6 her. Das *Kräftegleichgewicht* (Abschnitt 4.2.2), die Störungstoleranz (Abschnitt 4.2.3) und die Betriebsfestigkeit (Abschnitt 4.2.7) können direkt als mathematische Funktionen formuliert werden. Die vierte Zielgröße soll sicherstellen, dass keine dynamische Anregung der umliegenden Anlagenstruktur stattfindet. Dies kann durch ein bestimmtes Charakteristika der Schwingungsform der Stabsonotrode – einen Schwingungsknoten am Flansch – sichergestellt werden. Die *Schnittstelle zum Produktionssystem* ist somit eine bestimmte Ausprägung einer Schwingungsform (Abschnitt 4.2.4).

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

Zusätzlich sind drei Zielfunktionen erforderlich, welche die Stellgrößen des Systemmodells mit den Eingangsgrößen der einzelnen Schritte der Auslegungsmethode verknüpfen.

Die erste solche Zielfunktion ist die Resonanzfrequenz (Abschnitt 4.2.5), welche für das gesamte Handhabungssystem identisch sein muss. Wenn diese Frequenz bei der Berechnung der SFL in Schritt 2 festgelegt wird, muss bei der Auslegung in alle folgenden Schritte diese Frequenz ebenfalls erreicht werden.

Als zweites ist der Einfluss der Schwingungsform der Plattensonotrode auf die Berechnung der SFL zu berücksichtigen. Da in Schritt 2 eine synthetische Schwingungsform zur Berechnung angenommen wird, muss diese bei der Auslegung der Plattensonotrode in Schritt 3 möglichst gut angenähert werden. Hierzu kann die bereits für die Schnittstelle zum Produktionssystem eingeführte Zielfunktion *Schwingungsform* (Abschnitt 4.2.4) verwendet werden.

Zusätzlich wird in Schritt 2 eine Schwingungsamplitude für die Plattensonotrode festgelegt. Die dritte Zielfunktion ist somit die Schwingungsamplitude (Abschnitt 4.2.6), welche durch den LBT erzeugt und über Stabsonotrode und Plattensonotrode auf den Spalt aufgebracht wird.

Alle Zielfunktionen werden für Minimierungsprobleme formuliert, d. h. je kleinerer der Wert der Zielfunktion, desto besser ist die Zielerfüllung. Da bei der *Störungstoleranz* und der *Betriebsfestigkeit* ab einem bestimmten Wert kein zusätzlicher Nutzen für die Handhabungsaufgabe zu erwarten ist, werden diese Zielgrößen alternativ als Nebenbedingungen der Optimierung formuliert.

### 4.2.2 Kräftegleichgewicht

Bei der Berechnung der Fluidodynamik ist das Kräftegleichgewicht zwischen der Gewichtskraft des Werkstücks  $F_{G,Wstk}$  und der erzeugten Tragkraft des Spalts  $F_{SFL}$  als Zielgröße definiert. Die Gewichtskraft  $F_{G,Wstk}$  ist durch die Ermittlung der Gesamtmasse des Werkstücks bei der Analyse der Handhabungsaufgabe bekannt. Die Tragkraft des Spalts  $F_{SFL}$  muss hingegen mithilfe einer Simulation ermittelt werden. Die auf das Werkstück wirkende Flächenlast der SFL entspricht dabei dem Druck des komprimierten Fluids direkt an der Werkstückoberfläche. Neben der zeitlichen Änderung des Drucks über einen Schwingungszyklus bewirkt die Schwingungsform der Plattensonotrode eine ungleichmäßige Kompression in der Ebene und somit auch einen räumlich

variierenden Druck.

Die Berechnung der Tragkraft im eingeschwungenen Zustand erfordert sowohl eine räumliche Integration des zeitlich veränderlichen lokalen Drucks  $p(t)_{x,y}$  an der Handhabungsfläche des Werkstücks  $A_{\text{Wstk}}$  als auch eine Mittelung der resultierenden zeitlich variierenden Tragkraft über eine Schwingungsperiode  $T$ .<sup>49</sup> Da  $p(t)_{x,y}$  als absoluter Druck definiert ist, muss für die korrekte Berechnung der Tragkraft noch die entgegenwirkende Flächenlast des vorherrschenden Umgebungsdrucks  $p_0$  berücksichtigt werden:

$$F_{\text{SFL}} = \int_T \frac{1}{T} \iint_{A_{\text{Wstk}}} p(t)_{x,y} - p_0 \, dx \, dy \, dt \quad (4.1)$$

Das Kräftegleichgewicht zwischen der Gewichtskraft und der Tragkraft wird erreicht, wenn die Abweichung zwischen den beiden Kräften null ist. Für die Zielfunktion des Kräftegleichgewichts  $O_F(\vec{X})$  – in Abhängigkeit des Vektors der Designparameter  $\vec{X}$  – gilt somit:

$$O_F(\vec{X}) = |F_{G,Wstk} - F_{\text{SFL}}| = \left| F_{G,Wstk} - \int_T \frac{1}{T} \iint_{A_{\text{Wstk}}} p(t)_{x,y} - p_0 \, dx \, dy \, dt \right|$$

### 4.2.3 Störungstoleranz

Die zweite Zielgröße bei der Berechnung der Fluidodynamik ist die Störungstoleranz, welche sich aus Anforderung A II (Abschnitt 3.2.1) ergibt. Um diese sicherzustellen, muss ein ausreichender Sicherheitsabstand zwischen Plattenso-notrode und Werkstück vorgehalten werden. Damit es während des Betriebs zu keinem Kontakt kommt, muss dieser Abstand mindestens der maximal erwarteten lokalen Abweichung von der mittleren Spalthöhe  $\Delta h_{\text{SFL}}$ , auch Spaltdifferenz genannt, zuzüglich der maximalen Schwingungsamplitude der Platte  $\zeta_{\text{Platte}}$  entsprechen.

KIRCHMEIER (2015, S. 81-82) betrachtete als Ursache für Spaltdifferenzen Montagetoleranzen beim Einbau ultraschallbasierter berührungsloser Handhabungs-

<sup>49</sup>Da die Schwingungsdauer  $T$  konstant ist, kann diese vor das zeitliche Integral gezogen werden und die Integrationsreihenfolge vertauscht werden. Die Reihenfolge der zeitlichen Mittelung und räumlichen Integration ist somit nicht festgelegt.

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

systeme in Anlagen. Zur Beschreibung der Robustheit eines Systems führte der Autor eine dimensionslose Maßzahl  $R_{\text{SFL}}$  ein, welche dem Verhältnis von der mittleren Spalthöhe zur minimal erforderlichen Spalthöhe  $h_{\text{min}}$  entspricht und stets größer 1 sein muss:

$$R_{\text{SFL}} = \frac{h_{\text{SFL}}}{h_{\text{min}}} = \frac{h_{\text{SFL}}}{\tilde{\zeta}_{\text{Platte}} + \Delta h_{\text{SFL}}} > 1$$

Neben der montagebedingten Lagetoleranz haben auch fertigungsbedingte Abweichungen der Ebenheiten von Plattensonotrode und Werkstück einen direkten Einfluss auf die Spaltdifferenz. Aus diesem Grund wird die Definition der Spaltdifferenz  $\Delta h_{\text{SFL}}$  im Kontext dieser Arbeit als Summe der Parallelität zwischen Plattensonotrode und Werkstück  $\Delta h_{\text{Lage}}$  (Lagetoleranz) sowie deren Ebenheiten  $\Delta h_{\text{Platte}}$  und  $\Delta h_{\text{Wstk}}$  (Formtoleranz) erweitert:

$$\Delta h_{\text{SFL}} = \Delta h_{\text{Lage}} + \Delta h_{\text{Platte}} + \Delta h_{\text{Wstk}}$$

Die Toleranz gegenüber zusätzlichen Störungen, welche nicht vorab berücksichtigt werden können, wird durch den Wert der Robustheit  $R_{\text{SFL}}$  ausgedrückt. Nach der Definition von KIRCHMEIER (2015) entspricht dieser einem linearen Zusammenhang, wobei ein größerer Wert jeweils eine höhere Robustheit ausdrückt.

Für den Einsatz in Minimierungsproblemen ist dieser Zusammenhang nicht als Zielfunktion geeignet. Da im praktischen Einsatz eine zunehmende Verdoppelung der Spalthöhe einen abnehmenden Zuwachs an Sicherheit darstellt, ist eine Modellierung als nichtlinearer Zusammenhang naheliegend. Konkret wird eine Funktion vorgeschlagen, welche sich asymptotisch an einen Grenzwert annähert. Eine Invertierung der Robustheit  $R_{\text{SFL}}$  führt für eine gegebene minimal erforderliche Spalthöhe zu einer Hyperbel, welche exakt diese Anforderung erfüllt. Die Zielfunktion der Störungstoleranz  $O_{\text{Tol}}(\vec{X})$  entspricht somit:

$$O_{\text{Tol}}(\vec{X}) = \frac{1}{R_{\text{SFL}}} = \frac{\tilde{\zeta}_{\text{Platte}} + \Delta h_{\text{Lage}} + \Delta h_{\text{Platte}} + \Delta h_{\text{Wstk}}}{h_{\text{SFL}}}$$

Alternativ kann die Störungstoleranz als eine Nebenbedingung des Optimierungsproblems betrachtet werden. Eine Definition der Ungleichheits-Nebenbedingung  $g_{\text{Tol}}$ , welche nie positive Werte annehmen darf, lautet:

$$g_{\text{Tol}}(\vec{X}) = 1 - R_{\text{SFL}} < 0$$

### 4.2.4 Schwingungsform

Bei der Berechnung der SFL muss als Randbedingung die Schwingung der Plattensonotrode aufgebracht werden. Hierzu wird, wie in Abschnitt 3.4.4 beschrieben, eine idealisierte zweidimensionale Plattenschwingung synthetisiert und als *Ausgangsinformation* an die Auslegung der Plattensonotrode übergeben. In diesem Schritt muss die Schwingungsform realisiert werden, wozu eine Zielfunktion zur Bewertung der Übereinstimmung erforderlich ist. Zudem kann die *Zielgröße* Schnittstelle zum Produktionssystem durch die Vorgabe eines in Ruhe befindlichen Flansches als Schwingungsform abgebildet werden.

Da der Betrieb von Ultraschallsystemen zur Minimierung der Dämpfung meist in Resonanz erfolgt (LITTMANN 2003, S. 88-89), kann die Simulation mittels einer Modalanalyse erfolgen. In diesem Fall der freien Schwingung werden aus der allgemeinen Bewegungsgleichung (Gleichung 4.2) mit der Massenmatrix  $\mathbf{M}$ , der Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  und dem Verschiebungsvektor  $\vec{u}$

$$\mathbf{M}\ddot{\vec{u}} + \mathbf{C}\dot{\vec{u}} + \mathbf{K}\vec{u} = \vec{F} \quad (4.2)$$

die Dämpfungsmatrix  $\mathbf{C}$  und der Last- bzw. Erregungsvektor  $\vec{F}$  vernachlässigt und mit einem harmonischen Bewegungsansatz die Gleichung zu einem allgemeinen Eigenwertproblem umformuliert (EISLEY & WAAS 2011, S. 540):

$$(\mathbf{K} - \lambda_r \mathbf{M}) \vec{\psi}_r = \vec{0} \quad (4.3)$$

Hierbei stehen  $\lambda_r$  für den  $r$ -ten Eigenwert,  $\vec{\psi}_r$  für den  $r$ -ten Eigenvektor und  $\vec{0}$  für den Nullvektor. Für die nichttriviale Lösung ( $\vec{\psi} \neq \vec{0}$ ) existieren  $n$  Lösungen des Eigenwertproblems, wobei  $n$  der Dimension der quadratischen Matrizen  $\mathbf{M}$  und  $\mathbf{K}$  entspricht (MEIROVITCH 2001, S. 303-304). Die Eigenvektoren repräsentieren die Schwingungsformen und sind stets paarweise orthogonal bezüglich der Massen- und Steifigkeitsmatrix (GASCH & KNOTHE 1987, S. 201-207). Eigenvektoren besitzen grundsätzlich keine festgelegte Amplitude. Eine übliche Skalierung in der Strukturdynamik ist deshalb die Massennormierung der Eigenvektoren  $\vec{\phi}_r$  mittels der modalen Masse  $\tilde{m}_r$  (BATHE 1986, S. 841):

$$\vec{\phi}_r = \frac{1}{\sqrt{\tilde{m}_r}} \vec{\psi}_r = \frac{1}{\sqrt{\vec{\psi}_r^T \mathbf{M} \vec{\psi}_r}} \vec{\psi}_r$$

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

Für die resultierenden massennormierten Eigenvektoren  $\vec{\phi}_r$  gilt somit:

$$\vec{\phi}_r^\top \mathbf{M} \vec{\phi}_r = 1 \quad (4.4)$$

Aus Gleichung 4.3 folgt somit, dass die modale Steifigkeit  $\tilde{k}_r$  dem  $r$ -ten Eigenwert entspricht:

$$\vec{\phi}_r^\top \mathbf{K} \vec{\phi}_r = \lambda_r \quad (4.5)$$

Aufbauend auf diesen Erkenntnissen leiteten ALLEMANG & BROWN (1982) das Modal Assurance Criterion (MAC) zum Vergleich unterschiedlicher modaler Repräsentationen eines Systems her. Mithilfe des MACs kann die Konsistenz von Eigenvektoren aus verschiedenen Quellen untersucht werden. Eine häufige Anwendung hiervon ist beispielsweise der Abgleich der Schwingungsformen von Simulationen mit Experimenten. Voraussetzung für die Anwendung des MAC ist, dass die Eigenvektoren beider Quellen in ihrer Dimension übereinstimmen und dieselben Freiheitsgrade in der gleichen Reihenfolge beinhalten. Das MAC nimmt bei dem Vergleich zweier Eigenvektoren  $\vec{\phi}_i$  und  $\vec{\phi}_j$  Werte zwischen 0 und 1 an, wobei 1 eine konsistente Übereinstimmung und 0 keine Übereinstimmung der Eigenvektoren bedeutet:

$$\text{MAC}(\vec{\phi}_i, \vec{\phi}_j) = \frac{|\vec{\phi}_i^\top \vec{\phi}_j^*|^2}{|\vec{\phi}_i^\top \vec{\phi}_i^*| |\vec{\phi}_j^\top \vec{\phi}_j^*|}$$

Wie ALLEMANG (2003) in einer späteren Veröffentlichung ausführlich darlegte, kann das MAC keine Validität oder Orthogonalität von Eigenvektoren beweisen, da zahlreiche Ursachen den MAC-Wert beeinflussen können. Nur wenn diese ausgeschlossen sind, kann das MAC als Näherung der Orthogonalität betrachtet werden.

Wenn das MAC zur Quantifizierung der Schwingungsformen in einer Zielfunktion verwendet werden soll, wird neben der Simulation eine zweite modale Repräsentation benötigt. Der hierzu verwendete Eigenvektor dient als Referenz und muss die gewünschte, idealisierte Schwingungsform der jeweiligen Komponente abbilden. Die Generierung des idealisierten Eigenvektors für die Schwingung der Plattensonotrode ist in DISTEL & REINHART (2015) dargelegt. Das Vorgehen kann dem Anhang (Abschnitt A.3) entnommen werden.

## 4.2 Definition der Zielfunktionen und Nebenbedingungen

Das MAC besitzt einen Wertebereich von 0 bis 1, wobei 1 eine perfekte Übereinstimmung mit der gewünschten Schwingungsform bedeutet. Für die Formulierung eines Minimierungsproblems wird deshalb bei der Zielfunktion der Schwingungsform  $O_{\text{Form}}(\vec{X})$  der MAC-Wert von 1 subtrahiert:

$$O_{\text{Form}}(\vec{X}) = 1 - \text{MAC}(\vec{\phi}_r, \vec{\phi}_{\text{Ref}}) = 1 - \frac{\left| \vec{\phi}_r^\top \vec{\phi}_{\text{Ref}}^* \right|^2}{\left| \vec{\phi}_r^\top \vec{\phi}_r^* \right| \left| \vec{\phi}_{\text{Ref}}^\top \vec{\phi}_{\text{Ref}}^* \right|}$$

Offensichtlich ist bei einer Plattenschwingung die Amplitude an einem freien Rand größer als innerhalb der Platte. Auch bewirkt die Querkontraktion einer längs schwingenden Stabsonotrode immer eine leichte Bewegung des Flansches. Diese beiden Abweichungen der tatsächlichen von den synthetisierten Schwingungsformen bewirken, dass der MAC-Wert nie 1 erreicht und die Zielfunktion somit nicht null werden kann.

### 4.2.5 Resonanzfrequenz

Ebenfalls durch die Berechnung der SFL ist die Betriebsfrequenz des gesamten Handhabungssystems (*Ausgangsinformation*) festgelegt. In den folgenden Methodenschritten 3-6 sind alle Komponenten des Ultraschallsystems so auszulagen, dass die Resonanzfrequenz der gewünschten Schwingungsform mit dieser Betriebsfrequenz übereinstimmt.

Mithilfe der Zusammenhänge

$$\omega_r^2 = \lambda_r$$

und

$$f_r = \frac{\omega_r}{2\pi}$$

zwischen dem Eigenwert  $\lambda_r$  der  $r$ -ten Eigenmode der Bewegungsgleichung (Gleichung 4.3), der Eigenkreisfrequenz  $\omega_r$  und der Eigenfrequenz  $f_r$  (MEIROVITCH 2001, S. 217) liefert die bereits im vorherigen Abschnitt 4.2.4 eingesetzte Modalanalyse direkt die ungedämpften Resonanzfrequenzen. Da bei der Modalanalyse nicht gezielt nur eine Schwingungsform mit der dazugehörigen Frequenz berechnet werden kann, von den zahlreichen Eigenfrequenzen jeder Komponente aber nur eine betrachtet werden soll, muss zunächst die gesuchte Frequenz identifiziert werden. Dies geschieht, dank der direkten Zuordnung

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

von Eigenvektoren zu Eigenwerten, über das in Abschnitt 4.2.4 vorgestellte MAC. Bei einem paarweisen Vergleich aller berechneten mit der synthetisierten Schwingungsform besitzt die gesuchte Eigenmode den höchsten MAC-Wert.

Die Zielfunktion der Resonanzfrequenz  $O_f(\vec{X})$  wird als Betrag der Differenz aus der durch die SFL vorgegebenen Betriebsfrequenz  $f_{\text{SFL}}$  und der berechneten Resonanzfrequenz  $f_r$  definiert:

$$O_f(\vec{X}) = |f_{\text{SFL}} - f_r|$$

### 4.2.6 Schwingungsamplitude

Die dritte und letzte *Ausgangsinformation* aus Schritt 2 der Methode ist die Schwingungsamplitude der Plattensonotrode  $\zeta_{\text{Platte}}$ , mit welcher der Spalt komprimiert wird. Bei der Anregung in einem Schwingungsbauch entspricht diese der Amplitude am oberen Ende der Stabsonotrode. Die Stabsonotrode selbst verstärkt die Schwingung des LBT um einen festen Faktor. Dieser entspricht dem Verhältnis der Eigenvektoreinträge vom oberen  $\phi_{\text{Stab,Platte}}$  zum unteren Ende der Stabsonotrode  $\phi_{\text{Stab,LBT}}$  und kann der modalen Berechnung der Schwingungen entnommen werden.

Die mechanische Schwingung des LBT ist ein Resultat der an den Piezokeramiken angelegten Spannung. Der Zusammenhang zwischen dieser frequenzabhängigen Schwingungsantwort und der elektrischen Anregung wird als Übertragungsfunktion bezeichnet (MARKERT 2013, S. 184). Die Berechnung der Übertragungsfunktion im eingeschwungenen Zustand wird mittels harmonischer Analysen durchgeführt.

Zur Berechnung der harmonischen Übertragungsfunktionen können bei piezoelektrisch gekoppelten Modellen nach KOEBACH (2000, S. 60) und AANES et al. (2010) grundsätzlich zwei Verfahren eingesetzt werden: die modale Superposition und die direkte Methode.

Zunächst muss die mechanische Bewegungsgleichung (4.2) um die piezoelektrische Kopplung erweitert werden. ALLIK & HUGHES (1970) führten hierzu das elektrische Potenzial  $\varphi$  als zusätzlichen Freiheitsgrad ein:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{uu} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\vec{u}} \\ \ddot{\vec{\varphi}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{uu} & \mathbf{K}_{u\varphi} \\ \mathbf{K}_{u\varphi}^\top & \mathbf{K}_{\varphi\varphi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{u} \\ \vec{\varphi} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \vec{F} \\ \vec{Q}_{el} \end{Bmatrix} \quad (4.6)$$

## 4.2 Definition der Zielfunktionen und Nebenbedingungen

Das elektrische Potential erzeugt keine Trägheitskräfte, weshalb die Massenmatrix nur Einträge für die Verschiebungen  $\mathbf{M}_{uu}$  besitzt. Die Steifigkeitsmatrix enthält neben den mechanischen Einträgen  $\mathbf{K}_{uu}$  auch die piezoelektrische Kopplung  $\mathbf{K}_{u\varphi}$  und die sogenannten dielektrischen Steifigkeitseinträge  $\mathbf{K}_{\varphi\varphi}$ . Für den Lastvektor wird der Kraftvektor  $\vec{F}$  um den Vektor der elektrischen Ladungen  $\vec{Q}_{el}$  erweitert.

In der Resonanz verhalten sich die Piezokeramiken annähernd elektrisch kurzgeschlossen (Anhang, Abschnitt A.1.6), weshalb alle Elektroden auf dasselbe Potenzial gesetzt werden. Für die modale Superposition setzten GUO et al. (1992) hierzu das Potenzial einer Elektrode als elektrische Randbedingung auf 0 V und bringen die Freiheitsgrade  $\vec{\varphi}_{E2}$  der zweiten Elektrode mitsamt den korrespondierenden Einträgen der Steifigkeitsmatrix auf die rechte Seite des Gleichungssystems. Die verbleibenden, nicht kontaktierten Potentiale werden mit  $\vec{\varphi}'$  bezeichnet. Zudem wird für die Freiheitsgrade eine harmonische Ansatzfunktion gewählt und der Lastvektor vernachlässigt:

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{uu} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{u} \\ \vec{\varphi}' \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{uu} & \mathbf{K}_{u\varphi'} \\ \mathbf{K}_{u\varphi'}^\top & \mathbf{K}_{\varphi'\varphi'} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \vec{u} \\ \vec{\varphi}' \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} \mathbf{K}_{u\varphi_{E2}} \vec{\varphi}_{E2} \\ \mathbf{K}_{\varphi'\varphi_{E2}} \vec{\varphi}_{E2} \end{Bmatrix} \quad (4.7)$$

Für die modale Superposition werden nun die Eigenvektoren  $\vec{\phi}_r$  analog zu Gleichung 4.3 berechnet. Anschließend erfolgt die Entkopplung des Gleichungssystems 4.7 mittels modaler Transformation (MEIROVITCH 2001, S. 337-339). Hierzu wird zunächst der Vektor der nodalen Freiheitsgrade  $\vec{u}$  durch den Vektor der modalen Freiheitsgrade  $\vec{v}$  ersetzt:

$$\begin{Bmatrix} \vec{u} \\ \vec{\varphi}' \end{Bmatrix} = \boldsymbol{\phi} \vec{v} = \sum_{r=1}^n \vec{\phi}_r v_r \quad (4.8)$$

Anschließend wird die Gleichung mit  $\boldsymbol{\phi}^\top$  multipliziert. Dies orthogonalisiert die Massen- und Steifigkeitsmatrizen mit der Matrix der Eigenvektoren  $\boldsymbol{\phi}$ :

$$-\omega^2 \boldsymbol{\phi}^\top \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{uu} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \boldsymbol{\phi} \vec{v} + \boldsymbol{\phi}^\top \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{uu} & \mathbf{K}_{u\varphi'} \\ \mathbf{K}_{u\varphi'}^\top & \mathbf{K}_{\varphi'\varphi'} \end{bmatrix} \boldsymbol{\phi} \vec{v} = -\boldsymbol{\phi}^\top \begin{Bmatrix} \mathbf{K}_{u\varphi_{E2}} \vec{\varphi}_{E2} \\ \mathbf{K}_{\varphi'\varphi_{E2}} \vec{\varphi}_{E2} \end{Bmatrix}$$

Mit den Gleichungen der modalen Masse und Steifigkeit (4.4 und 4.5) folgt für die einzelnen entkoppelten Gleichungen nach GUO et al. (1992, S. 123) somit:

#### 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

$$\left(\omega_r^2 - \omega^2\right) v_r = -\vec{\phi}_r^\top \left\{ \begin{array}{c} \mathbf{K}_{u\varphi E2} \\ \mathbf{K}_{\varphi E2 \varphi E2} \end{array} \right\} \vec{\varphi}_{E2}$$

Durch Auflösen nach  $v_r$  und Einsetzen in Gleichung 4.8 kann die ungedämpfte Übertragungsfunktion der elektrischen Anregung auf die restlichen Freiheitsgrade hergeleitet werden:

$$\left\{ \begin{array}{c} \vec{u} \\ \vec{\varphi}' \end{array} \right\} = \sum_{r=1}^n \frac{-\vec{\phi}_r \vec{\phi}_r^\top \left[ \mathbf{K}_{u\varphi E2} \mathbf{K}_{\varphi' \varphi E2} \right]^\top \vec{\varphi}_{E2}}{\omega_r^2 - \omega^2}$$

Der Nenner der ungedämpften Übertragungsfunktion wird für eine Anregung in der Resonanzfrequenz ( $\omega = \omega_r$ ) null. Erst durch Berücksichtigung der Dämpfung kann dieses Problem gelöst und das Übertragungsverhalten in der Resonanz bestimmt werden. Um weiterhin eine Entkopplung des Gleichungssystems 4.7 zu ermöglichen, muss auch die Dämpfungsmatrix  $\mathbf{C}$  von der Eigenvektormatrix  $\boldsymbol{\phi}$  diagonalisiert werden. Dies wird durch die massen- und steifigkeitsproportionale Rayleigh'sche Dämpfung nach STRUTT (1877, §97) möglich, welche für jede Eigenmode einen viskosen Dämpfungsfaktor  $\zeta_r$  besitzt:

$$\boldsymbol{\phi}^\top \mathbf{C} \boldsymbol{\phi} = \left[ \begin{array}{ccc} \ddots & & \\ & 2\zeta_r \omega_r & \\ & & \ddots \end{array} \right]$$

Für die harmonische Systemantwort im eingeschwungenen Zustand gilt in Anlehnung an MEIROVITCH (2001, S. 341) somit:

$$\left\{ \begin{array}{c} \vec{u} \\ \vec{\varphi}' \end{array} \right\} = \sum_{r=1}^n \frac{-\vec{\phi}_r \vec{\phi}_r^\top \left[ \mathbf{K}_{u\varphi E2} \mathbf{K}_{\varphi' \varphi E2} \right]^\top \vec{\varphi}_{E2}}{\omega_r^2 - \omega^2 + j2\zeta_r \omega_r \omega} \quad (4.9)$$

Bei der alternativen, direkten Methode wird die Übertragungsfunktion ohne Entkopplung des Gleichungssystems über eine Matrixinversion berechnet. Ausgehend von Gleichung 4.7 wird für den ungedämpften Fall direkt nach dem Vektor der Verschiebungen und Potenziale aufgelöst:

$$\left\{ \begin{array}{c} \vec{u} \\ \vec{\varphi}' \end{array} \right\} = - \left[ \begin{array}{cc} \mathbf{K}_{uu} - \omega^2 \mathbf{M}_{uu} & \mathbf{K}_{u\varphi'} \\ \mathbf{K}_{u\varphi'}^\top & \mathbf{K}_{\varphi' \varphi'} \end{array} \right]^{-1} \left\{ \begin{array}{c} \mathbf{K}_{u\varphi E2} \vec{\varphi}_{E2} \\ \mathbf{K}_{\varphi' \varphi E2} \vec{\varphi}_{E2} \end{array} \right\} \quad (4.10)$$

## 4.2 Definition der Zielfunktionen und Nebenbedingungen

Da die Inversion der Matrix für jede zu untersuchende Frequenz  $\omega$  durchgeführt werden muss, erfordert die direkte Methode meist einen größeren Rechenaufwand als die modale Superposition. Für die Berechnungen in den Eigenfrequenzen ist ebenfalls die Berücksichtigung der Dämpfung erforderlich. Hierzu muss die invertierte Matrix in Gleichung 4.10 um entsprechende Terme erweitert werden (KOCBACH 2000, S. 61), wobei die Dämpfungsmatrix nicht von den Eigenvektoren orthogonalisierbar sein muss.

Um die Schwingungsamplitude der Plattensonotrode  $\zeta_{\text{Platte}}$  bewerten zu können, muss die Schwingungsamplitude des Ultraschallschwingers  $\zeta_{\text{LBT}}$  mit dem Verstärkungsfaktor der Stabsonotrode multipliziert werden. Die Amplitude des LBT entspricht dabei der spannungsabhängigen Verschiebung an der Grenzfläche zur Stabsonotrode  $u_{\text{LBT,Stab}}(\varphi_{E2})$ :

$$\zeta_{\text{Platte}} = \zeta_{\text{LBT}} \frac{\phi_{\text{Stab,Platte}}}{\phi_{\text{Stab,LBT}}} = u_{\text{LBT,Stab}}(\varphi_{E2}) \frac{\phi_{\text{Stab,Platte}}}{\phi_{\text{Stab,LBT}}} \quad (4.11)$$

Piezokeramiken weisen ein stark nichtlineares Verhalten auf (Anhang, Abschnitt A.1.5), welches in den linearen Gleichungssystemen der Übertragungsfunktionen nicht berücksichtigt ist. Das Übertragungsverhalten sollte deshalb konservativ mit einer geringen Spannung<sup>50</sup>  $\varphi_{E2}$  berechnet werden, um für den späteren Handhabungsprozess ausreichende Reserven sicherzustellen.

Analog zu der Frequenz soll auch die Schwingungsamplitude einen vorgegebenen Wert erreichen. Als Zielfunktion  $O_{\zeta}(\vec{X})$  wird deshalb der Betrag der Differenz aus der von der Fluidynamik geforderten Schwingungsamplitude  $\zeta_{\text{SFL}}$  und der berechneten der Plattensonotrode  $\zeta_{\text{Platte}}$  verwendet:

$$O_{\zeta}(\vec{X}) = |\zeta_{\text{SFL}} - \zeta_{\text{Platte}}| = \left| \zeta_{\text{SFL}} - u_{\text{LBT,Stab}}(\varphi_{E2}) \frac{\phi_{\text{Stab,Platte}}}{\phi_{\text{Stab,LBT}}} \right| \quad (4.12)$$

Da bei der sequentiellen Auslegung der einzelnen Komponenten nach Abbildung 7 die Schwingungsamplituden bereits feststehen, bevor die Stabsonotrode ausgelegt wird, kann anstatt der Zielfunktion auch eine Ungleichheits-Nebenbedingung  $g_{\zeta}$  formuliert werden. Durch Umstellen von Gleichung 4.12

<sup>50</sup>Als Wert werden Spannungen vorgeschlagen, welche in Feldstärken der Größenordnung von 50 bis 100 V/mm resultieren. Dies entspricht in etwa der Spannung von kommerzieller Regelungshardware bei niedriger Leistungseinstellung.

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

ergibt sich die Differenz aus der benötigten und der von der Stabsonotrode erzeugten Amplitudenverstärkung:

$$g_{\zeta}(\vec{X}) = \frac{\tilde{\zeta}_{\text{SFL}}}{u_{\text{LBT,Stab}}} - \frac{\phi_{\text{Stab,Platte}}}{\phi_{\text{Stab,LBT}}} \leq 0$$

### 4.2.7 Betriebsfestigkeit

Die letzte Zielfunktion der Komponenten stellt die *Zielgröße* Betriebsfestigkeit (Abschnitt 3.2.1) dar. Nach HAIBACH (2006, S. 5) steht „der Begriff Betriebsfestigkeit [...] heute für eine neuzeitliche, lebensdauerorientierte Auslegung schwingungsbeanspruchter Bauteile und Konstruktionen“. Je nach Prozessumgebung müssen evtl. zusätzliche Versagensmechanismen betrachtet werden.

Mechanische Konstruktionen können aufgrund einer Vielzahl von verschiedenen Mechanismen versagen, wobei die auftretenden Belastungen maßgeblich sind (COOK & YOUNG 1999, S. 51-52; DAHLBERG & EKBERG 2003, S. 25-26). Der Ultraschallwandler sowie die Stabsonotrode unterliegen einer Longitudinal-Schwingung, während die Plattensonotrode einer Biegeschwingung ausgesetzt ist. Diese Belastungen treten harmonisch mit konstanter Amplitude und Frequenz auf. Überlagert werden die auftretenden Spannungen durch die statische Vorspannung im LBT und an den Fügstellen sowie durch die Gewichtskraft des Systems am Flansch der Stabsonotrode. Bei einer Betriebsfrequenz von 20 kHz unterliegt das System innerhalb von einer Stunde bereits 72.000.000 Zyklen, auch Lastspiele genannt. Weitere Belastungen treten bei einer korrekten Regelung der Systeme nicht auf.

Für die Beurteilung des Schwingfestigkeitsverhaltens unter regelmäßigen, sinusförmigen Belastung werden sogenannte Wöhlerlinien verwendet (BUXBAUM 1992, S. 122). Diese Graphen sind das Ergebnis experimenteller Untersuchungen von Werkstückproben, wobei diese den Erwartungswert der maximal ertragbaren Spannungsamplitude  $\sigma_A$ , der Schwingfestigkeit, über der Anzahl der Lastspiele  $N_{\sigma}$  darstellen<sup>51</sup>. Für wenige Schwingungszyklen, die Kurzzeitfestigkeit, entspricht die ertragbare Spannungsamplitude  $\sigma_A$  einem Wert zwischen

---

<sup>51</sup>Wöhlerlinien können grundsätzlich für unterschiedliche Überlebenswahrscheinlichkeiten angegeben werden. In diesem Fall ergeben sich für die jeweiligen Wahrscheinlichkeiten annähernd parallel verlaufende Wöhlerlinien (BUXBAUM 1992, S. 111).

## 4.2 Definition der Zielfunktionen und Nebenbedingungen

der Zugfestigkeit  $\sigma_R$  und der Fließspannung  $\sigma_Y$ . Anschließend nimmt die ertragbare Spannungsamplitude in einem doppellogarithmischen Schaubild linear ab. Dieser Bereich wird als Zeitfestigkeit bezeichnet. Ab einer werkstoffabhängigen Lastspielzahl in der Größenordnung von  $10^5$  bis  $10^8$  tritt die Dauerfestigkeit ein und die ertragbare Spannungsamplitude nimmt einen Grenzwert, die Dauerschwingfestigkeit  $\sigma_D$ , an. Wenn die Spannung gleichmäßig zwischen Zug- und Druckbelastung wechselt, also keine Mittelspannung vorliegt, wird die Schwingfestigkeit als Wechselfestigkeit  $\sigma_W$  bezeichnet (RADAJ & VORMWALD 2007). Den idealisierten Verlauf einer Wöhlerlinie zeigt Abbildung 10.

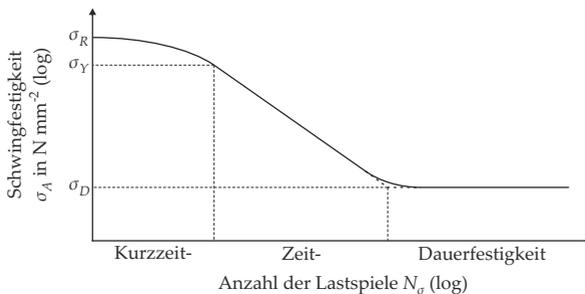


Abbildung 10: Idealisierter Verlauf einer Wöhlerlinie nach HAIBACH (2006)

Aufgrund der hohen Anzahl an Zyklen ist für die berührungslosen Handhabungssysteme eine Auslegung auf Dauerfestigkeit erforderlich (HAIBACH 2006, S. 11). Die am häufigsten angewendete Lebensdauerabschätzung erfolgt auf Basis von Nennspannungen, wobei die Last homogen auf die Werkstückgeometrie bezogen und mit Formfaktoren korrigiert wird (HAIBACH 2006, S. 151-160). Falls die maximalen lokalen Spannungen bekannt sind, können diese alternativ direkt mit der Wöhlerlinie verglichen werden, was im Allgemeinen zu belastbareren Ergebnissen führt (BUXBAUM 1992, S. 261).

Wegen der harmonischen Belastung mit gleichbleibender Amplitude und Frequenz werden zur Bestimmung der Betriebsfestigkeit der ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungssysteme keine Verfahren der Schadensakkumulation benötigt. Mithilfe von Festigkeitshypothesen lassen sich die real auftretenden mehrachsigen Spannungszustände auf Vergleichsspannungen reduzieren,

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

welche anschließend mit den unter einachsiger Beanspruchung ermittelten Festigkeitswerten verglichen werden können (HAIBACH 2006, S. 240).

Für die Auswahl einer geeigneten Festigkeitshypothese ist neben der Beanspruchungsart unter anderem der Werkstoff von Bedeutung (BUXBAUM 1992, S. 251-252). LIU & ZENNER (1993, S. 244-245) unterschieden hierzu zwischen fehlerfreien und fehlerbehafteten Werkstoffen. Metallische Materialien – welche nach dem aktuellen Stand der Technik für ultraschallbasierte Handhabungssysteme verwendet werden (ZIMMERMANN 2011) – sind dabei den fehlerfreien Werkstoffen zuzurechnen. Für den vorliegenden Belastungsfall der mehrachsigen Schwingbeanspruchung werden meist die Gestaltänderungsenergiehypothese (HAIBACH 2006, S. 241; GROTE & FELDHUSEN 2014, S. 89) und die darauf aufbauende Schubspannungsintensitätshypothese<sup>52</sup> verwendet (LIU & ZENNER 1993; BUXBAUM 1992, S. 212).

Die Gestaltänderungsenergiehypothese basiert auf der Vergleichsspannung  $\sigma_{vM}$  nach MISES (1913, S. 591), welche besagt, dass bei einem duktilen Werkstoff Fließen auftritt, wenn  $\sigma_{vM}$  die werkstoffspezifische Fließspannung  $\sigma_Y$  überschreitet:

$$\sigma_{vM} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_x\sigma_z - \sigma_y\sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}$$

Da die meisten FEM-Programme die von-Mises-Vergleichsspannungen direkt ausgeben können und für die Schubspannungsintensitätshypothese zusätzliche Werkstoffinformationen erforderlich sind, wird im Rahmen dieser Arbeit die Gestaltänderungsenergiehypothese angewandt.

Da neben der auftretenden Spannungsamplitude zusätzliche Faktoren die Lebensdauer beeinflussen, kann die Vergleichsspannung nicht direkt mit der aus der Wöhlerlinie ermittelten Wechselfestigkeit verglichen werden. Falls eine Mittelspannung  $\sigma_m$  vorliegt, was bei der Superposition einer statischen Vorspannung mit einer schwingenden Beanspruchung der Fall ist, muss diese zusätzlich berücksichtigt werden, falls dies nicht bereits bei den Wöhlerversuchen geschehen ist. Nach ZENNER et al. (1983) kann dies auf zwei Arten erfolgen: durch eine Erhöhung der wirksamen oder eine Verringerung der er-

---

<sup>52</sup>Für die Theorie zur Schubspannungsintensitätshypothese sei auf die weiterführende Literatur, insbesondere auf SIMBÜRGER (1975), verwiesen.

## 4.2 Definition der Zielfunktionen und Nebenbedingungen

tragbaren Spannungsamplitude, wobei meist letzteres umgesetzt wird. Eine Möglichkeit zur Reduktion der ertragbaren Spannung bietet das Festigkeitsschaubild nach Haigh (BUXBAUM 1992, S. 211). Aus der Wechselfestigkeit  $\sigma_W$  für die geforderte Lastspielzahl wird mittels Korrekturfaktoren zur Berücksichtigung zusätzlicher Einflüsse, wie z. B. der Oberflächenrauheit oder der Belastungsfrequenz, die reduzierte Wechselfestigkeit  $\sigma_{W^*}$  ermittelt (DAHLBERG & EKBERG 2003, S. 220; HAIBACH 2006, S. 184). Aus dieser kann zusammen mit der Zugfestigkeit  $\sigma_R$  und der Fließspannung  $\sigma_Y$  eine Grenzkurve gebildet werden, welche die neue reduzierte Schwingfestigkeit  $\sigma_{A^*}$  für eine beliebige Mittelspannung vorgibt. Ein Beispiel für ein konservativ vereinfachtes Haigh-Schaubild ist in Abbildung 11 gegeben.

Neben zahlreichen Variationen und Erweiterungen des Festigkeitsschaubilds nach Haigh existieren auch diverse Näherungsformeln zur Bestimmung des Mittelspannungseinflusses, für welche auf die weiterführende Literatur, u. a. RADAJ & VORMWALD (2007, S. 25-31), verwiesen wird. Zur Überprüfung der Betriebsfestigkeit kann die unter Berücksichtigung aller relevanter Einflussfaktoren ermittelte reduzierte Schwingfestigkeit  $\sigma_{A^*}$  mit der berechneten Vergleichsspannung  $\sigma_{vM}$  verglichen werden.

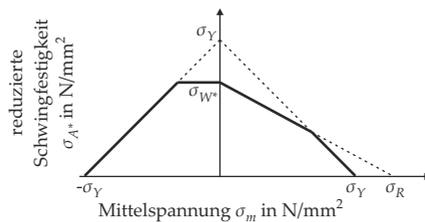


Abbildung 11: Konservativ vereinfachtes Haigh-Schaubild nach RADAJ & VORMWALD (2007, S. 28)

Die Zielfunktion für die Betriebsfestigkeit  $O_\sigma(\vec{X})$  muss bei einem Minimierungsproblem die Verringerung der maximalen lokalen Vergleichsspannung  $\sigma_{vM,max}$  unter die zulässige Spannung bewirken. Zudem soll eine Veränderung der Vergleichsspannung unterhalb der zulässigen Spannungsamplitude  $\sigma_{A^*}$  einen geringeren Einfluss auf den Funktionswert besitzen, als eine Verände-

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

nung oberhalb. Aus diesem Grund wird für die Zielfunktion der Quotient aus Vergleichsspannung zu zulässiger Spannung ins Quadrat gesetzt:

$$O_{\sigma}(\vec{X}) = \left( \frac{\sigma_{vM,max}}{\sigma_{A^*}} \right)^2$$

Eine Reduktion der maximalen Vergleichsspannungen unter die zulässige Spannungsamplitude hat ab einem gewissen Sicherheitsfaktor  $S_{\sigma}$  keine praktische Bedeutung mehr. Ein Überschreiten hingegen führt in jedem Fall zu einem unzulässigen Design des Handhabungssystems. Die Betriebsfestigkeit wird deshalb nicht als Zielfunktion, sondern als Ungleichheits-Nebenbedingung  $g_{\sigma}$  formuliert, welche bei der Lösung der Optimierungsaufgabe erfüllt sein muss:

$$g_{\sigma}(\vec{X}) = S_{\sigma}\sigma_{vM,max} - \sigma_{A^*} \leq 0$$

### 4.2.8 Fazit

Die ursprünglich in Abschnitt 3.2.2 als Anforderungen an das Handhabungssystem formulierten Zielgrößen des formalen Systemmodells (A I bis A IV) können direkt in die Zielfunktionen *Kräftegleichgewicht*, *Störungstoleranz*, *Schwingungsform* und die Nebenbedingungen *Betriebsfestigkeit* überführt werden. Zusätzlich wurden die Zielfunktionen *Resonanzfrequenz* und *Schwingungsamplitude* für die Beziehungen Frequenz und Amplitude zwischen den benachbarten Teilsystemen im formalen Systemmodell (Abbildung 6) definiert. Die Zielfunktion *Schwingungsform* übernimmt zusätzlich die Aufgabe der Verbindung zwischen den Teilsystemen Plattensonotrode und SFL. Einen zusammenfassenden Überblick über die Zielfunktionen gibt Tabelle 1.

Neben der Sicherstellung der Anforderungen an das Handhabungssystem (A I bis A IV) erfüllen die Zielfunktionen weitere Zwecke. Einerseits ermöglichen sie jederzeit eine quantitative, objektive Bewertung des Handhabungssystems und einen Vergleich verschiedener Systeme untereinander (A 3). Andererseits bilden Sie die Basis für die Auswahl der jeweiligen Modellierung und Simulationsart, da sie die erforderlichen Ergebnisse aus der Berechnung der Modelle in jedem Schritt der Auslegung konkret festlegen.

Tabelle 1: Überblick über die Zielfunktionen  $O(\vec{X})$  und Nebenbedingungen  $g(\vec{X})$

| Bezeichnung                                  | Formel   |
|--|--|
| Kräftegleichgewicht                          | $O_F(\vec{X}) = \left  F_{G,Wstk} - \int \frac{1}{T} \iint_{A_{Wstk}} p(t)_{x,y} - p_0 \, dx \, dy \, dt \right $  |
| Störungstoleranz<br>(als Nebenbedingung)     | $O_{Tol}(\vec{X}) = \frac{\zeta_{Platte} + \Delta h_{Lage} + \Delta h_{Platte} + \Delta h_{Wstk}}{h_{SFL}}$<br>$g_{Tol}(\vec{X}) = 1 - \frac{h_{SFL}}{\zeta_{Platte} + \Delta h_{Lage} + \Delta h_{Platte} + \Delta h_{Wstk}} < 0$       |
| Schwingungsform                              | $O_{Form}(\vec{X}) = 1 - \frac{ \vec{\phi}_r^\top \vec{\phi}_{Ref}^* ^2}{ \vec{\phi}_r^\top \vec{\phi}_r^*   \vec{\phi}_{Ref}^\top \vec{\phi}_{Ref}^* }$   |
| Resonanzfrequenz                             | $O_f(\vec{X}) =  f_{SFL} - f_r $   |
| Schwingungsamplitude<br>(als Nebenbedingung) | $O_{\zeta}(\vec{X}) = \left  \zeta_{SFL} - u_{LBT,Stab}(\varphi_{E2}) \frac{\phi_{Stab,Platte}}{\phi_{Stab,LBT}} \right $<br>$g_{\zeta}(\vec{X}) = \frac{\zeta_{SFL}}{u_{LBT,Stab}} - \frac{\phi_{Stab,Platte}}{\phi_{Stab,LBT}} \leq 0$ |
| Betriebsfestigkeit<br>(als Nebenbedingung)   | $O_{\sigma}(\vec{X}) = \left( \frac{\sigma_{vM,max}}{\sigma_{A^*}} \right)^2$<br>$g_{\sigma}(\vec{X}) = S_{\sigma} \sigma_{vM,max} - \sigma_{A^*} \leq 0$  |

### 4.3 Auswahl der Simulationsarten

Für die ersten Zielfunktionen des Kräftegleichgewichts (Abschnitt 4.2.2) und der Störungstoleranz (Abschnitt 4.2.3) muss die *Berechnung der Fluidodynamik* (Schritt 2, Abschnitt 3.4.4) den räumlichen und zeitlichen Druckverlauf an der Grenzfläche zur Plattensonotrode im eingeschwungenen Zustand ergeben. Hierfür ist eine *transiente CFD-Simulation* erforderlich. Die Simulation muss die FSI zwischen Spalt und Werkstück auf der einen und Spalt und Plattensonotrode auf der anderen Seite berücksichtigen. Ferner ist die Berechnung einer ausreichenden Anzahl an Zeitschritten pro Schwingung zur Auflösung des Druckverlaufs erforderlich. Da die Startbedingungen der Simulation nicht dem eingeschwungenen Zustand entsprechen können, bedarf es zudem der Simulation von mehreren Schwingungszyklen, bis das Systemverhalten zu einem periodischen Verhalten konvergiert. Für die Berechnung der zweiten Zielfunktion sind bei dem in Abschnitt 3.4.4 beschriebenen Vorgehen die Eingangsparameter des fluiddynamischen Modells ausreichend.

Die Berechnung der Schwingungsform (Abschnitt 4.2.4) und Resonanzfrequenz (Abschnitt 4.2.5) für die Auslegung der Komponenten in den Schritte 3 bis 6 (Ab-

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

schnitte 3.4.5 bis 3.4.8) erfolgt am effizientesten mittels *modaler FE-Simulation*. Durch die Ermittlung der Eigenvektoren ist zudem die Transformation des nodalen Gleichungssystems in den modalen Raum möglich (Gleichung 4.8), wodurch die einzelnen Bewegungsgleichungen entkoppelt werden und eine äußerst recheneffiziente Lösung ermöglicht wird. Zur Berücksichtigung des Einflusses der piezoelektrischen Steifigkeit auf die modale Lösung beim LBT muss eine direkte Kopplung verwendet werden. Eine solche ermöglicht das nach ALLIK & HUGHES (1970) erweiterte Gleichungssystem in Gleichung 4.6. Die iterative Kopplung der piezoelektrischen und mechanischen Gleichungen, welche eine Analogie zur thermomechanischen Simulation darstellt, lässt hingegen keine modale Simulation zu.

Die Schwingungsamplitude (Abschnitt 4.2.6) des LBT (Schritt 4 und 6, 3.4.6 und 3.4.8) kann am effizientesten durch eine harmonische Analyse ermittelt werden. Zwar beherrschen die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Simulationsprogramme FE-Programm der Firma ADINA R&D (ADINA) und FE-Programm der Firma ANSYS Inc. (ANSYS) beide die modale Superposition, können dabei allerdings keine elektrischen Potenziale als Kraftanregung berücksichtigen. Aus diesem Grund wird in der vorliegenden Arbeit zur Berechnung der Amplitude des LBT die *direkte harmonische Analyse* aus ANSYS mit Gleichung 4.10 verwendet. Die Schwingungsamplitude der Plattensonotrode kann anschließend nach Gleichung 4.11 mithilfe von Eigenvektoreinträgen der Stabsonotrode bestimmt werden.

Mithilfe der Schwingungsamplituden können die mechanischen Vergleichsspannungen für die Berechnung der Betriebsfestigkeit (Abschnitt 4.2.7) – erforderlich für die Schritte 3 bis 6 (Abschnitte 3.4.5 bis 3.4.8) – durch modale Simulation bestimmt werden. Hierzu werden die *modalen Spannungen* skaliert, welche direkt aus Verschiebungen um den massennormierten Eigenvektor  $\vec{\phi}_r$  berechnet und häufig bereits mit der modalen FE-Simulation bestimmt werden. Die Skalierung zu anderen Amplituden ist, bei Zugrundelegen ausreichend kleiner Verschiebungen und eines linear-elastischen Materialverhaltens, ohne Einschränkungen gültig.

### 4.4 Modellierung des Handhabungssystems

#### 4.4.1 Allgemeines

In diesem Abschnitt werden die Referenzmodelle vorgestellt und hergeleitet. Diese können bei Bedarf oder Weiterentwicklung der aktuellen Simulationstechnik ohne Rückwirkungen auf die Methode angepasst, erweitert oder ersetzt werden.

Wie in den einzelnen Schritten der Auslegungsmethode in Abschnitt 3.4 empfohlen, werden ein CFD-Modell mit FSI für die SFL (Abschnitt 4.4.2) sowie drei FE-Modelle für die Komponenten Plattensonotrode (Abschnitt 4.4.3), LBT (Abschnitt 4.4.4) und Stabsonotrode (Abschnitt 4.4.5) benötigt. Alle Modelle basieren auf dem aktuellen Stand der Forschung und werden in kommerziell verfügbarer Software<sup>53</sup> abgebildet. Die jeweiligen Modelle werden für die geforderten Simulationsarten aus Abschnitt 4.3 aufgebaut.

Die Modelle der Platten- (Abschnitt 4.4.3) und Stabsonotrode (Abschnitt 4.4.5) erfordern keine besonderen Randbedingungen. Für die Modellierung der SFL (Abschnitt 4.4.2) und des LBT (Abschnitt 4.4.4) müssen hingegen mehr Annahmen getroffen werden, weshalb eine ausführlichere Diskussion der Modelle stattfindet. Der letzte Abschnitt (4.4.6) beschäftigt sich mit der Modellierung des Gesamtsystems und insbesondere der darin enthaltenen Schnittstellen.

#### 4.4.2 Modellierung der Squeezefilm-Levitation

Für den zweiten Schritt der Auslegungsmethode (*Schritt 2: Berechnung der Squeezefilm-Levitation*, 3.4.4) wird im Folgenden ein Berechnungsmodell vorgestellt. Wie in Abschnitt 2.2.2 dargelegt, ist diese Modellierung nach wie vor Gegenstand der Forschung. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll kein neuer Beitrag hierzu erbracht werden, weshalb die Berechnung der SFL mittels kommerzieller Softwarelösungen unter Verwendung der vollständigen Navier-Stokes-Gleichungen erfolgt.

---

<sup>53</sup>Als Simulationswerkzeuge werden das kommerzielle FE-Programm der Firma ADINA R&D (ADINA) und das kommerzielle FE-Programm der Firma ANSYS Inc. (ANSYS) eingesetzt.

### Unterteilung des Spalts

Im Stand der Forschung werden bei der Berechnung der SFL rotationssymmetrische zweidimensionale Modelle von Kolben- und Pilzschwingungen verwendet. Für die dreidimensionale Plattenschwingung ist diese Vereinfachung nicht möglich. Um dennoch den Rechenaufwand reduzieren zu können, schlugen LOCMEIS et al. (2013) eine Unterteilung der rechteckigen Plattenschwingung und des darüber befindlichen Spalts in die bereits in Abschnitt 4.2.4 eingeführten Grundelemente vor. Bei Annäherung der Schwingungsform durch die einer unendlichen Platte, kann für diese Elemente sowohl die Plattenschwingung als auch die Strömung im Spalt mithilfe von Randbedingungen freigeschnitten werden.

Für die Plattensonotrode werden die Verschiebungsfreiheitsgrade senkrecht zu den Kanten eines Quadrats mit der Kantenlänge einer halben Wellenlänge mittels Randbedingungen gesperrt (Anhang, Abbildung 59). Wie an der in Falschfarben dargestellten, simulierten Schwingungsform einer Plattensonotrode in Abbildung 12 zu erkennen, sind zwei benachbarte Grundelemente stets in guter Näherung bezüglich ihrer gemeinsamen Kanten achsensymmetrisch. Eine geringe Verzerrung der idealisierten Schwingungsform ist aufgrund der realen mechanischen Randbedingungen nicht vermeidbar und Gegenstand der Optimierung der Plattensonotrode.

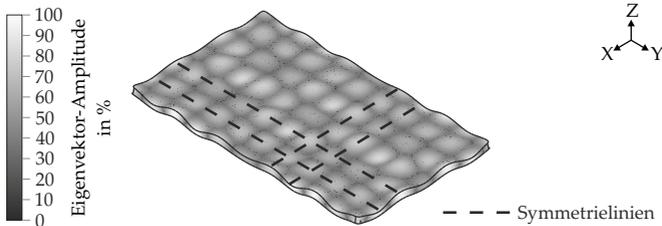


Abbildung 12: Unterteilung einer Plattensonotrode in Grundelemente entlang der Symmetrielinien der Biegeschwingung

Diese strömungsmechanischen Randbedingungen der Umgebungstemperatur  $\Theta_0$ , des Temperaturgradienten  $\Delta\Theta$ , der Strömungsgeschwindigkeiten  $v_x, v_y, v_z$ , des Umgebungsdrucks  $p_0$  und der Plattenschwingung  $\zeta_{\text{Platte}}$  ergeben sich aus

Überlegungen und Betrachtungen bei Zugrundelegen einer idealen Plattenschwingung. Die Plausibilisierung und Veranschaulichung für den Leser erfolgt anhand der simulierten SFL einer Balkenschwingung mit einer Länge von  $4\lambda$ . Aufgrund der Symmetrie genügt hierbei die Modellierung von  $2\lambda$  mit einer entsprechenden Wand, welche keine senkrechte Strömung und Wärmegradienten zulässt. Das Modell<sup>54</sup> ist in Abbildung 13 dargestellt. Der obere Teil der Abbildung enthält das fluiddynamische Modell, welches über eine FSI mit dem mechanischen, unteren Modell gekoppelt ist.

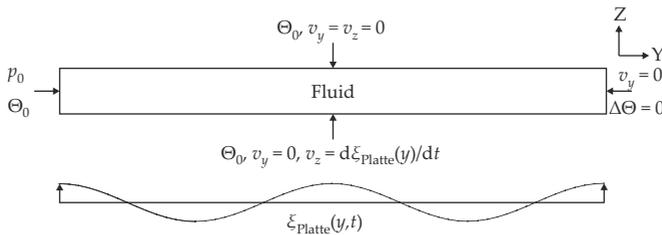


Abbildung 13: *Fluiddynamisches und mechanisches Modell des Spalts für eine Balkenschwingung*

Auf Grund der Symmetrie und des stetig differenzierbaren Verlaufs der Strömungsgeschwindigkeit in der Spaltebene tritt im eingeschwungenen Zustand, außer am Rand des Spalts, senkrecht zu den Kanten keine Strömung auf. Zudem weist der Druckverlauf an diesen Stellen jeweils Extrempunkte auf. Der Verlauf von Druck, Strömungsgeschwindigkeit und Schwingungsamplitude ist in Abbildung 14 für den vereinfachten, äquivalenten Fall einer zweidimensionalen Balkenschwingung dargestellt. Die Ergebnisse sind die des 20-ten Schwingungszyklus einer transienten Simulation. Über die vielen Zeitschritte ergeben sich kleine numerische Abweichungen zwischen den inkrementellen Zeitpunkten der Lösung und den absoluten Zeitpunkten der vorgegebenen zyklischen Schwingung, welche insbesondere für den Druck bei Phase  $0^\circ$  erkennbar werden.

<sup>54</sup>Das Modell der Balkenschwingung basiert auf den im weiteren Verlauf dieses Abschnitts vorgestellten Annahmen und Modellierungsansätzen.

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

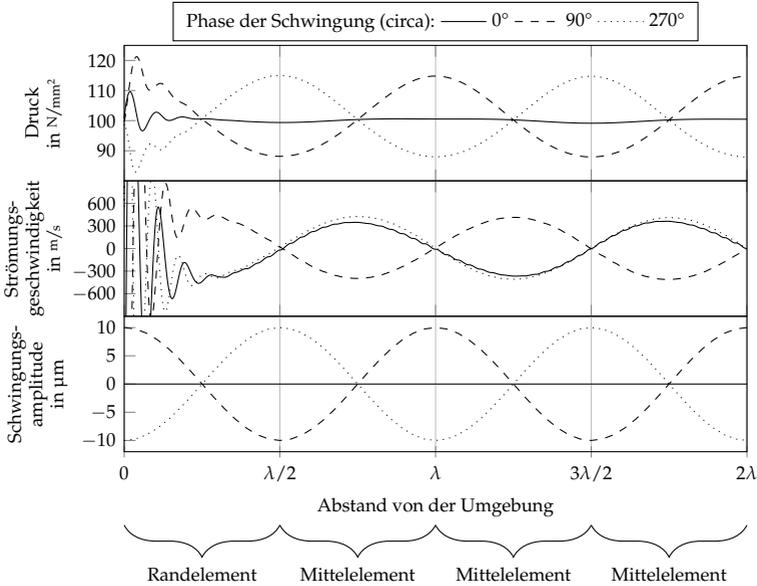


Abbildung 14: Visualisierung des Drucks am Werkstück, der Strömungsgeschwindigkeit parallel zum Werkstück und der Schwingungsamplitude einer Balkenschwingung bei der SFL mit einem Spalt von  $100\ \mu\text{m}$ , einer Wellenlänge von  $107,8\ \text{mm}$  und einer Frequenz von  $35,6\ \text{kHz}$

An den Schwingungsbäuchen ist die Strömungsgeschwindigkeit in der Spaltebene zu allen Zeitpunkten null, was einen fehlenden Gasaustausch zwischen zwei benachbarten Grundelementen bedeutet. Beim Freischneiden des Spalts kann dies durch das Setzen von Wänden als Randbedingung abgebildet werden. Die Geschwindigkeit parallel zu den Wänden wird dabei nicht beeinflusst. Als Temperatur-Randbedingung wird der Wärmestrom auf null gesetzt.

### Untersuchungen zur Umgebung

In Abbildung 14 ist ebenfalls zu erkennen, dass sich der Druckverlauf zwischen einem Element am Rand des Spalts (Randelement von  $0$  bis  $\frac{\lambda}{2}$ ) und in dessen Inneren (Mittlelemente von  $\frac{\lambda}{2}$  bis  $\lambda$ ,  $\lambda$  bis  $\frac{3\lambda}{2}$  und  $\frac{3\lambda}{2}$  bis  $2\lambda$ ) unterscheidet. Die

#### 4.4 Modellierung des Handhabungssystems

hierfür verantwortlichen, in Abschnitt 2.2.2 erwähnten, nichtlinearen fluidodynamischen Randeffekte, sorgen auch für einen leichten Anstieg des mittleren Drucks. Da diese Effekte auf Wechselwirkungen mit dem Gas außerhalb des Spalts basieren, ist auch die Modellierung der Umgebung für die korrekte Berechnung des absoluten Druckniveaus im Spalt von Bedeutung. In Abbildung 15 ist der Druckverlauf einer SFL mit verschiedenen groß modellierten Umgebungen gegenübergestellt, wobei an deren Rändern immer derselbe Umgebungsdruck und dieselbe Umgebungstemperatur als Randbedingungen vorgegeben sind.

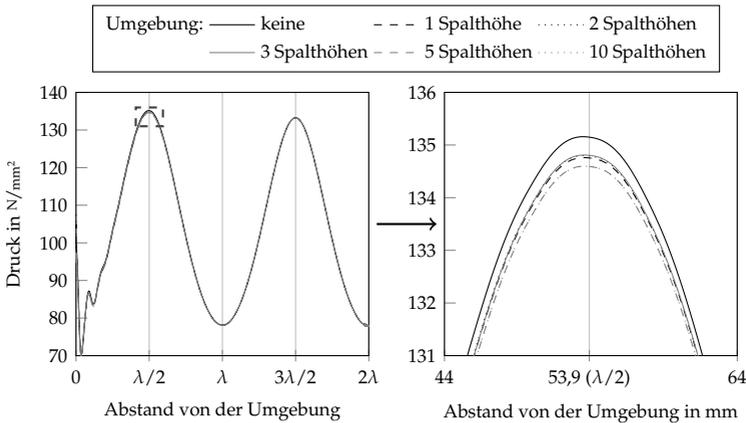


Abbildung 15: Simulierte Druckverläufe der SFL für eine Spalthöhe von  $100\ \mu\text{m}$  und einer maximalen Schwingungsamplitude von  $20\ \mu\text{m}$  einer Balkenschwingung in Abhängigkeit der Größe der modellierten Umgebungen bei einer Phase von  $270^\circ$  der zyklischen Schwingung

Der Druckverlauf der verschiedenen Modelle unterscheidet sich über dem gesamten Spalt, auch am Rand zur Umgebung, nur geringfügig. Mit zunehmender Größe der Umgebung, gemessen in einem Vielfachen der Spalthöhe, konvergiert der Druckverlauf. In den durchgeführten Untersuchungen war ab einer Umgebungsgröße gleich der fünffachen Spalthöhe keine Veränderung mehr festzustellen. Bezogen auf den entstehenden Überdruck ergibt sich bei vollständiger Vernachlässigung der Umgebung nach einer halben Wellenlänge ein Fehler von  $1,6\ \%$ .

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

Bei einer ausreichend großen Umgebung konvergiert der Druckverlauf bereits beim ersten Schwingungsbauch, sodass alle Randeffekte in der Berechnung eines Randelements enthalten sind. Dies ergibt sich aus den Druckverläufen in Abbildung 15, welche an den Positionen  $\frac{\lambda}{2}$  und  $\frac{3\lambda}{2}$  sowie  $\lambda$  und  $2\lambda$  dieselben Werte aufweisen.

### Kopplung von Rand- und Mittelelement

Die Berechnung des Druckverlaufs des Spalts erfolgt in zwei Schritten. Zunächst wird ein einzelnes Randelement simuliert, um den mittleren Druck zur Phase  $0^\circ$  der Schwingung zu bestimmen. Aufgrund der numerisch bedingten Abweichung zwischen den Zeitschritten und der Phase der Schwingung, werden die Werte aus mehreren konvergierten, konsekutiven Schwingungszyklen gemittelt. Dies geschieht jeweils für die Zeitschritte nahe den Phasen  $0^\circ$  und  $180^\circ$ . Der resultierende gemittelte Druck dient als Anfangsbedingung für das Mittelelement. Für dieses wird im zweiten Schritt ebenfalls der eingeschwungene Zustand berechnet. Für die Bestimmung der Tragkraft wird der Druckverlauf des Mittelelements entsprechend Gleichung 4.1 integriert und mit der jeweiligen Anzahl im Spalt multipliziert. Die Vernachlässigung der Randelemente erfolgt bewusst und stellt eine zusätzliche Sicherheit im Rahmen der Auslegung dar.

### Beschreibung der Modelle

Zur Simulation der SFL werden je ein mechanisches und ein fluiddynamisches Modell mittels FSI gekoppelt. Die Kopplung erfolgt unidirektional von dem mechanischen auf das fluiddynamische Modell. Die verwendeten Modelle sind jeweils dreidimensional. Die Berechnung erfolgt in Zeitschritten von einer 20-stel Periodendauer bis zum eingeschwungenen Zustand. Dieser gilt als erreicht, wenn die Ergebnisse keine zeitabhängigen Effekte mehr beinhalten und wurde bei den Simulationen im Rahmen dieser Arbeit stets nach sechs Schwingungszyklen erreicht.

Für das mechanische Modell wird auf die Fläche eines Grundelements mit der halben Wellenlänge die auf die gewünschte Amplitude normierte, idealisierte

Schwingungsform (Abschnitt 4.2.4) als Verschiebungsrandbedingung aufgegeben. Die räumliche Diskretisierung muss zur Abbildung der entstehenden Schwingungsform ausreichend fein<sup>55</sup> gewählt werden. Die weiteren Parameter des Modells, wie z. B. das Material oder die Elementtypen, sind nicht relevant.

Das fluiddynamische Modell basiert auf der Formulierung von ADINA für langsame, kompressible Strömungen. Als Freiheitsgrade verwenden die Gleichungssysteme den Druck, die Strömungsgeschwindigkeiten und die Temperatur. Das virtuell im Raum fixierte Werkstück wird als Wand ohne tangentielle Strömung abgebildet. Die untere Begrenzung des Spalts stellt die FSI-Randbedingung zum mechanischen Modell, ebenfalls ohne tangentielle Strömung, dar. Die Flächen zu benachbarten Grundelementen werden über reibungsfreie Wände dargestellt. Die Umgebung eines Randelements wird, entsprechend der zuvor gewonnenen Erkenntnisse, mit einem Quader mit der fünffachen Spalthöhe als Kantenlänge abgebildet. Den am Spalt angrenzenden Kanten der Umgebung, an welchen sich die Seitenflächen des Werkstücks und der Plattensonotrode befinden, sind Wände als Randbedingungen zugewiesen. Die übrigen drei Kanten besitzen als Randbedingung den Umgebungsdruck. Thermische Randbedingungen mit der Umgebungstemperatur werden, aufgrund der verhältnismäßig großen Wärmekapazität, an den Grenzflächen des Spalts zur Plattensonotrode, zum Werkstück und bei der Umgebung gesetzt. An den Wänden im Spalt wird wegen der Symmetrie der Wärmestrom zu null angenommen. Abbildung 16 zeigt die Geometrie mit den zugewiesenen Randbedingungen des fluiddynamischen Modells.

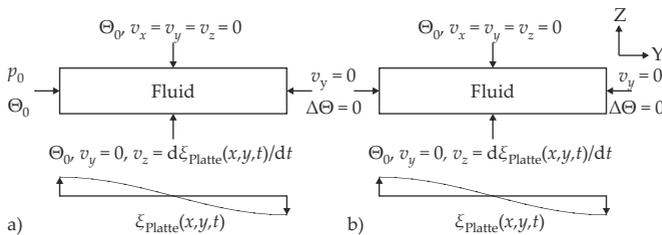


Abbildung 16: Mechanische und fluiddynamische Modelle des Spalts mit Randbedingungen für a) ein Rand- und b) ein Mittelelement

<sup>55</sup>In der vorliegenden Arbeit wurden stets mindestens 15 Knoten je Raumrichtung verwendet.

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

Als Anfangsbedingung des Randelements werden die Umgebungsbedingungen verwendet<sup>56</sup>. Für das Mittelelement wird der Anfangsdruck durch den im Randelement ermittelten Druck ersetzt. Das Prozessgas im Spalt wird als kompressibles Fluid mit konstanten Eigenschaften dargestellt. Für die Elemente wird der ADINA-Elementtyp THREEDFLUID als FCBI-Element<sup>57</sup> mit linearen Ansatzfunktionen (acht Knoten) verwendet. Die Höhe des Spalts ist zur ausreichenden Abbildung des hohen Geschwindigkeitsgradienten von der bewegten Plattensonotrode zum stehenden Werkstück detailliert<sup>58</sup> abzubilden. In der Ebene des Spalts ist, trotz der signifikant größeren Abmessungen, eine Diskretisierung mit einer vergleichbaren Anzahl an Elementen<sup>59</sup> je Raumrichtung ausreichend. Exemplarische Ergebnisse der Berechnung können Abbildung 61 im Anhang (Abschnitt A.6) entnommen werden.

### 4.4.3 Modellierung der Plattensonotrode

Für die Auslegung der Plattensonotrode ist eine modale Simulation ausreichend (Abschnitt 4.3). Die Hauptabmessungen der Plattensonotrode, wie in Abschnitt 3.4.4 bereits erwähnt, betragen aufgrund der freien Kanten stets weniger als das ganzzahlige Vielfache der halben gewünschten Wellenlänge  $\frac{\lambda_{\infty}}{2}$ . Abhängig von der initialen Dimensionierung der Platte können bei der Modellbildung Symmetrien genutzt werden. Wenn eine Hauptabmessung der Platte dem ganzzahligen Vielfachen der Wellenlänge  $\lambda_{\infty}$  entspricht, befindet sich auf halber Strecke ein Schwingungsknoten und die Schwingungsform weist keine Achsensymmetrie auf. Ist die Länge hingegen das ungerade ganzzahlige Vielfache der halben Wellenlänge, läuft die geometrische Symmetrielinie durch Schwingungsbäuche und die Berechnung kann mit einem Halb- bzw. Viertelmodell durchgeführt werden.

Die Dicke der Plattensonotroden liegt erfahrungsgemäß in der Größenordnung von einigen Millimetern, die Wellenlänge im einstelligen Zentimeterbereich

---

<sup>56</sup>Falls die Umgebung bei der Modellierung berücksichtigt werden soll, muss eine ausreichend feine Diskretisierung am Übergang zum Spalt sichergestellt werden, um auch bei starker Kompression eine Konvergenz der großen Druckgradienten am Rand der Plattensonotrode zu gewährleisten.

<sup>57</sup>Flow-Condition-Based-Interpolation-FCBI-Elemente verwenden eine mathematische Formulierung, welche dem Finite-Volumen-Ansatz entspricht.

<sup>58</sup>Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Höhe des Spalts mit 60 bis 80 Elementen abgebildet.

<sup>59</sup>Im Rahmen dieser Arbeit wurden je Raumrichtung 40 bis 80 Elemente verwendet.

und die Hauptabmessungen der Platte in der Regel über einem Dezimeter. Für die Anwendung der dünnen Plattentheorie, welche den zweidimensionalen Plattenelementen der FEM zugrunde liegt, wird u. a. von UGURAL (1999) ein Längen-zu-Dicken-Verhältnis von 20 gefordert. Da dieser Zusammenhang nicht für die gesamte Plattensonotrode, sondern für die einzelnen Plattenelemente in der FEM anzusetzen ist, muss die Plattensonotrode als Volumenmodell modelliert werden.

Neben den Hauptabmessungen und der Dicke der Plattensonotrode sind insbesondere zur Anpassung der Schwingungsform weitere Gestaltungsparameter erforderlich. Vor allem an den Ecken führen die freien Randbedingungen zu einer Verzerrung der tatsächlichen gegenüber der idealisierten Schwingungsform. Um diesem Effekt entgegenzuwirken, werden die Ecken der Plattensonotrode geometrisch nach außen bzw. innen versetzt. Die verzerrten Ecken gehen dabei stets nach einer halben Wellenlänge  $\frac{\lambda_{\text{res}}}{2}$  in eine rechteckige Platte über. Als weiterer Gestaltungsparameter dient der Eckradius.

Im späteren Einsatz wird die Gewindebohrung vollständig von einem Gewindestift eingenommen. Durch die hohe Vorspannung der Verschraubung bei gleichzeitig kurzer Gewindelänge besteht dabei eine nahezu ideal-steife Anbindung, welche durch eine durchgehende Vernetzung der Platte mit unterschiedlichen Materialmodellen abgebildet wird. Die Übergangsradien zu den verzerrten Ecken werden bei Radien kleiner zwei Millimeter vernachlässigt. Eine vollständig parametrisierte Platte mit allen Gestaltungsparametern ist in Abbildung 17 abgebildet.

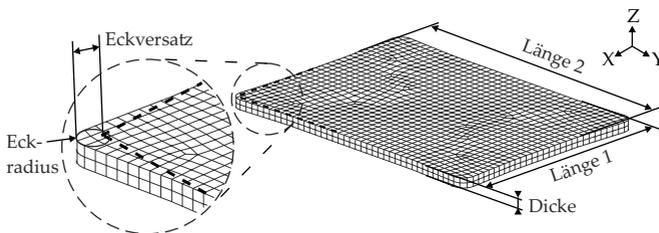


Abbildung 17: Parametrisierte Geometrie des Volumenmodells einer Plattensonotrode

Da die freie Schwingung gesucht ist, werden keine Randbedingungen oder Lasten aufgebracht. Das Material wird isotrop und linear-elastisch modelliert.

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

In ADINA werden für die Vernetzung kubische Elemente zweiter Ordnung vom Typ *THREEDSOLID* mit 27 Knoten verwendet. Bei der räumlichen Diskretisierung wird zunächst auf der Oberfläche der Plattensonotrode ein zweidimensionales Netz erzeugt, welches anschließend Richtung der Plattendicke extrudiert wird. Die maximale Elementlänge beträgt stets die halbe Plattendicke. Bei der Berechnung müssen Starrkörpermoden berücksichtigt werden. Die Lösung erfolgt für eine bestimmte Anzahl an Eigenmoden (z. B. 20) ab einer festzulegenden Startfrequenz (z. B. 90 % der Zielfrequenz). Exemplarische Ergebnisse der modalen Simulation können Abbildung 62 im Anhang (Abschnitt A.6) entnommen werden.

### 4.4.4 Modellierung des Ultraschallschwingers

Die besondere Herausforderung bei der Modellierung von Ultraschallschwingern entsteht durch die darin enthaltenen Piezokeramiken. Neben dem erweiterten Gleichungssystem (Gleichung 4.6) stellen hierbei die nichtlinearen Effekte (Abschnitt A.1.5) eine wesentliche Herausforderung dar. Für die Auslegung muss neben der modalen eine harmonische Simulation<sup>60</sup> durchgeführt werden.

Der LBT besteht aus ringförmigen Piezokeramiken, welche mittels einer Schraube zwischen Schwungmassen aus Metall eingespannt werden. Um dabei eine gleichmäßige Vorspannung über den Radius aller Piezoringe zu gewährleisten, kann das Gewinde in der Vormasse etwas nach oben versetzt werden. Zur Vermeidung von Kurzschlüssen über die Schraube und zum Schutz der Umgebung vor den hohen elektrischen Spannungen werden die Piezoaktoren durch Keramiken von den Metallmassen isoliert. Zudem befinden sich an den Stirnseiten der Piezokeramiken Elektroden zur Kontaktierung, z. B. aus Kupfer. Ein zusätzlicher Piezoring, welcher nicht angeregt wird, kann als Sensor, z. B. für Regelungszwecke, verwendet werden. Der Aufbau eines LBT ist in Abbildung 18 dargestellt.

---

<sup>60</sup>Die zum Zeitpunkt dieser Arbeit verfügbare Version von ADINA (Version 9.2.5) lassen keine Anregung mittels einer elektrischen Spannung zu. Zur Bestimmung der Amplitude wird deshalb auf das alternative Simulationsprogramm ANSYS in der Version 15.0 zurückgegriffen. Die modale Simulation kann mit beiden Programmen erfolgen.

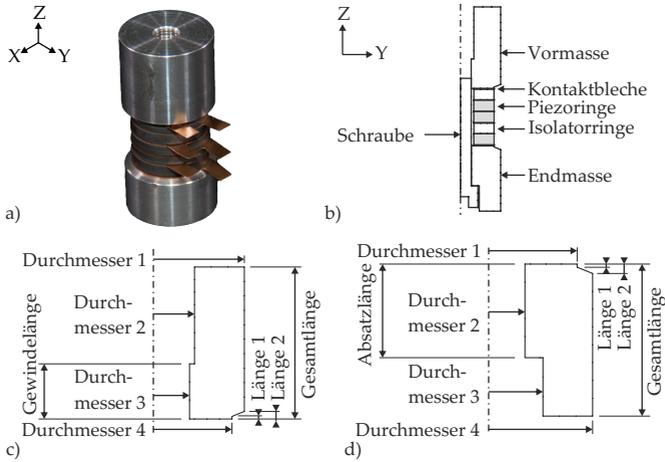


Abbildung 18: Verschiedene Darstellungen eines LBT: a) Fotografie, b) der Aufbau im rotationssymmetrischen zweidimensionalen Modell und die parametrisierten Geometrien der c) Vor- und d) Endmasse

Bis auf die dünnen Ableiter der Kontaktbleche, den Kopf und Gewinde der Schraube sowie einem Geometriemerkmale zur Montage sind die LBTs rotationssymmetrisch. Aus der Schnittdarstellung in Abbildung 18 wird ersichtlich, dass zahlreiche geometrische Parameter existieren. Durch die Verwendung genormter Schrauben wird die Anzahl der freien Parameter reduziert. Ebenfalls können fertigungs- und montagebedingte Parameter, wie z. B. Absätze an den Vor- und Endmassen zur Außenzentrierung während der Montage, nicht frei gewählt werden. Auch die Dimensionen der Piezo- und Isolatorringe sind zumindest bei kleinen Stückzahlen durch die am Markt verfügbaren Geometrien eingeschränkt. Freie Parameter stellen in erster Linie die Länge der Schraube, die Längen der Vor- und Endmasse, deren Außendurchmesser und die Position der Schraubenkopfaufgabe dar.

Bei dem FE-Modell werden die Föhnchen der Kontaktbleche und das Geometriemerkmale zur Montage vernachlässigt. Die Schraube wird als Bolzen vereinfacht. Im Bereich des Gewindes wird dessen Durchmesser gleich dem Kerndurchmesser gesetzt. Das Außengewinde wird vernachlässigt, weshalb die

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

Vormasse auf der Länge des tragenden Gewindes<sup>61</sup> bis zum Kerndurchmesser der Schraube geht. Der Innensechskant des Schraubenkopfs wird durch eine volumenäquivalente Bohrung mit planem Grund angenähert. Die Unterseite des Schraubenkopfs wird ebenfalls plan modelliert und liegt flächig auf der Endmasse auf.

In der FEM-Simulation können die LBTs durch zweidimensionale, rotations-symmetrische Modelle abgebildet werden. Als Freiheitsgrade wird dabei neben den mechanischen Verschiebungen das elektrische Potenzial benötigt. Zur Berechnung der freien Schwingung werden keine mechanischen Randbedingungen gesetzt. Da Piezokeramiken in ihrer Resonanz eine minimale Impedanz besitzen (Anhang, Abschnitt A.1.6), werden an den Elektroden der Piezoaktoren die Potential-Freiheitsgrade mit elektrischen Randbedingungen gesperrt. Dies entspricht der Modellierung eines Kurzschlusses. Wenn nur an jeweils einer Elektrode der Piezoaktoren die entsprechende Randbedingung gesetzt wird, sind die Piezokeramiken elektrisch offen und die modale Simulation ergibt die Antiresonanzen. In der harmonischen Simulation in ANSYS werden mittels Randbedingungen bei beiden Piezoaktoren jeweils eine Elektrode auf 0 V und die andere auf einen beliebigen Wert ungleich null (z. B. 100 V) gesetzt. Diese zweite Randbedingung wird mithilfe der in Abschnitt 4.2.6 dargelegten Umformung zu einer Last undefiniert (Gleichung 4.7) und zur Systemanregung verwendet (Gleichung 4.10). Für die Strukturdämpfung der harmonischen Simulation wird in Übereinstimmung mit dem Stand der Forschung (IULA et al. 2003) ein Wert von 1 % verwendet. In der modalen Simulation existieren keine Lasten.

Für die Schraube, die Elektroden, die Isolatoren sowie die Vor- und Endmasse werden isotrope, linear-elastische Materialmodelle verwendet. Da die Schraube, die Elektroden und die Vor- und Endmasse aus metallischen Werkstoffen sind, ist die Annahme der Isotropie naheliegend. Bei keramischen Isolatoren, welche meist aus Pulver gepresst und gebrannt werden, ist dies durch die stochastische Verteilung der einzelnen Partikel begründet. Die lineare Elastizität ist einerseits durch die Abwesenheit plastischer Verformungen und andererseits durch die Linearität der Modalanalyse hinreichend bedingt. Die erforderlichen

---

<sup>61</sup>Das tragende Gewinde wird entsprechend der Auslegungsregeln von ABDULLAH et al. (2009) berechnet.

Materialparameter Dichte und E-Modul können entweder aus den Werkstoffdatenblättern der Hersteller entnommen oder mittels einfacher (ggf. dynamischer) Experimente ermittelt werden. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Werkstoffparameter können dem Anhang (Abschnitt A.4) entnommen werden.

### Materialparameter der Piezokeramiken

Bei den Piezokeramiken werden in ADINA und ANSYS orthotrope, lineare Materialmodelle verwendet. In beiden Programmen können die Parameter sowohl für die dehnungsbasierte Formulierung (Anhang, Gleichungen A.7 und A.8) mit den piezoelektrischen Ladungskoeffizienten  $d$  als auch für die alternative spannungsbasierte Formulierung mit den piezoelektrischen Spannungskoeffizienten  $e$  eingegeben werden. In ADINA sind die konstitutiven Gleichungen für die spannungsbasierte Formulierung implementiert, während ANSYS die dehnungsbasierte Formulierung verwendet. Die jeweils andere Eingabe wird vor der Simulation konvertiert, was zu Abweichungen aufgrund von numerischen Fehlern führen kann.

Für die verwendeten Blei-Zirkonat-Titanat (PZT)-Keramiken werden somit sieben unterschiedliche Parameter für die Steifigkeitsmatrix, drei unterschiedliche Parameter für die piezoelektrische Kopplungsmatrix und zwei Parameter für die Dielektrizitätsmatrix benötigt. Bei der Erstellung der Matrizen muss berücksichtigt werden, dass sich die gängige Nomenklatur der Achsnummerierung in der FEM von der der Piezokeramiken unterscheidet. Eine ausführliche Beschreibung findet sich im Anhang (Abschnitt A.5). Für die Modellierung von Piezokeramiken mit Orientierungen, welche nicht dem globalen Koordinatensystem entsprechen, werden den Elementen in der FEM zusätzlich lokale Material-Koordinatensysteme zugewiesen.

In ADINA erfolgt die Vernetzung mit quadratischen Elementen zweiter Ordnung mit neun Knoten vom Typ *TWOSOLID* mit der Option *AXISYMMETRIC*. Für die Piezokeramiken muss zudem die Option *PIEZOELECTRIC* ausgewählt werden. In ANSYS werden Elemente vom Typ *PLANE223* mit der zusätzlichen Option *1001* für die Piezokeramiken verwendet. Die automatische Diskretisierung des Modells erfolgt mit einer maximalen Kantenlänge von einem Millimeter. Die Geometrie des LBT wird durchgehend vernetzt, wodurch zwei benachbarte Komponenten gemeinsame Knoten besitzen. Dies resultiert in der

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

maximalen Kontaktsteifigkeit an den Fugen und im Gewinde. Da hierdurch alle Gewindegänge vollständig tragen würden, bedarf es einer geringen Anpassung der in Abbildung 18 c) dargestellten Geometrie der Vormasse. Ab einer Länge von vier Gewindegängen wird Durchmesser 3 von dem Kerndurchmesser der Schraube auf deren Außendurchmesser verändert, wodurch der Kontakt zwischen Schraube und Gewinde aufgehoben wird. Der Solver muss Starrkörpermoden zulassen und sollte mindestens die ersten fünf Eigenmoden berechnen.

Eine wesentliche Herausforderung bei der Modellierung der Piezokeramiken in der FEM stellen die Materialparameter dar. Die in ANSI/IEEE 176-1987 (S. 46-64)) und DIN EN 50324-2 (2002) definierten Verfahren zur Ermittlung der Materialwerte sind in der Praxis nur von den wenigsten Anwendern durchführbar. Aus diesem Grund kann lediglich auf die von den Piezoherstellern zur Verfügung gestellten Werte zurückgegriffen werden, welche aufgrund von Werkstoffstreuungen zwischen einzelnen Chargen fehlerbehaftet sein können.

Für die vorliegende Arbeit wurde deshalb zunächst eine modale Simulation eines einzelnen, freien Piezorings aus dem Werkstoff PIC 181 des Herstellers „PI Ceramic GmbH“ mit einem Innendurchmesser von 10 mm, einem Außendurchmesser von 25 mm und einer Dicke von 4 mm in ADINA durchgeführt. Die Modellierung entsprach der vorhergehenden Beschreibung für den LBT. Verglichen wurden die Ergebnisse mit experimentell ermittelten Eigenfrequenzen. Hierzu wurden an die Elektroden eines Piezorings dünne, hochflexible Drähte angelötet und der Ring zur Schwingungsentkopplung auf eine weiche Schaumstoffunterlage gelegt. Anschließend wurde ein linearer Frequenzsweep von 10 kHz bis 250 kHz mit einer Anregungsspannung von 9 V durchgeführt und die radiale Schwingungsgeschwindigkeit mit einem Laser-Doppler-Vibrometer OFV-500 (Controller: OFV-5000) der Firma Polytec detektiert. Bei jeder einzelnen Messung wurden mit der Software VibSoft 8 von Polytec zehn Sweeps mit einer Abtastfrequenz von 1,024 MHz aufgezeichnet und diese komplex gemittelt. Die Transformation in den Frequenzbereich erfolgte mittels einer Fast Fourier Transformation (FFT) mit einer Auflösung von 0,61 Hz.

In der Simulation werden in diesem Frequenzband zwei Biegeschwingungen bei 31,811 kHz (Abbildung 19 a) und 174,266 kHz, eine Scherschwingung bei 246,900 kHz, eine radiale Schwingung bei 64,311 kHz (Abbildung 19 b) und eine Dickenschwingung bei 233,476 kHz berechnet. Wie in Abbildung 19 c) zu erken-

nen ist, dominieren in den Experimenten die über sieben Messungen gemittelten Frequenzen von 63,395 kHz und 232,372 kHz das Geschwindigkeits-Frequenz-Diagramm. Dabei handelt es sich um die radiale und die Dickenschwingung. Aufgrund der höheren Frequenz und des stärkeren piezoelektrischen Koeffizienten  $d_{33}$  im Vergleich zu  $d_{31}$  ist die auf die Spannung normierte Geschwindigkeit bei der Dickenschwingung höher. Die Abweichungen der Resonanzfrequenzen der Schwingungsformen aus der Simulation gegenüber dem Experiment betragen 1,4 % und 0,5 %, was insbesondere hinsichtlich dessen Komplexität auf eine gute Genauigkeit des Materialmodells schließen lässt.

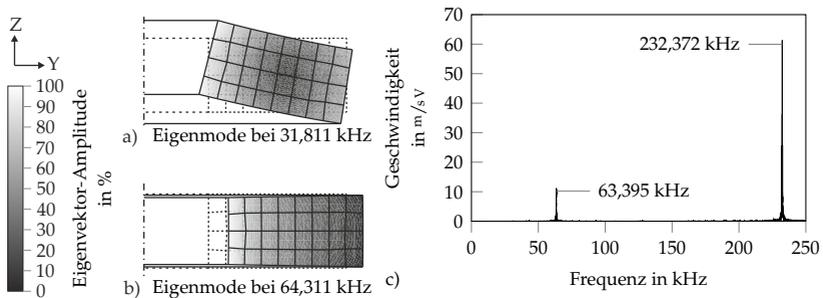


Abbildung 19: Validierung der Materialparameter der Piezokeramik anhand des Vergleichs der Simulation der freien a) Biegeschwingung und b) Radialschwingung mit c) dem experimentellen Frequenzgang eines Piezoringes

### Montage von Ultraschallschwingern

Nach der Validierung des Piezomaterials wird das Simulationsmodell des gesamten LBT betrachtet. Hierzu wird die nachfolgend beschriebene Geometrie als Referenz gewählt, welche in ADINA eine Eigenfrequenz von 34,08 kHz (ANSYS: 33,87 kHz) für die gesuchte erste Longitudinalschwingung in Abbildung 20 a) besitzt. Die resultierenden Abmessungen können den Konstruktionszeichnungen im Anhang (Abschnitt A.9) entnommen werden und bestehen aus der häufig in der Ultraschalltechnik eingesetzten Aluminiumlegierung EN AW 5083 (Zugfestigkeit  $R_m$ : 270 N/m<sup>2</sup>). Zur Vorspannung wird eine Feingewindeschraube M8x1x50 nach ISO 4762 mit der Festigkeitsklasse 12.9 (Zugfestigkeit  $R_m$ : 1200 N/m<sup>2</sup>) verwendet. Als Piezokeramiken werden die zuvor untersuchten Ringe aus dem Werkstoff PIC181 verwendet. Bei den Isolatoren handelt es sich

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

um nicht polarisierte Keramiken desselben Werkstoffs mit einer Dicke von 3 mm. Die Kontaktbleche bestehen aus 0,2 mm dickem Kupfer.

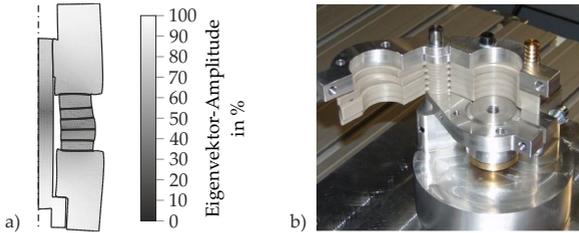


Abbildung 20: a) Visualisierung der Longitudinalschwingung des LBT mit Referenzgeometrie im rotationssymmetrischen zweidimensionalen Schnitt, b) Montagevorrichtung zur Außenzentrierung von LBTs

Für die Experimente wurden jeweils drei identische Vor- und Endmassen angefertigt. Mithilfe der in Abbildung 20 b) gezeigten Vorrichtung wurden die einzelnen Komponenten über deren Außenkontur zentriert. Die Vorspannung wurde über das Schrauben-Anzugsmoment mit einem elektronischen Drehmomentenschlüssel TORCOTRONIC III TT3HK 120 der Firma GEDORE mit einer absoluten Messgenauigkeit von 1 % aufgebracht. Um für alle Experimente eine gleichbleibende Gewindereibung und damit einen annähernd konstanten Zusammenhang zwischen Anzugsmoment und Vorspannung zu erhalten, wurden die Gewinde vor jeder Montage geölt. Ebenso wurden alle Kontaktflächen der Komponenten vor jeder Montage mit Benzin gereinigt. Zwischen den Wiederholungsversuchen wurden die LBTs vollständig demontiert und neu aufgebaut. Bei den Experimenten wurden die LBTs mit einem Frequenzsweep von 20 kHz bis 80 kHz mit einer Spannungsamplitude von 9 V angeregt. Die Schwingungsgeschwindigkeit wurde an der Stirnseite der Vormasse mittels des bereits zuvor eingesetzten Laser-Doppler-Vibrometers gemessen. Das Signal wurde mit einer Abtastfrequenz von 512 kHz aufgezeichnet. Die FFT in den Frequenzraum erfolgte mit einer Auflösung von 0,244 Hz. Für jede Auswertung wurden zehn aufeinanderfolgende Einzelmessungen komplex gemittelt.

Zunächst wurde der Einfluss der Vorspannung auf die Eigenfrequenz untersucht. Hierzu wurde jede der drei Massenkombinationen 16 Mal montiert und

jeweils mit 10 N m, 20 N m und 25 N m<sup>62</sup> Anzugsmoment vorgespannt. Für jede Vorspannung wurden somit 48 Versuch durchgeführt, welche in Abbildung 21 a) zusammengefasst sind. Hierbei sind die Extremwerte der Stichprobe, sowie der Mittelwert mit der berechneten Standardabweichung dargestellt. Insgesamt sind zwei Effekte zu erkennen. Zum Ersten steigt die Eigenfrequenz, wie erwartet, mit der Vorspannung an. Neben dem nichtlinearen Werkstoffverhalten der Piezokeramiken ist hierfür auch die höhere effektive Steifigkeit in den Fugen verantwortlich. Zum Zweiten sinkt die Streuung der Frequenzen mit der Vorspannung. Bei 10 N m hatte die Frequenz einen Mittelwert von 31,30 kHz mit einer Streubreite von 2,55 kHz, gegenüber einem Mittelwert von 32,65 kHz und einer Streubreite von 0,91 kHz bei 25 N m.

Vor einem Vergleich mit der Simulation wurden zunächst mögliche Ursachen der Streuung bei den Experimenten untersucht. Einen möglichen Einfluss stellen hierbei die Fertigungstoleranzen dar. Für jedes der drei Paare aus Vor- und Endmasse wurden die Versuche deshalb bei 25 N m separat ausgewertet und verglichen. Das Ergebnis dieser Gegenüberstellung in Abbildung 21 b) zeigt deutlich, dass die Fertigungsgenauigkeit innerhalb der eng tolerierten Abmessungen keine Signifikanz bezüglich der Eigenfrequenz besitzt. Im Folgenden sind die Ergebnisse der unterschiedlichen Massen-Kombinationen zusammengefasst.

Bei der Auswertung der Ergebnisse fiel ein Trend über die Wiederholungsanzahl der Experimente auf. Bei allen drei Massenkombinationen war die Frequenz bei der ersten Montage mit Abstand die niedrigste. Auch über die folgenden Montagevorgänge konnte ein Trend zu höheren Resonanzfrequenzen festgestellt werden. Wie in Abbildung 21 c) zu erkennen, ist diese Veränderung des Mittelwerts gegenüber der Streuung eher klein.

Für die montierten LBTs konnte der piezoelektrische Kriechvorgang (Anhang, Abschnitt A.1.5) beobachtet werden. Ursächlich war hierbei nicht ein externes elektrisches Feld, sondern die durch die mechanische Vorspannung induzierte Verschiebung der Ladungsschwerpunkte. Zur Quantifizierung des Effekts wurden aufgrund der relativ langen Messzeit je zwei zusätzliche Vor- und

---

<sup>62</sup>Bei höhere Anzugsmomenten versagte das Gewinde der gewählten Aluminiumlegierung in orientierenden Vorversuchen bei der wiederholten Montage.

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

Endmassen gefertigt und insgesamt fünf Ultraschallschwinger mit einem Anzugmoment von 25 N m aufgebaut. Die Frequenzen wurden anschließend über einen Zeitraum von 48 h in regelmäßigen Abständen gemessen. Zwischen den Messungen wurden die LBTs nicht betrieben. Der Verlauf der Frequenz mit Mittel- und Extremwerten ist in Abbildung 21 d) über den logarithmischen Zeitverlauf dargestellt. Die Frequenz stieg dabei über den betrachteten Zeitraum stetig an. Bei weiteren Messungen nach 96 Stunden hatten sich die Frequenzen nicht weiter verändert. In einem Zeitraum von zwei Tagen ab der Montage stieg die durchschnittliche Resonanzfrequenz um 0,46 kHz auf 33,17 kHz an. Da die Auslegung der LBT nicht für den Betrieb direkt nach der Montage erfolgen soll, ist eine Validierung der Simulation nur anhand von experimentellen Ergebnissen nach einem längeren Zeitraum sinnvoll.

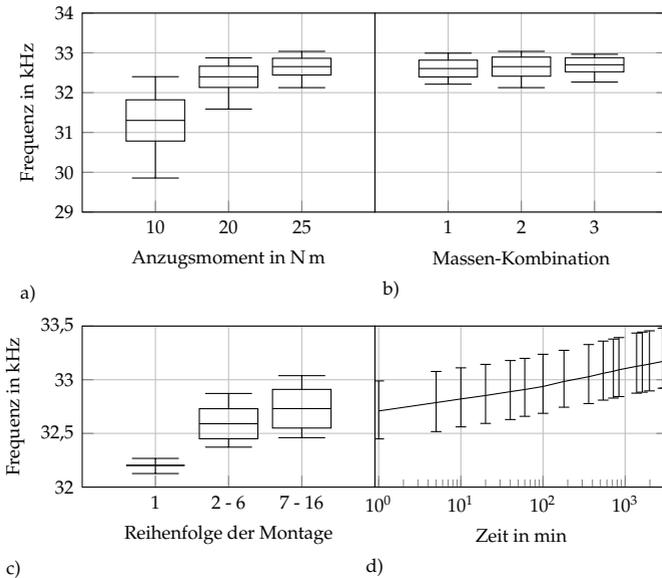


Abbildung 21: Untersuchung der Streuung der Eigenfrequenzen von LBT in Abhängigkeit a) des Anzugmoments zur Vorspannung, b) der Fertigungsge-nauigkeit der Vor- und Endmassen, c) der Anzahl an Montagen einer Kombination aus Vor- und Endmasse und d) der Zeit seit der Montage

### Identifikation und Untersuchung von Modellabweichungen

Die Abweichung der Resonanzfrequenz zwischen dem Simulationsmodell, welches dem Stand der Forschung entspricht, und dem Mittelwert der Experimente beträgt unter Berücksichtigung des elektrischen Kriechens nach 48 Stunden 0,90 kHz (2,7 %) für ADINA und 0,70 kHz (2,1 %) für ANSYS. Da diese Differenz für den Zweck einer virtuellen Auslegung zu hoch und zudem deutlich größer als im Stand der Forschung ist, wird das Modell hinsichtlich möglicher Unsicherheiten und Fehlerquellen systematisch untersucht.

Beide kommerzielle FEM-Programme liefern sehr ähnliche Eigenfrequenzen und sind grundsätzlich für piezoelektrisch gekoppelte Simulationen validiert. Wenn zudem eine fehlerhafte Implementierung der FEM in beiden verwendeten Software-Versionen gleichzeitig als äußerst unwahrscheinlich betrachtet wird, kann das Problem auf das FE-Modell eingegrenzt werden. Bei diesem hat eine Veränderung der räumlichen Diskretisierung ebenso wenig Einfluss auf die Resonanzfrequenz wie die Auswahl anderer Elementtypen.

Bei der Geometrie weichen auf Grund der rotationssymmetrischen Modellierung einige Details ab. Hierbei sind insbesondere die Bohrung für den Hakenschlüssel (Hakenloch) und die Kontakte der Kupferelektroden zu nennen. Der Innensechskant der Schraube und das Gewinde stellen weitere geometrische Imperfektionen dar.

Eine signifikante Schwäche des Modells ist die Abbildung der Kontakte zwischen den einzelnen Komponenten des LBT. Die ideale Verbindung, welche durch das durchgängige FE-Netz erzeugt wird, ist auf jeden Fall steifer als der reale Zustand in den Fugen zwischen den Vor-, Endmassen, Piezoringen, Isolatoren und Kupferelektroden. Dieser mögliche Effekt wird durch das, aufgrund der geringen Zugfestigkeit der verwendeten Aluminiumlegierung EN AW 5083, auf 25 N m beschränkte Drehmoment der Vorspannung verstärkt.

Während das Materialmodell der Piezokeramik bereits zuvor validiert wurde und die metallischen Werkstoffe in sehr engen Toleranzen bekannt sind, beinhalten die Werkstoffparameter des verwendeten Isolators eine verhältnismäßig hohe Unsicherheit.

Diese drei identifizierten möglichen Fehlerquellen wurden anhand von Experimenten untersucht. Der Messaufbau blieb gegenüber den zuvor durchgeführten Experimenten unverändert. Zunächst wurden längere Vormassen gefertigt, welche nach der Montage auf die endgültige Länge abgedreht wur-

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

den. Durch diesen Schritt konnte das zur Montage erforderliche Hakenloch vor der Messung entfernt werden. Aufgrund der zwangsläufigen Zerstörung während der Demontage konnte jede Vormasse nur einmal verwendet werden. Es wurden insgesamt fünf Versuche durchgeführt und mit den Ergebnissen aus der Langzeitmessung verglichen. Wie in Abbildung 22 a) zu erkennen ist, hatte das Hakenloch im Mittelwert einen Einfluss von etwa 0,17 kHz auf die Eigenfrequenz.

In der zweiten Versuchsreihe wurde ein LBT mit einer Kupferscheibe anstatt des Messpiezos als Referenz aufgebaut. Wie bei den zuvor gemessenen LBTs besaß dieser sechs Kontaktbleche aus Kupfer, sodass die Gesamtlänge unverändert blieb. Anschließend wurde die Anzahl der Kontaktbleche schrittweise erhöht und gleichzeitig die Kupferscheibe entsprechend verkürzt. Hierdurch wurde die Anzahl der Fugen erhöht, ohne sonstige Eigenschaften des LBT zu verändern. In Abbildung 22 b) sind die aus jeweils sieben Messungen gemittelten Ergebnisse dargestellt. Daraus ist klar zu erkennen, dass die Eigenfrequenz mit steigender Anzahl an Fugen abfällt. Ein Hinzufügen von 10 Kupferblechen und somit 10 zusätzlichen Fugen bewirkte einen Abfall der Resonanzfrequenz um 0,6 kHz.

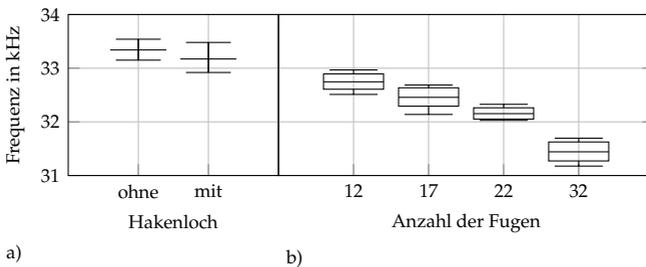


Abbildung 22: Untersuchung des Einflusses a) des Hakenlochs und b) der Anzahl der Fugen auf die Eigenfrequenz

Der Elastizitätsmodul der Isolatoren konnte entweder mit der bereits für die Piezos verwendeten Zug-Druck-Prüfmaschine Z020 der Firma Zwick oder indirekt über einen Abgleich von Simulation mit Experimenten ermittelt werden. Hierzu wurden die beiden Isolatoren schrittweise durch Aluminium- und Kupferringe mit bekannten Werkstoffkennwerten ersetzt. In je einem Versuch wurde nur der Isolator zwischen den Piezoaktoren und dem Messpiezo ausgetauscht. In

den anderen Versuchen wurden beide Isolatoren ersetzt, wodurch der Messpiezo elektrisch kurzgeschlossen wurde. Die Frequenzen und die resultierenden Veränderungen gegenüber dem Referenz-LBT sind in Tabelle 2 aufgelistet. Die aufgelisteten experimentell ermittelten Frequenzen entsprechen den Mittelwerten aus sieben Messungen direkt nach der Montage.

*Tabelle 2: Eigenfrequenzen nach dem Austausch von Isolatoren durch metallische Werkstoffe in Simulation und Experiment mit unkorrigierten E-Modulen*

| Versuche     | Eigenfrequenzen in kHz |         |            |         |
|--------------|------------------------|---------|------------|---------|
|              | Simulation             |         | Experiment |         |
|              | absolut                | relativ | absolut    | relativ |
| Referenz     | 34,08                  | 0       | 32,7       | 0       |
| 1x Aluminium | 33,38                  | -0,70   | 32,4       | -0,3    |
| 2x Aluminium | 32,53                  | -1,55   | 31,7       | -1,0    |
| 1x Kupfer    | 33,87                  | -0,21   | 33,22      | +0,52   |
| 2x Kupfer    | 33,24                  | -0,84   | 32,56      | -0,14   |

Wie den unterschiedlichen Werten der relativen Frequenzänderungen entnommen werden kann, hatte eine Variation der Werkstoffe in Simulation und Experiment signifikant verschiedene Einflüsse. Dies war nur durch falsche Parameter der variierten Werkstoffe in der Simulation zu erklären. Zur Ermittlung der realen Elastizitätsmodule wurden zunächst Versuche mit der Zug-Druck-Prüfmaschine für die Isolator- und Kupferringe durchgeführt. Die Messungen wurden für jeden Probenkörpers zehn Mal wiederholt und ergaben für den E-Modul des Isolators einen Mittelwert von 116,2 MPa mit einer Standardabweichung von 2,0 MPa. Der mittlere E-Modul für Kupfer beträgt 128,3 MPa mit einer Standardabweichung von 1,9 MPa.

Da die Probenkörper mit 3 mm eine geringe Höhe mit großen Querschnitt (412 mm<sup>2</sup>) aufwiesen, konnten systematische Fehler der ermittelten Werte, z. B. aufgrund einer Nachgiebigkeit des Prüfstands<sup>63</sup>, nicht ausgeschlossen werden. Zur Absicherung der Werkstoffparameter wurde deshalb die indirekte Validie-

<sup>63</sup>Der E-Modul wird aus der Flächenkraft und der relativen Längenänderung der Probe berechnet. Bei dünnen Proben führt dieselbe absolute Messgenauigkeit deshalb zu größeren Abweichungen als bei dicken Proben desselben Querschnitts und Materials.

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

rung mittels Simulationen wiederholt, wobei die E-Module des Isolators und des Kupfers im Bereich der gemessenen Werte variiert wurden. Als Resultat dieser Simulationen wurde für den Isolator ein E-Modul von 105 MPa und für das Kupfer von 125 MPa festgelegt. Die Ergebnisse der Simulationen mit den beiden neuen E-Modulen aus dem Druck-Versuch und der dynamischen Identifikation sind in Tabelle 3 gegenübergestellt.

*Tabelle 3: Eigenfrequenzen nach dem Austausch von Isolatoren durch metallische Werkstoffe in Simulation und Experiment mit E-Modulen aus den Versuchen der Zug-Druck-Prüfmaschine und der anschließenden simulativen Optimierung*

| Versuche     | Frequenzen in kHz |         |           |         |            |         |
|--------------|-------------------|---------|-----------|---------|------------|---------|
|              | Simulation        |         |           |         | Experiment |         |
|              | Zug-Druck         |         | optimiert |         | absolut    | relativ |
|              | absolut           | relativ | absolut   | relativ | absolut    | relativ |
| Referenz     | 33,69             | 0       | 33,48     | 0       | 32,7       | 0       |
| 1x Aluminium | 33,23             | -0,46   | 33,12     | -0,35   | 32,4       | -0,3    |
| 2x Aluminium | 32,56             | -1,13   | 32,54     | -0,93   | 31,7       | -1,0    |
| 1x Kupfer    | 33,76             | +0,07   | 33,62     | +0,14   | 33,22      | +0,52   |
| 2x Kupfer    | 33,39             | -0,30   | 33,33     | -0,14   | 32,56      | -0,14   |

Die experimentell ermittelte Frequenz des Referenzaufbaus betrug nach 48 Stunden 33,17 kHz. Die Anpassung des E-Moduls von Kupfer und Isolator reduzierte die absolute Abweichung der Eigenfrequenz zwischen Simulation und Experiment somit auf 310 Hz (0,9%). Unter Berücksichtigung des zuvor aufgezeigten Einflusses der Fugen auf die Eigenfrequenz wurde im letzten Schritt in allen Fugen eine Kontaktsteifigkeit eingeführt. Diese wurde, aufgrund der geringen Höhe der Kupferelektroden, mittels einer Reduktion des E-Moduls des Kupfers um 30 % auf 87,5 MPa umgesetzt. Die somit resultierende Eigenfrequenz von 33,33 kHz liegt um 160 Hz über den Experimenten. Dies entspricht dem zuvor ermittelten Einfluss des Hakenlochs (Abbildung 22 a).

### Harmonische Simulation

Abschließend wurde eine FE-Simulation der Schwingungsamplitude bei harmonischer Anregung mit einer elektrischen Spannung von 100 V in ANSYS

durchgeführt. Das aus der Simulation resultierende Übertragungsverhalten der elektrischen Anregung auf die mechanische Amplitude am oberen Ende des LBT ist in Abbildung 23 den nach 51 Stunden experimentell ermittelten Amplituden-Frequenzgängen gegenübergestellt.

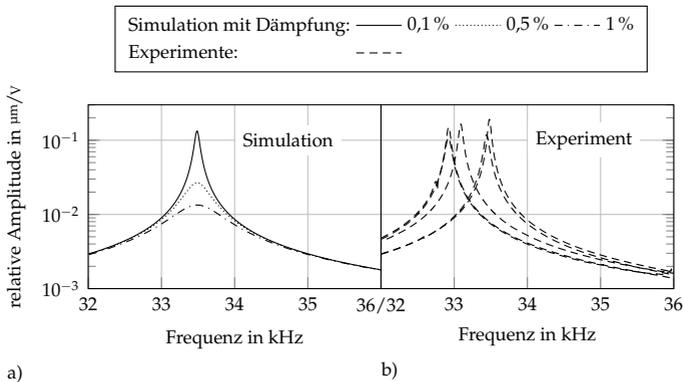


Abbildung 23: Vergleich der mechanischen Amplituden aus a) der harmonischen Simulation in ANSYS mit einer Dämpfung von 1% und b) den experimentellen Messungen bei einer Anregung mit 9 V

Der aus der Literatur entnommene Dämpfungsfaktor  $\zeta_r$  von 1% ist für den unbelasteten LBT, verglichen mit einer elektrischen Anregung von neun Volt in den Experimenten, um eine Größenordnung zu hoch. Für den vorliegenden Fall mit geringer Anregungsspannung und ohne mechanische Belastung müsste der Dämpfungswert auf 0,1% abgesenkt werden.

Nach Gleichung 4.10 hängt die mechanische Amplitude ebenfalls linear von der Anregungsspannung ab. In der Realität ist die piezoelektrische Kopplung hingegen nichtlinear (Abschnitt A.1.5). Während die relative Amplitude in Abbildung 23 a) somit nicht von der absoluten Anregungsspannung abhängt, würden die experimentell ermittelten relativen Amplituden in Abbildung 23 b) für größere Anregungsspannungen geringer ausfallen. Bei hohen elektrischen Spannungen, bei mechanischen Lasten und Schwingungsverlusten an der Einspannung am Flansch der Stabsonotrode müssen für den viskosen Dämpfungsfaktor  $\zeta_r$  in der FE-Simulation größere Werte verwendet werden. Hier dient der Dämpfungswert von 1% aus dem Stand der Forschung als Anhaltspunkt.

### 4.4.5 Modellierung der Stabsonotrode

Mit Ausnahme von montagebedingten Geometriemerkmalen, wie z. B. Schlüsselweiten oder Löchern für Hakenschlüssel, sind die Stabsonotroden rotationsymmetrisch. Deshalb kann, unter Vernachlässigung dieser Merkmale, die Modellierung zweidimensional rotationsymmetrisch erfolgen. Als Grundform wird in dieser Arbeit ein gestufter Durchmesserlauf, wie in Abbildung 4 d) vorgestellt, verwendet. Der untere Durchmesser entspricht dem des LBT. Auf Höhe des Durchmessersprungs befindet sich im Schwingungsknoten zudem ein umlaufender Flansch zur Aufhängung des gesamten Ultraschallsystems. Zur Reduktion von Kerbspannungen befinden sich an dessen Übergängen zum Stab Radien. Sowohl am oberen als auch am unteren Ende befinden sich Gewindebohrungen zur Montage der Plattensonotrode und des LBT. Eine Darstellung des rotationsymmetrischen Schnittmodells mit allen geometrischen Parametern zeigt Abbildung 24.

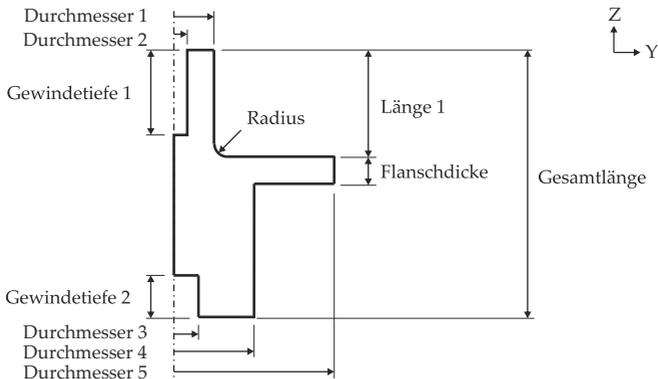


Abbildung 24: Parametrisierte Geometrie des rotationsymmetrischen zweidimensionalen Modells einer Stabsonotrode

Für die Berechnung der Zielfunktionen ist, wie bei der Plattensonotrode, eine modale Simulation ausreichend. Obwohl der Flansch der Stabsonotrode später in der umgebenden Anlagentechnik eingespannt wird, werden in der Simulation keine Randbedingungen und Lasten gesetzt. Da eine Schwingungsform nicht durch Randbedingungen in Schwingungsknoten beeinflusst wird, kann

auf diese Weise der Verlust an Schwingungsenergie über den Flansch minimiert werden. Für das Material wird ein isotropes, linear-elastisches Modell gewählt. Die Vernetzung erfolgt in ADINA mit quadratischen Elementen zweiter Ordnung (neun Knoten) vom Typ *TWODSOLID* mit der Option *AXISYMMETRIC*. Für die automatische Diskretisierung hat sich in dieser Arbeit eine maximale Kantenlänge von einem Millimeter bewährt. Wie bei der Plattensonotrode muss der Solver<sup>64</sup> Starrkörpermoden berücksichtigen. Aufgrund der zweidimensionalen Vereinfachung ist hingegen keine Berechnung in einem Frequenzintervall erforderlich. Erfahrungsgemäß befindet sich die gesuchte Schwingungsform in der überwiegenden Mehrheit der Fälle unter den ersten vier Eigenmoden (Abbildung 63 im Anhang, Abschnitt A.6).

### 4.4.6 Modellierung der Schnittstellen und des Gesamtsystems

Eine wesentliche Vereinfachung des Gesamtsystems in bestehenden Auslegungsmethoden ist die Vernachlässigung der Schnittstellen zwischen den einzelnen Komponenten. Neben dem Hinzufügen zusätzlicher Verbindungselemente, wie z. B. Gewindestifte, ist vor allem die Versteifung der Plattensonotrode an der Anbindung zur Stabsonotrode als wesentlicher Unterschied zu der isolierten Betrachtung der Einzelkomponenten zu nennen.

Für die Verbindung von LBT und Stabsonotrode existieren zwei Möglichkeiten. Entweder werden beide Komponenten mit einem Gewindestift verbunden oder Vormasse und Stabsonotrode werden aus einem Stück gefertigt. Für den ersten Fall ergeben sich in der Modellierung neben der Vernachlässigung des Gewindestifts die Möglichkeiten die Teilmodelle um den jeweils eingeschraubten Anteil des Gewindestifts zu erweitern oder die Teilmodelle mit dem Gewindestift zu einem Gesamtmodell zusammenzufassen. In allen Modellen werden die Komponenten durchgängig vernetzt, was zu idealen Kontaktsteifigkeiten führt. Falls eine Integration von LBT und Stabsonotrode durchgeführt wird, besteht lediglich die Möglichkeit eines Gesamtmodells.

Die Auswirkung dieser unterschiedlichen Ansätze auf die Eigenfrequenz des Teilsystems aus LBT und Stabsonotrode wurde mithilfe von Experimenten

---

<sup>64</sup>Solver bezeichnet in der Simulationstechnik die Implementierung des numerischen Berechnungsverfahrens zur Lösung der durch das Modell aufgestellten Gleichungssysteme.

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

überprüft. Hierzu werden zunächst vier FE-Modelle aufgebaut, welche ihre Eigenfrequenz bei 33,3 kHz haben. Zur besseren Vergleichbarkeit wird bei allen der Verstärkungsfaktor der Stabsonotrode zusätzlich auf einen Wert von 2 ausgelegt:

1. Für die Komponenten LBT und Stabsonotrode sind die in den Abschnitten 4.4.5 und 4.4.4 beschriebenen Teilmodelle auf 33,3 kHz ausgelegt. Der Gewindestift ist nicht berücksichtigt.
2. Die Teilmodelle werden anteilig um den eingeschraubten Gewindestift erweitert und auf 33,3 kHz ausgelegt.
3. Die beiden Teilmodelle werden zusammen mit dem Gewindestift zu einem Gesamtmodell verbunden und dieses vollständig vernetzt. Die Eigenfrequenz des Gesamtmodells beträgt 33,3 kHz.
4. Ein Gesamtmodell aus LBT und Stabsonotrode ohne Gewindestift ist auf 33,3 kHz ausgelegt. Die Vormasse des LBT und die Stabsonotrode sind aus einem Stück gefertigt.

Die Durchführung der Experimente erfolgt analog zu der Untersuchung des LBT (Abschnitt 4.4.4). Für alle vier Fälle wurden die Experimente direkt nach der Montage fünf Mal wiederholt, um die Streuung bewerten zu können. Die maximale Streuung trat bei Fall 3 mit 100 Hz auf. Für jedes Modell wurde ein Messung nach 72 Stunden durchgeführt, um keine Verfälschung durch das elektrische Kriechen zu erhalten. Die Ergebnisse dieser Messungen sind, zusammen mit dem jeweiligen Verstärkungsfaktor der Stabsonotrode, in Tabelle 4 dargestellt. Auf eine Durchführung der Wiederholungsversuche nach jeweils 72 Stunden wurde verzichtet, da sich die Streuung durch das elektrische Kriechen nach den zuvor gemachten Erfahrungen (Abbildung 21) nicht verändert.

Aus Tabelle 4 ist zu entnehmen, dass die Vernachlässigung des Gewindestifts in der Realität zu Abweichungen führt. Die zusätzliche Masse bewirkt eine Reduktion der Eigenfrequenz. Wird hingegen der Gewindestift bei der Modellierung berücksichtigt, entsprechen die Eigenfrequenzen der experimentell aufgebauten Systeme den der simulierten. Ob alle Komponenten in einem gemeinsamen oder in zwei separaten Modellen simuliert werden, hat auf die Eigenfrequenz keinen Einfluss. Der Verstärkungsfaktor der Stabsonotrode ist in allen Fällen gleich und wird von der Schnittstelle somit nicht beeinflusst.

Tabelle 4: Mittlere experimentelle Eigenfrequenzen von Ultraschallschwingern mit und ohne Stabsonotrode und die Verstärkungsfaktoren der Stabsonotroden bei unterschiedlichen Simulationen: 1. getrennte Modellierung ohne Gewindestift, 2. getrennte Modellierung mit Gewindestift, 3. gemeinsame Modellierung mit Gewindestift, 4. Stabsonotrode und Vormasse in Integralbauweise. Die Eigenfrequenz in den Simulationen ist immer 33,3 kHz.

| Modelle während der Auslegung | Eigenfrequenz in kHz |                     | Verstärkung   |
|-------------------------------|----------------------|---------------------|---------------|
|                               | LBT                  | LBT + Stabsonotrode | Stabsonotrode |
| „getrennt, ohne“ (1)          | 33,23                | 32,97               | 1,98          |
| „getrennt, mit“ (2)           | 34,19                | 33,38               | 1,96          |
| „zusammen, mit“ (3)           | 33,92                | 33,36               | 1,96          |
| „einteilig“ (4)               | -                    | 33,32               | 1,95          |

Auch die Fertigung der Vormasse und Stabsonotrode als durchgängiger Stab bringt weder bezüglich Eigenfrequenz noch bezüglich Verstärkungsfaktor erkennbare Vorteile. Im Gegenteil gehen die Vorteile der Modularität, wie z. B. die Austauschbarkeit einzelner Komponenten, verloren.

Für die Auslegung sind die Modelle aus Abschnitt 4.4.5 und 4.4.4 entsprechend um jeweils halbe Gewindestifte zu erweitern. Dies gilt ebenso für die Schnittstelle zwischen Stab- und Plattensonotrode. Nachdem die Komponenten bestmöglich ausgelegt sind, werden diese zu einem Gesamtmodell zusammengefügt. Erst in diesem ist die Abbildung aller Wechselwirkungen möglich.

Da eine Kopplung von zweidimensionalen, rotationssymmetrischen Körpern und dreidimensionalen Körpern nicht möglich ist, müssen die Stabsonotrode, der Ultraschallschwinger und die Gewindestifte ebenfalls dreidimensional abgebildet werden. Zur Vereinfachung der Vernetzung können zuerst die zweidimensionalen Modelle erstellt werden und um ihre Rotationsachse rotiert werden. In ADINA entsteht dabei ein regelmäßiges Netz aus Elementen zweiter Ordnung mit 27 Knoten vom Typ *THREEDSOLID*. Anschließend wird die Plattensonotrode hinzugefügt. Abbildung 25 zeigt die Schritte der Modellerstellung sowie das resultierende Modell des Gesamtsystems. Die Materialmodelle können beibehalten werden, wobei die veränderte Konvention für die piezoelektrischen Werkstoffe in ADINA berücksichtigt werden muss. Die FE-Simulation erfolgt piezoelektrisch gekoppelt.

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

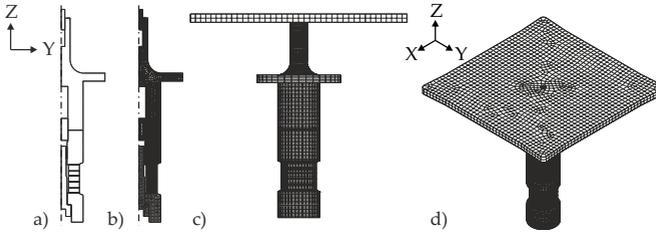


Abbildung 25: Bei der Erstellung des Gesamtmodells werden erst die rotationssymmetrischen Komponenten a) erzeugt und b) vernetzt. Die zweidimensionalen Elemente werden anschließend um die Hochachse rotiert und um die Plattensontrode ergänzt. Ansicht c) zeigt die Seitenansicht, während d) die isometrische Projektion des Gesamtmodells darstellt.

Eine Validierung der Simulation des Gesamtsystems ergab eine sehr gute Übereinstimmung mit den Experimenten. Die Verringerung der Eigenfrequenz des Gesamtsystems gegenüber der Auslegung der einzelnen Komponenten war sowohl in Simulation als auch Experiment mit 240 Hz vergleichsweise klein. Das Absinken der Eigenfrequenz kann auf die Verlängerung der Stabsonotrode um die Dicke der Plattensontrode und die Veränderung der Schwingungsform der Plattensontrode im Bereich der Anbindung zurückgeführt werden. Diese Effekte kann in den Simulationen von Stabsonotrode und Plattensontrode als Komponenten nicht abgebildet werden.

### 4.4.7 Fazit

In dem vorliegenden Abschnitt wurden alle zur Auslegung erforderlichen Modelle detailliert vorgestellt. Hierbei wurden auch geometrische Details abgebildet. Alle Modellannahmen wurden aufgezeigt und bezüglich ihrer Auswirkungen bewertet. Die resultierenden Fehler wurden anhand von Beispielen quantifiziert. Die Modelle der Systemkomponenten wurden validiert.

Bei dem Modell der SFL wird insbesondere die Zulässigkeit der Aufteilung in Teilbereiche, die sogenannten Grundelemente, und der Einfluss der modellierten Umgebung nachgewiesen. Die Vernachlässigung der Umgebung führt in dem untersuchten Beispiel zu einem Fehler von bis zu 1,6% in der Druckamplitude, was bei der Berechnung des Kräftegleichgewichts durch das

Vernachlässigen der Randelemente mehr als ausgeglichen wird. Ein wesentlicher Nachteil der Modellierung der SFL in dieser Arbeit ist die hohe Anzahl an erforderlichen Elementen aufgrund der linearen Ansatzfunktionen, welche in sehr großen Modellen und langen Rechenzeiten resultieren. Eine Modellierung und Simulation mit dedizierten CFD-Programmen birgt diesbezüglich signifikante Potenziale.

Bei der Plattensonotrode und der Stabsonotrode werden in den FE-Modellen kaum Vereinfachungen durchgeführt. Die getroffenen Modellannahmen, wie die Materialmodelle, entsprechen dabei dem Stand der Technik.

Für die Ultraschallschwinger sind die Besonderheiten der Modellierung für die piezoelektrische FE-Simulation zusammengefasst. Eine besondere Erkenntnis sind die experimentell ermittelten Einflüsse der getroffenen Modellvereinfachungen auf die Eigenfrequenz. Herauszustellen ist, dass die montagebedingten Streuungen als aleatorische Unsicherheiten<sup>65</sup> bei der Modellierung nicht berücksichtigt werden können.

Aufgrund der gewählten Aluminiumlegierung EN AW 5083 kann nur mit einem Drehmoment von 25 N m vorgespannt werden. Dies resultiert in einer reduzierten Kontaktsteifigkeit zwischen den einzelnen Komponenten des LBT, welche über eine Anpassung des E-Moduls der Kontaktbleche im Modell abgebildet werden kann. In Abschnitt 4.4.4 wurde gezeigt, wie bei Abweichungen zwischen Simulationen und Experimenten die Fehlersuche in den komplexen Modellen systematisch durchgeführt werden kann. In der vorliegenden Arbeit wurden die korrekten Werkstoffparameter mithilfe einer Reihe an Experimenten und Simulationen methodisch identifiziert. Für andere Vorspannungen und Querschnitte der Piezokeramiken muss die Kontaktsteifigkeit selbstverständlich neu ermittelt werden.

Die Untersuchung der Schnittstellen zeigt, dass eine Separation in einzelne Teilmodelle für die Komponenten Ultraschallschwinger und Stabsonotrode zulässig ist. Wichtig ist dabei, dass die Gewindestifte berücksichtigt werden. Eine Integration von Vormasse und Stabsonotrode sowie die Auslegung mit einem Gesamtmodell bringen keine erkennbaren Verbesserungen bezüglich der Ergebnisgenauigkeit. Im Gegenteil ergeben sich Nachteile aufgrund größerer

---

<sup>65</sup>OBERKAMPF & ROY (2010) definieren aleatorische Unsicherheiten als nicht reduzierbare, system- oder umgebungsinhärente Variationen.

## 4 Konzeption und Erstellung der erforderlichen Modelle

---

Modellen mit mehr Freiheitsgraden und längeren Rechenzeiten.

Die Versteifung der Plattensonotrode durch die Anbindung der Stabsonotrode kann nicht in die Modelle der Komponenten integriert werden. Auf die Modellierung und Simulation des Gesamtsystems kann deshalb nicht verzichtet werden. Die vorgestellten Referenzmodelle wurden bezüglich der Implementierung und der getroffenen Vereinfachungen *verifiziert* (Anforderungen A 8). Die Systemkomponenten wurden anhand von Experimenten *validiert* (A 9).

### 4.5 Fazit

In dem vorliegenden Kapitel wurden alle Voraussetzungen zur Berechnung der SFL und der Systemkomponenten und der Auswertung geschaffen. Mithilfe der erstellten Zielfunktionen kann in jedem Schritt der Auslegungsmethode das Erfüllen der Zielgrößen des Systemmodells und das Einhalten der jeweiligen Eingangsinformationen überprüft werden. Über die Auswahl der Simulationsarten wird sichergestellt, dass die vorgestellten Referenzmodelle in jedem Methodenschritt die benötigten Ergebnisse liefern.

Zur Auslegung von Handhabungssystemen müssen die Designparameter der Modelle in den einzelnen Methodenschritten verändert werden. Bei einem manuellen Vorgehen ist dies nur mittels Expertenwissen oder durch ein aufwendiges „Trial-and-Error“-Verfahren möglich. Aus diesem Grund werden die Referenzmodelle und Zielfunktionen im folgenden Kapitel 5 bezüglich ihrer Eignung für eine automatisierte Optimierung untersucht.

## 5 Auslegung der Handhabungssysteme

### 5.1 Allgemeines

Nachdem in Kapitel 4 die einzelnen Simulationsmodelle und Zielfunktionen eingeführt wurden, wird in diesem Kapitel die geforderte Automatisierung (A 4, Abschnitt 3.2.1) der Auslegung umgesetzt. Die Voraussetzung zur Aktualisierung der parametrisierten Modelle und zur Auswertung der Simulationsergebnisse wurde für die vorliegende Arbeit in MATLAB<sup>®</sup>, einer Programmiersprache und interaktiven Umgebung der Firma The MathWorks<sup>®</sup>, realisiert. Die Kommunikation mit den FE-Programmen – welche die eigentliche Simulation durchführen – erfolgt über sogenannte Batch-Files<sup>66</sup>. Die Ergebnisse der Simulationen werden von MATLAB<sup>®</sup> eingelesen und entsprechend der Zielfunktionen aus Abschnitt 4.2 ausgewertet.

Gegenstand dieses Kapitels sind die eingesetzten Optimierungsverfahren und -algorithmen, mit welchen – basierend auf den Ergebnissen der Simulationen – Veränderungen an den Modellen durchgeführt werden. Nach einer Klassifizierung der Optimierungsprobleme in Abschnitt 5.2 werden die einzelnen Auslegungsschritte mit ihren zugeordneten Modellen (Abschnitt 5.3) betrachtet und jeweils geeignete Optimierungsverfahren ausgewählt. Grundlagen zu den verwendeten Optimierungsverfahren sind im Anhang (Abschnitt A.7) zusammengefasst. Hierbei werden bewusst nur die in der Optimierungs-Toolbox von MATLAB<sup>®</sup> vorhandene Algorithmen eingesetzt. Dies reduziert den Einfluss der Implementierung auf die Performance der Algorithmen weitestgehend und gewährleistet so einen validen Vergleich. Von einer umfangreichen Anpassung der MATLAB<sup>®</sup>-Standardeinstellungen der Algorithmen kann eine Beschleunigung

---

<sup>66</sup>Batch-Files sind Text-Dateien, in welchen die auszuführenden Befehle hinterlegt sind. Mithilfe dieser Dateien können bei ADINA und ANSYS nahezu alle Funktionen, inklusive Pre- und Postprocessing, ausgeführt werden.

des Konvergenzverhaltens erwartet werden. Da deren Allgemeingültigkeit nicht nachgewiesen werden kann und um den Vergleich zwischen verschiedenen Algorithmen nicht zu verzerren, wird an dieser Stelle bewusst darauf verzichtet. Stattdessen werden nur geringfügige Änderungen, welche aus den generellen Optimierungsproblemen resultieren, durchgeführt. Alle Simulationen und Optimierungen wurden auf aktuellen Workstations<sup>67</sup> ohne Parallelisierung durchgeführt.

### 5.2 Klassifizierung der Optimierungsprobleme

Die Optimierung ist ein Feld der Mathematik, welches sich damit beschäftigt, den Designvektor  $\vec{X}$  zu finden, für welchen die gegebene Funktion  $O(\vec{X})$  ein vorgegebenes Ziel bestmöglich erfüllt (BANGERT 2012, S. 1). Meist handelt es sich hierbei um die Minimierung oder Maximierung des Funktionswerts. Der Einsatz der Optimierung zur Auslegung von Strukturen bezüglich ihres mechanischen Verhaltens wird Strukturoptimierung genannt (SCHUHMACHER 2013, S. 1-2) und wird nach SCHWARZ (2001, S. 7-8) in die Topologie-, Gestalt-, Querschnitts- und Materialoptimierung untergliedert. Während bei der Topologieoptimierung die maximal mögliche Freiheit bezüglich des Aufbaus einer Struktur unter Einhaltung vorgegebener geometrischer Randbedingungen besteht, werden bei der Gestaltoptimierung vordefinierte Parameter einer gegebenen Topologie verändert. Die Querschnittsoptimierung kann, hinsichtlich der zu optimierenden Parameter, als beschränkte Gestaltoptimierung betrachtet werden. Bei der Materialoptimierung wird beispielsweise die Orientierung eines anisotropen Werkstoffs verändert, während die Geometrie der Struktur unverändert bleibt. Gemäß dieser Einteilung soll für die ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungssysteme eine *Gestaltoptimierung* durchgeführt werden.

Optimierungsprobleme können nach RAO (2009, S. 14-34) hinsichtlich zahlreicher Kriterien kategorisiert werden. Zu den wichtigsten Einteilungen gehören dabei die Anzahl der Zielfunktionen, die Existenz von Nebenbedingungen und

---

<sup>67</sup>Die Workstations haben einen Intel Xeon E5-2690 Prozessor mit 2,9GHz und 64 GB Arbeitsspeicher. Die Dateien zur Kommunikation zwischen MATLAB<sup>®</sup> und den FE-Programmen werden über virtuelle Festplatten im Arbeitsspeicher ausgetauscht.

die Art der Gleichungen.

Für die Optimierung der Komponenten und des Gesamtsystems müssen jeweils mehrere Zielfunktionen berücksichtigt werden. Demzufolge handelt es sich um multikriterielle Probleme.

Die geometrischen Parameter, welche als Designvariablen verwendet werden, dürfen nur in Grenzen frei gewählt werden. Beispielsweise müssen die Hauptabmessungen der Plattensonotrode stets größer als die Abmessungen der Handhabungsfläche des Werkstücks sein. Für die Designvariablen existieren somit Ungleichheits-Nebenbedingungen. Auch die Betriebsfestigkeit in Abschnitt 4.2.7 stellt als Funktion der Designparameter eine Nebenbedingung bei der Auslegung aller Komponenten dar. Von Nebenbedingungen eingeschränkte Optimierungsprobleme werden als *restringierte Optimierungsprobleme* bezeichnet (GRITZMANN 2008, S. 2).

Der Zusammenhang zwischen den Designparametern und Zielfunktionen wird über den Umweg der numerischen FE-Simulation dargestellt, weshalb die Gleichungen unbekannt sind und keine Aussage über sie getroffen werden kann. Aus diesem Grund muss von der allgemeinsten Art, den *nichtlinearen Gleichungen*, ausgegangen werden (RAO 2009, S. 35). Ebenfalls muss angenommen werden, dass die Gleichungen *nicht konvex*<sup>68</sup> sind.

Aufgrund dieser Klassifizierung können zur Lösung geeignete Verfahren und Algorithmen ausgewählt werden. Eine Vielzahl analytischer Optimierungsalgorithmen benötigt Ableitungen der Zielfunktionen. Wenn zur Bestimmung der Zielwerte numerische Simulationen verwendet werden, können diese Ableitungen nicht analytisch berechnet, sondern nur numerisch mittels finiter Differenzen angenähert werden. Häufig erfordert dies einen signifikanten zusätzlichen Rechenaufwand, weshalb CONN et al. (1997) für diese Fälle Algorithmen ohne direkte Ermittlung der Ableitungen empfehlen. Bei der nichtlinearen Optimierung unter Nebenbedingungen können hierbei, bei entsprechender Adaption der Algorithmen, z. B. Innere-Punkte-Algorithmen (DI PILLO & SCHOEN 2010, S. 262-267; PAPAGEORGIU 2012, S. 109-112) verwendet werden. Im Gegensatz zu den analytischen Optimierungsalgorithmen benötigen heuristische Optimierungsverfahren keine Informationen über die Zielfunktion. Für die

---

<sup>68</sup>Nach LANGE (2013, S. 138-142) ist eine Funktion konvex, wenn keine Verbindungslinie zwischen zwei beliebigen Punkten der Funktion einen Schnittpunkt mit der Funktion selbst hat.

Optimierung des Handhabungssystems werden in der vorliegenden Arbeit aus diesem Grund *heuristische Verfahren* bevorzugt.

Aufgrund der Klassifizierung der einzelnen Komponenten werden die beiden heuristischen Optimierungsverfahren *Simulated Annealing (SA)* und die *genetischen Algorithmen (GA)* ausgewählt. Beide Verfahren sind grundsätzlich in der Lage, jedes Optimierungsproblem zu lösen (BANGERT 2012, S. 6). Grundlagen zur multikriteriellen Optimierung und den beiden ausgewählten Algorithmen können dem Anhang (Abschnitt A.7) entnommen werden.

### 5.3 Optimierung des Handhabungssystems

#### 5.3.1 Optimierung der Squeezefilm-Levitation

Wenn die Störungstoleranz, wie in Abschnitt 4.2.3 beschrieben, als Nebenbedingung der Optimierung  $g_{Tol}$  berücksichtigt wird, besitzt die Auslegung der SFL nur die Zielfunktion  $O_F$  des Kräftegleichgewichts (Abschnitt 4.2.2). Die Funktion der Tragkraft ist bezüglich jeder einzelnen Designvariable streng monoton steigend, weshalb die Zielfunktion konvex ist und sich für gradientenbasierte Optimierungsalgorithmen eignet. Die Einflüsse der Designparameter Frequenz, Wellenlänge, Amplitude und Spalthöhe auf den zeitlich und räumlich gemittelten Druck eines Mittelelements für den Fall einer zweidimensionalen Balkenschwingung zeigt Abbildung 26. Die Parameter wurden dabei jeweils einzeln in 1 % Schritten von 90 % bis 110 % der ursprünglichen Werte variiert.

Sollte die berechnete Flächenkraft nicht ausreichen, werden die Designvariablen – unter Berücksichtigung der Störungstoleranz – in der folgenden Reihenfolge variiert:

1. Spalthöhe
2. Amplitude
3. Frequenz
4. Wellenlänge

### 5.3 Optimierung des Handhabungssystems

Dabei sind die ersten beiden Designparameter Spalthöhe und Schwingungsamplitude bezüglich der Störungstoleranz begrenzt. Die Frequenz und Wellenlänge bedingen hingegen eine Veränderung von Plattengröße und -dicke.

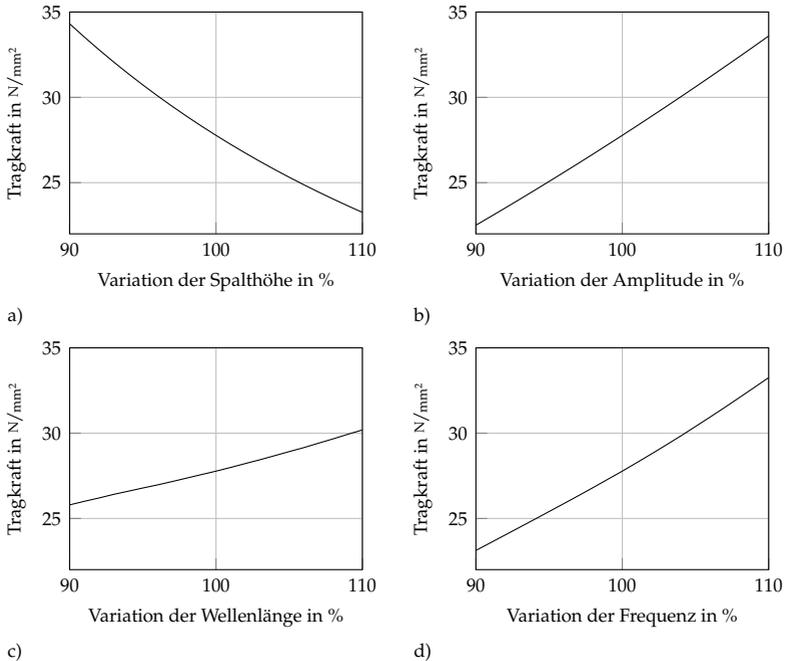


Abbildung 26: Mittlere Drücke des Mittelelements einer Balkenschwingung bei Variation der Designparameter: a) Spalthöhe, b) Amplitude, c) Wellenlänge und d) Frequenz

Aus Gründen der großen erforderlichen Rechenzeit für die Berechnung der im Stand der Forschung verfügbaren SFL-Modelle kann die Optimierung bereits ab einem Wert von 5 % der Gewichtskraft des Werkstück abgebrochen werden. Alternativ kann von einer automatisierten Auslegung und Optimierung abgesehen werden und auf vorhandene Erfahrungswerte zurückgegriffen werden. Auf Basis der Zusammenhänge in Abbildung 26 ist eine interpolierende Schätzung zwischen bekannten Werten möglich.

### 5.3.2 Optimierung der Plattensonotrode

Bei der Optimierung der Plattensonotrode werden die Zielfunktionen der Schwingungsform (Abschnitt 4.2.4) und der Resonanzfrequenz (Abschnitt 4.2.5) verwendet. Zudem wird für die Betriebsfestigkeit die in Abschnitt 4.2.7 hergeleitete Ungleichheits-Nebenbedingung gesetzt. Aufgrund der dreidimensionalen Modellierung ergeben die Plattensonotroden neben der SFL und dem Gesamtmodell die größten Gleichungssysteme während der Auslegung, deren Lösung die meiste Rechenzeit benötigen.

Insgesamt stehen zur Gestaltung der Geometrie der Plattensonotrode fünf unabhängige geometrische Designparameter zur Verfügung (Abbildung 17):

- Länge 1,
- Länge 2,
- Eckversatz,
- Eckradius und
- Dicke.

Aufgrund der aus der SFL vorgegebenen Frequenz und Wellenlänge kann zusammen mit den Werkstoffeigenschaften die Dicke der Plattensonotrode eindeutig bestimmt werden. Hierzu wird bei der in Abschnitt 4.4.3 beschriebenen Modellierung und Simulation des Grundelements die Dicke solange angepasst, bis die gewünschte Frequenz der unendlichen Plattenschwingung erreicht ist. Ein Überschreiten der zulässigen mechanischen Spannung bezüglich der Betriebsfestigkeit erfordert zwangsläufig eine erneute Auslegung der SFL mit geringeren Amplituden oder größeren Wellenlängen.

Für die verbleibenden vier Designparameter wurde von DISTEL & REINHART (2015) ein iteratives Vorgehen zur Optimierung vorgeschlagen. Hierzu wurden zunächst die Einflüsse der einzelnen Designparameter auf die beiden Zielfunktionen mittels einer Simulationsstudie untersucht. Eine analytische Betrachtung ist aufgrund der Plattendicke nicht möglich.

Wie in Abbildung 27 zu erkennen, sind die Einflüsse der Designparameter auf die beiden Zielfunktionen Eigenfrequenz (Abschnitt 4.2.5) und Schwingungsform (MAC, Abschnitt 4.2.4) verschieden. Während eine Veränderung

der Hauptabmessungen einen starken Einfluss auf die Eigenfrequenz hat, wird die Schwingungsform nur geringfügig beeinflusst. Die Parameter für den Eckversatz und -radius haben hingegen einen deutlichen Einfluss auf die Schwingungsform und einen kleineren auf die Eigenfrequenz.

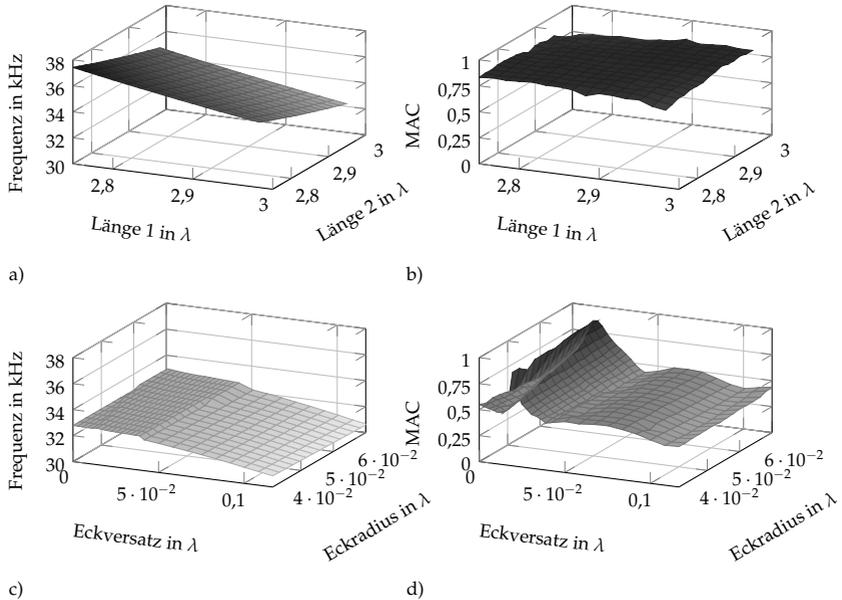


Abbildung 27: Einfluss der verschiedenen Designvariablen auf die Zielfunktionen: a) Hauptabmessungen auf die Frequenz, b) Hauptabmessungen auf den MAC-Wert, c) Eckparameter auf die Frequenz, d) Eckparameter auf den MAC-Wert

Indem zuerst die Schwingungsform mithilfe von Eckversatz und -radius und anschließend die Eigenfrequenz mittels der Hauptabmessungen optimiert werden, kann der ursprünglich fünfdimensionale Designraum auf zwei zweidimensionale Räume reduziert werden. Zusätzlich kann anstatt einer multikriteriellen Optimierung eine effizientere, sequentielle Optimierung der beiden Zielfunktionen durchgeführt werden. Aufgrund der leichten Beeinflussung der Schwingungsform durch die Hauptabmessungen kann zum Erreichen des

## 5 Auslegung der Handhabungssysteme

globalen Optimums eine Iteration zwar nicht ausgeschlossen werden. Dennoch ermöglicht das in Abbildung 28 als Flussdiagramm dargestellte Vorgehen insgesamt eine signifikante Reduktion der Problemkomplexität und somit des Optimierungsaufwands.

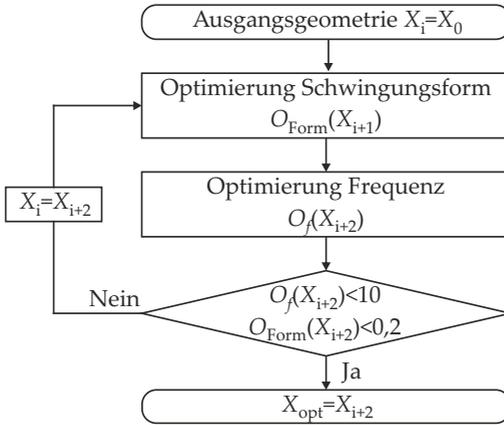


Abbildung 28: Flussdiagramm des Vorgehens zur Optimierung von Plattensonotroden

Aus Abbildung 27 ist zu erkennen, dass beide Zielfunktionen (annähernd) konvex sind. Anstatt der Lösung der einzelnen Optimierungsprobleme durch die heuristischen Verfahren des SA oder der GA ist somit auch der Einsatz schneller konvergierender, analytischer Algorithmen möglich. Da von der FE-Simulation nicht die Gradienten der Zielfunktion ausgegeben werden können, sind insbesondere die sogenannten ableitungsfreien Verfahren geeignet, welche die Gradienten beispielsweise aus vergangenen Ergebnissen oder durch Auswertung der Zielfunktion in der unmittelbaren Umgebung des aktuellen Zustands berechnen (PAPAGEORGIU 2012, S. 52-56; RAO 2009, S. 271-279).

In der Optimierungs-Toolbox von MATLAB<sup>®</sup> ist für restringierte nichtlineare Optimierungsprobleme ein Innere-Punkte-Algorithmus<sup>69</sup> implementiert. Die

<sup>69</sup>Für die Grundlagen zu den Innere-Punkte-Algorithmen sei auf die einschlägige Literatur, u. a. DIWEKAR (2008, S. 26-28), ULBRICH & ULBRICH (2012, S. 136-142), PAPAGEORGIU (2012, S. 113) und DI PILLO & SCHOEN (2010, S. 262), verwiesen.

für den Algorithmus erforderliche Hesse-Matrix wird dabei über finite Differenzen mittels der Quasi-Newton-Methode bestimmt. Die Zielfunktionen sind analog zu Abschnitt 4.2 implementiert.

Bei der Verwendung des Innere-Punkte-Algorithmus für die Plattensonotrode sind in MATLAB® Veränderungen an zwei Parametern erforderlich, um eine stabile Konvergenz zu erreichen. Als erstes wird die minimale Schrittweite – der Parameter zur Bestimmung der Hesse-Matrix – erhöht, da zu geringe Geometrieänderungen keine Variation in den Ergebnissen der FEM bewirken. Dabei muss die minimale Schrittweite gleichzeitig klein genug gewählt werden, damit die Umgebung des Optimums mit ausreichender Genauigkeit abgebildet wird. Um die Rechenzeit der Optimierung zu verkürzen, wird zudem ein Abbruchkriterium angepasst. Als zweiter Parameter wird hierzu die minimal erforderliche Veränderung des Zielwerts angepasst. Ist die Differenz der Zielwerte in zwei aufeinander folgenden Iterationen kleiner als dieser Wert, wird die Optimierung beendet. Als Startwert für die Hauptabmessungen der Platte werden die ganzzahligen Vielfachen der halben Wellenlänge gewählt. Der Eckversatz startet bei null und der Radius wird z. B. auf fünf Millimeter festgelegt.

Obwohl die Innere-Punkte-Algorithmen analytische Algorithmen sind, werden, ausgehend von demselben Startpunkt, bei wiederholter Ausführung der Optimierung teils unterschiedliche Ergebnisse erreicht. Exemplarisch sind in Abbildung 29 vier Verläufe für die Optimierung des MAC-Werts und die anschließende Optimierung der Frequenz dargestellt.

Eine Erklärung für diese Abweichungen liegt in der FEM und der numerischen Ermittlung der Gradienten. Zunächst bewirkt die automatisierte Vernetzung der FE-Modelle geringe Variationen in den Massen- und Steifigkeitsmatrizen. Bei der anschließenden Lösung des Eigenwert-Problems wird als Lösungsalgorithmus die Bathe-Subspace-Iteration mit Startvektoren auf Basis der Lanczos-Methode verwendet. Bereits in diesen beiden Schritten ist zu beobachten, wie für dieselbe Batch-Datei bei mehrmaliger Wiederholung geringfügig unterschiedliche Eigenvektoren ermittelt werden. Bezogen auf den MAC-Wert wurden für den zuvor verwendeten Startwert bei 100 Wiederholungen Abweichungen von bis zu  $1,4 \cdot 10^{-12}$  ermittelt. Aufgrund der geringen Schrittweite bei der Bildung der finiten Differenzen beeinflussen auch die sehr kleinen Abweichungen die Hesse-Matrix und somit den Verlauf der Optimierung.

## 5 Auslegung der Handhabungssysteme

---

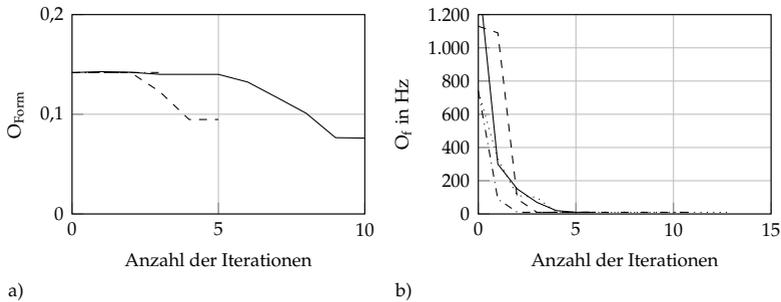


Abbildung 29: Konvergenz des Innere-Punkte-Algorithmus für a) die Schwingungsform und b) die Frequenz

Wie aus Abbildung 27 ersichtlich, ist die Lösung des Optimierungsproblems zudem nicht zwangsläufig eindeutig, da z. B. mehrere Kombinationen von Hauptabmessungen dieselbe Frequenz ergeben. Zusammen mit den numerischen Abweichungen der Hesse-Matrix resultiert dies in den unterschiedlichen Verläufen und Ergebnissen. Wenn die Abbruchkriterien günstig gewählt werden und die finiten Differenzen ausreichend groß sind, erreicht der Innere-Punkte-Algorithmus stets für beide Zielfunktionen vergleichbar gute Ergebnisse. Während die Schwingungsform geringfügig unterschiedliche Endwerte erreicht, konvergiert die Zielfunktion der Eigenfrequenz zuverlässig gegen null.

### 5.3.3 Optimierung des Ultraschallschwingers

Für die Ultraschallschwinger ist eine Separation der Designvariablen bezüglich der Zielfunktionen nicht möglich. Stattdessen findet eine multikriterielle Optimierung von Eigenfrequenz (Abschnitt 4.2.5) und Schwingungsform (Abschnitt 4.2.4) statt. Hierzu werden einerseits SA und GA mit der Gewichtungsmethode und andererseits ein multikriterieller GA mit a-posteriori-Generierungsverfahren eingesetzt.

Die Ungleichheits-Nebenbedingung für die Betriebsfestigkeit (Abschnitt 4.2.7) kann in MATLAB<sup>®</sup> nur für den GA mit einer Zielfunktion explizit berücksichtigt werden. Für das SA und den multikriteriellen GA werden sie deshalb über eine Penalty-Funktion (CHONG & ŽAK 2008, S. 528-535) in die Zielfunktionen

integriert. Hierbei wird ein von der Nebenbedingung abhängiger Wert zu der Zielfunktion addiert. Neben glatten Penalty-Funktionen, welche die Stetigkeit am Rand der Zielfunktion sicherstellen, können auch Sprungfunktionen verwendet werden. Für heuristische Optimierungsverfahren sind keine stetigen Funktionen erforderlich, weshalb bei einem Verstoß gegen eine Nebenbedingung die Zielfunktionen auf Unendlich gesetzt werden:

$$O_f^*(\vec{X}) = \begin{cases} O_f(\vec{X}) & g_\sigma(\vec{X}) \leq 0 \\ \infty & g_\sigma(\vec{X}) > 0 \end{cases} \quad (5.1)$$

$$O_{\text{Form}}^*(\vec{X}) = \begin{cases} O_{\text{Form}}(\vec{X}) & g_\sigma(\vec{X}) \leq 0 \\ \infty & g_\sigma(\vec{X}) > 0 \end{cases} \quad (5.2)$$

Die gewichtete Zielfunktion des SA  $O_{\text{SA}}(\vec{X})$  bzw. Fitnessfunktion des GA  $F_{\text{GA}}(\vec{X})$  und der Vektor der Fitnessfunktionen des multikriteriellen GA  $\vec{F}_{\text{GA}}(\vec{X})$  sind somit wie folgt definiert:

$$O_{\text{SA}}(\vec{X}) = w_f O_f^*(\vec{X}) + w_{\text{Form}} O_{\text{Form}}^*(\vec{X}) \quad (5.3)$$

$$F_{\text{GA}}(\vec{X}) = \frac{1}{1 + w_f O_f(\vec{X}) + w_{\text{Form}} O_{\text{Form}}(\vec{X})} \quad (5.4)$$

$$\vec{F}_{\text{GA}}(\vec{X}) = \begin{bmatrix} \frac{1}{1 + O_f^*(\vec{X})} \\ \frac{1}{1 + O_{\text{Form}}^*(\vec{X})} \end{bmatrix} \quad (5.5)$$

Entgegen der gängigen Definition (Anhang, Abschnitt A.7.3) sind in MATLAB<sup>®</sup> die Fitnessfunktionen ebenfalls als zu minimierende Zielfunktionen implementiert. Die im Rahmen dieser Arbeit bei GA in MATLAB<sup>®</sup> verwendeten Fitnessfunktionen  $F_{\text{GA}}^*(\vec{X})$  und  $\vec{F}_{\text{GA}}^*(\vec{X})$  entsprechen daher den folgenden Funktionen:

$$F_{\text{GA}}^*(\vec{X}) = w_f O_f(\vec{X}) + w_{\text{Form}} O_{\text{Form}}(\vec{X})$$

$$\vec{F}_{\text{GA}}^*(\vec{X}) = \begin{bmatrix} O_f^*(\vec{X}) \\ O_{\text{Form}}^*(\vec{X}) \end{bmatrix}$$

Da die Ermittlung der Eigenfrequenz maßgeblich von einem korrekten Erkennen der Schwingungsform abhängt, ist es sinnvoll, bei kleinen MAC-Werten die Frequenz nicht oder nur gering in der Zielfunktion zu berücksichtigen und die

## 5 Auslegung der Handhabungssysteme

---

Schwingungsform entsprechend stärker zu gewichten. Zudem sind für die Skalierung der Funktionen auf dieselbe Größenordnung (Anhang, Abschnitt A.7.1) Gewichtungsfaktoren erforderlich. Die Abweichung der Frequenz wird deshalb von Hz auf kHz umgerechnet:

$$w_{\text{Form}} = \begin{cases} 10 & \text{MAC}(\vec{\varphi}_r, \vec{\varphi}_{\text{Ref}}) \leq 0,4 \\ 0,5 & \text{MAC}(\vec{\varphi}_r, \vec{\varphi}_{\text{Ref}}) > 0,4 \end{cases}$$
$$w_f = \begin{cases} 0 & \text{MAC}(\vec{\varphi}_r, \vec{\varphi}_{\text{Ref}}) \leq 0,4 \\ 0,5 \cdot 0,001 & \text{MAC}(\vec{\varphi}_r, \vec{\varphi}_{\text{Ref}}) > 0,4 \end{cases}$$

Wie in Abschnitt 4.4.4 erläutert, können neben der Gewindelänge der Schraube (Schraubenlänge) lediglich einige Parameter der Vor- und Endmasse frei gewählt und somit für den Designvektor verwendet werden (Abbildung 18).

Als obere Grenze für die Vor- und Endmasse wird jeweils eine viertel Wellenlänge  $\frac{\lambda}{4}$  der ersten longitudinalen Eigenschwingung eines eindimensionalen Stabs nach Gleichung

$$\frac{\lambda}{2} = \frac{1}{2f_1} \sqrt{\frac{c}{\rho}} \quad (5.6)$$

festgelegt (MERKULOV 1957). Unter Berücksichtigung der Gestaltungsregeln von ABDULLAH et al. (2009) werden die Grenzen für die weiteren Parameter gesetzt. Die minimale Schraubenlänge und Gewindelänge der Vormasse ergeben sich aus der minimalen Einschraubtiefe, welche wiederum aus der geforderten Tragfähigkeit für die Vorspannung zuzüglich der dynamischen Beanspruchung resultiert. Die Berechnung hiervon kann nach VDI 2230 (S. 97-102) erfolgen. Da die gesamte Schraubenlänge etwa einer viertel Wellenlänge entsprechen soll, wird deren obere Grenze auf  $\frac{\lambda}{2}$  festgelegt. Falls dies weniger als die minimale Schraubenlänge ist, kann die Schraubenlänge nicht verändert werden und der Designvektor wird um die Absatzlänge der Endmasse reduziert. Deren minimale Länge sowie die minimal erforderliche Schraubenlänge und Gewindelänge der Vormasse ergeben sich aus der Forderung nach einer ganzflächigen Vorspannung der Piezokeramiken. Hierzu verwendeten ABDULLAH et al. (2009) das vereinfachende Mischke-Kriterium. Bei diesem wird die Spannung, ausgehend von dem Kraftangriffspunkt, bis zu einem Winkel von  $45^\circ$  zur Schraubenachse als gleichverteilt angenommen. Alternativ kann der Verformungskegel nach VDI 2230 (S. 30) berechnet werden. Schließlich soll der Außendurchmesser des LBT maximal einer viertel Wellenlänge  $\frac{\lambda}{4}$  entsprechen.

$$\vec{X}_{\text{LBT}} = \begin{bmatrix} \text{Schraubenlänge} \\ \text{Vormasse Gesamtlänge} \\ \text{Vormasse Gewindelänge} \\ \text{Vormasse Durchmesser 1} \\ \text{Endmasse Gesamtlänge} \\ \text{Endmasse Absatzlänge} \\ \text{Endmasse Durchmesser 4} \end{bmatrix} \subset \begin{bmatrix} [\text{Höhe Stack} + \text{Tragendes Gewinde} + \text{Mischke-Länge}; \frac{\lambda}{2}] \\ [\text{min. Einschraubtiefe}; \frac{\lambda}{4}] \\ [\text{min. Einschraubtiefe}; \frac{\lambda}{4}] \\ [\text{Durchmesser Piezo}; \frac{\lambda}{4}] \\ [\text{Mischke-Länge} + \text{Kopfhöhe}; \frac{\lambda}{4}] \\ [\text{Mischke-Länge}; \frac{\lambda}{4} - \text{Kopfhöhe}] \\ [\text{Durchmesser Piezo}; \frac{\lambda}{4}] \end{bmatrix}$$

Die Höhe des Stacks ergibt sich hierbei aus der Gesamthöhe aller verwendeten Piezos, Isolatoren und Kontaktbleche. Ebenso kann keine Aussage über die Konvexität der Zielfunktionen getroffen werden, weshalb erneut die in der Optimierungs-Toolbox von MATLAB<sup>®</sup> implementierten heuristischen Verfahren SA und GA eingesetzt werden. Die Ungleichheits-Nebenbedingungen für die einzelnen Designparameter können aus deren geometrischen Beziehungen hergeleitet werden:

- Vormasse Gesamtlänge + Vormasse Gewindelänge < 0
- Endmasse Gesamtlänge + Endmasse Absatzlänge < 0
- Schraubenlänge + Endmasse Absatzlänge <
- Höhe Stack – min. Einschraubtiefe

### Simulated Annealing

Nach der Definition des Optimierungsproblems wird dieses mit den unterschiedlichen Optimierungsverfahren gelöst. Zunächst wird der LBT mit dem SA ausgelegt. Mit Ausnahme der Abbruchkriterien werden die Standardein-

## 5 Auslegung der Handhabungssysteme

stellungen des Algorithmus in MATLAB<sup>®</sup> beibehalten. Die Optimierung soll entgegen der Voreinstellungen bereits dann beendet werden, wenn innerhalb von 500 Iterationen die Verbesserung des Zielwerts unterhalb von  $10^{-4}$  bleibt. Insgesamt benötigten die zehn Durchläufe des SA 33 bis 60 Minuten (Mittelwert: 44 min) für die in Abbildung 30 dargestellten 802 bis 1402 Iterationen (Mittelwert: 1029). Dabei wurden Zielwerte zwischen 0,053 und 0,090 erreicht (Mittelwert: 0,066).

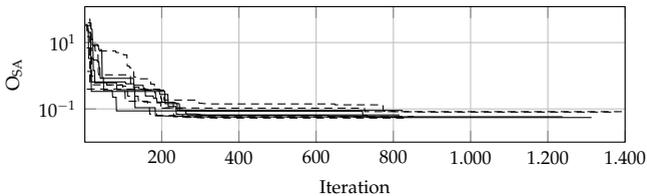


Abbildung 30: Verlauf des Zielwerts über die Iterationen bei der Optimierung des LBT mit Simulated Annealing

### Genetischer Algorithmus mit Entscheidungsverfahren

Als Zweites wird der eindimensionale GA mit der Fitnessfunktion  $F_{GA}^*$  evaluiert. Gegenüber den Standardeinstellung in MATLAB<sup>®</sup> wird die Population auf 20 Individuen beschränkt, wovon jeweils die beiden besten unverändert in die nächste Generation übernommen werden. Die Rechenzeit für die Optimierung lag bei den drei Wiederholungen zwischen 164 und 568 Minuten (Mittelwert: 402 min) mit Zielwerten von 0,0628 bis 0,1652 (Mittelwert: 0,1314). Abbildung 31 stellt die Verläufe der besten Individuen über die Generationen dar.

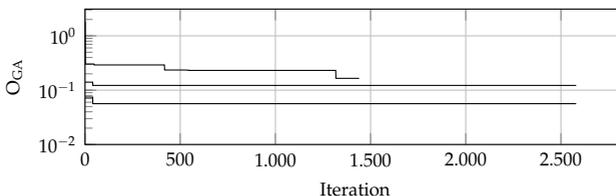


Abbildung 31: Verlauf des Zielwerts über die Generationen bei der Optimierung des LBT mit dem genetischen Algorithmus

## Genetischer Algorithmus mit Generierungsverfahren

Zuletzt werden zehn Optimierungen mit dem multikriteriellen GA und dem Fitnessvektor  $\vec{F}_{GA}^*$  durchgeführt. Da bei diesem Algorithmus in MATLAB® keine Nebenbedingungen berücksichtigt werden und somit Individuen mit ungültigen Geometrien entstehen können, wird gegenüber dem normalen GA die Population auf 30 Individuen vergrößert. Zudem wird gegenüber den Standardeinstellungen der Anteil der Individuen einer Generation aus der Pareto-Menge geringfügig auf 0,5 erhöht<sup>70</sup>.

Bei zehn Wiederholungen konvergierte der multikriterielle GA nach 152 bis 381 Minuten (Mittelwert: 250 min) in 113 bis 256 Generationen (Mittelwert: 166). In den jeweils letzten Generationen haben die Individuen mit Frequenzabweichungen von 0 Hz MAC-Werte von 0,86 bis 0,93 (Mittelwert: 0,91). Der Verlauf der Individuen über die einzelnen Generationen ist für einen der Optimierungsdurchgänge exemplarisch in Abbildung 32 dargestellt.

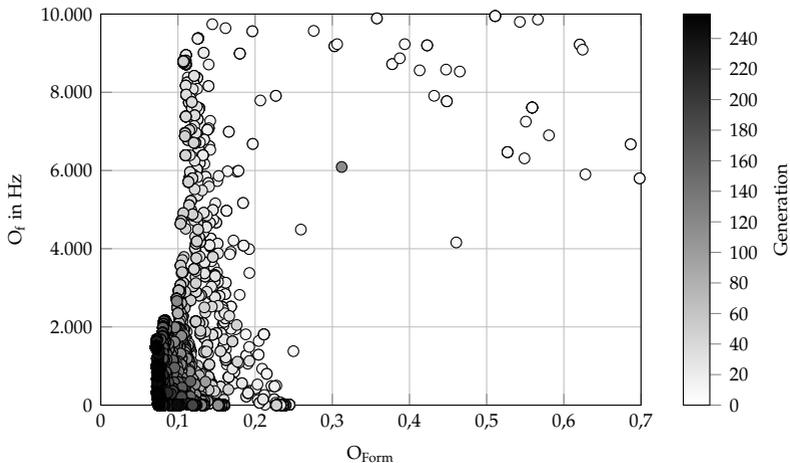


Abbildung 32: Verlauf der Pareto-Menge über die Generationen bei der Optimierung des LBT mit dem multikriteriellen genetischen Algorithmus

<sup>70</sup>Dieser Parameter (enquoteParetoFraction) ist durch den in MATLAB® implementierten multikriteriellen GA bedingt, welcher eine Variante des NSGA-II (DEB et al. 2002) ist und zur Erhöhung der Diversität auch gezielt Individuen außerhalb der Pareto-Menge bei der Reproduktion berücksichtigt.

### Zwischenfazit

Beim LBT erreichen alle drei Optimierungsmethoden sehr gute Endergebnisse. Die Frequenzabweichung wird bei jedem Algorithmus stets auf null reduziert. Die MAC-Werte unterscheiden sich nur geringfügig. Alle drei Alternativen sind somit bezüglich der Qualität der Ergebnisse vergleichbar. Mit den geringfügigen Veränderungen gegenüber den Standardeinstellungen von MATLAB<sup>®</sup> ist die Durchlaufzeit beim SA am kürzesten.

### 5.3.4 Optimierung der Stabsonotrode

Für die Stabsonotrode wird eine multikriterielle Optimierung nach der Eigenfrequenz (Abschnitt 4.2.5) und Schwingungsform (Abschnitt 4.2.4) durchgeführt. Wie bei dem LBT ist eine Separation der Designparameter bezüglich der Zielfunktionen nicht möglich. Stattdessen werden erneut SA und GA mit der Gewichtungsmethode und andererseits ein multikriterieller GA mit a-posteriori-Generierungsverfahren eingesetzt.

Die Definition der Zielfunktionen (Gleichungen 5.3 bis 5.5) bleibt gegenüber dem LBT (Abschnitt 5.3.3) unverändert, wobei zusätzlich zur Betriebsfestigkeit (Abschnitt 4.2.7) die Ungleichheits-Nebenbedingung des Übertragungsverhaltens  $g_{\zeta}(\vec{X})$  (Abschnitt 4.2.6) in den Gleichungen 5.1 und 5.2 berücksichtigt wird.

$$O_f^*(\vec{X}) = \begin{cases} O_f(\vec{X}) & g_{\sigma}(\vec{X}) \leq 0 \wedge g_{\zeta}(\vec{X}) \leq 0 \\ \infty & g_{\sigma}(\vec{X}) > 0 \vee g_{\zeta}(\vec{X}) > 0 \end{cases} \quad (5.7)$$

$$O_{\text{Form}}^*(\vec{X}) = \begin{cases} O_{\text{Form}}(\vec{X}) & g_{\sigma}(\vec{X}) \leq 0 \wedge g_{\zeta}(\vec{X}) \leq 0 \\ \infty & g_{\sigma}(\vec{X}) > 0 \vee g_{\zeta}(\vec{X}) > 0 \end{cases} \quad (5.8)$$

Zwischen der Stabsonotrode und den beiden anderen Komponenten bestehen über die Gewinde und den Außendurchmesser des LBT geometrische Abhängigkeiten. Die beiden Gewindedurchmesser sowie der untere Außendurchmesser sind somit keine freien Parameter. Die verbleibenden geometrischen Größen ergeben den Designvektor. Um diesen auf geometrisch sinnvolle Lösungen einzuschränken, werden für die einzelnen Abmessungen Grenzen festgelegt. Je enger diese Grenzen gesetzt werden können, desto schneller kann die Optimierung durchgeführt werden. Wesentliche Parameter für die Eigenfrequenz

sind die Längenabmessungen des Stabs. In der vorliegenden Arbeit wird die Gesamtlänge auf den Bereich von 70 % bis 130 % der analytischen halben Wellenlänge  $\frac{\lambda}{2}$  nach Gleichung 5.6 eingeschränkt. Ebenso soll Länge 1 zwischen 35 % bis 65 % der Gesamtlänge liegen. Die Dimensionen des Flansches werden durch die umgebende Anlage eingeschränkt. Die Gewindetiefen sind nach unten durch die Tragfähigkeit für die geplante Vorspannung zuzüglich der dynamischen Beanspruchung begrenzt. Die Berechnung hiervon kann beispielsweise nach VDI 2230 (S. 97-102) erfolgen. Zusammen mit einigen aufgrund empirischer Erfahrungen festgelegter Grenzen ergibt sich somit der folgende Designvektor:

$$\vec{X}_{Sto} = \begin{bmatrix} \text{Gesamtlänge} \\ \text{Länge 1} \\ \text{Durchmesser 1} \\ \text{Radius} \\ \text{Gewindetiefe 1} \\ \text{Gewindetiefe 2} \\ \text{Flanschdicke} \\ \text{Durchmesser 5} \end{bmatrix} \subset \begin{bmatrix} [0,7 \cdot \frac{\lambda}{2}; 1,3 \cdot \frac{\lambda}{2}] \\ [0,35 \cdot 0,7 \cdot \frac{\lambda}{2}; 0,65 \cdot 1,3 \cdot \frac{\lambda}{2}] \\ [2 \cdot \text{Durchmesser 2}; \text{Durchmesser 4}] \\ [1 \text{ mm}; 0,5 \cdot \frac{\lambda}{2}] \\ [\text{min. Einschraubtiefe}; 0,65 \cdot 1,3 \cdot \frac{\lambda}{2}] \\ [\text{min. Einschraubtiefe}; 0,65 \cdot 1,3 \cdot \frac{\lambda}{2}] \\ [0,05 \cdot \frac{\lambda}{2}; 0,1 \cdot \frac{\lambda}{2}] \\ [1,2 \cdot \text{Durchmesser 4}; 2 \cdot \text{Durchmesser 4}] \end{bmatrix}$$

Wie aus Abbildung 24 ersichtlich, existieren zwischen den einzelnen Parametern zusätzlich Abhängigkeiten. Demzufolge können die Einträge des Designvektors für eine sinnvolle Geometrie nicht vollständig unabhängig gewählt werden. So muss beispielsweise die Gesamtlänge stets größer als die Länge 1 zuzüglich der Flanschdicke sein. Zusammengefasst ergeben sich folgende Ungleichheits-Nebenbedingungen:

$$\begin{aligned} & -\text{Länge 1} + \text{Radius} < 0 \\ & -\text{Gesamtlänge} + \text{Länge 1} + \text{Flanschdicke} < 0 \\ & -\text{Gesamtlänge} + \text{Gewindetiefe 1} + \text{Gewindetiefe 2} < 0 \\ & -\text{Durchmesser 5} + \text{Durchmesser 1} + 2 \cdot \text{Radius} < 0 \end{aligned}$$

Diese Nebenbedingungen können mit den in MATLAB<sup>®</sup> implementierten Algorithmen lediglich bei dem einfachen GA verwendet werden. Für das SA und den multikriteriellen GA können die Ungleichheits-Nebenbedingungen nur implizit berücksichtigt werden, indem die Zielfunktion angepasst wird. Im Falle

eines Verstoßes gegen die Nebenbedingungen wird nicht die FE-Simulation gestartet, sondern direkt Unendlich, analog zu den Zielfunktionen mit der Penalty-Funktionen in Gleichungen 5.7 und 5.8, zurückgegeben.

### Simulated Annealing

Für die Optimierung der Stabsonotrode mit dem SA werden gegenüber den Standardeinstellungen, analog zu dem LBT in Abschnitt 5.3.3, nur die Abbruchbedingungen verändert. Für die Startlösung wird die Gesamtlänge auf die nach Gleichung 5.6 ermittelte halbe Wellenlänge für die gewünschte Zielfrequenz und die Länge 1 auf ein Viertel dieser Wellenlänge festgelegt. Die weiteren Parameter werden mit Erfahrungswerten initialisiert.

Insgesamt wurde der Algorithmus zehnmal ausgeführt. Nach Rechenzeiten von 103 bis 352 Minuten (Mittelwert: 145 min) waren die Optimierungen auf der Workstation abgeschlossen. Die Werte der Zielfunktion  $O_{SA}$  erreichten dabei 0,059 bis 0,024 (Mittelwert: 0,039) mit einem Ausreißer bei 0,134. Die Verläufe der besten Zielwerte über die Iterationen sind in Abbildung 33 abgebildet.

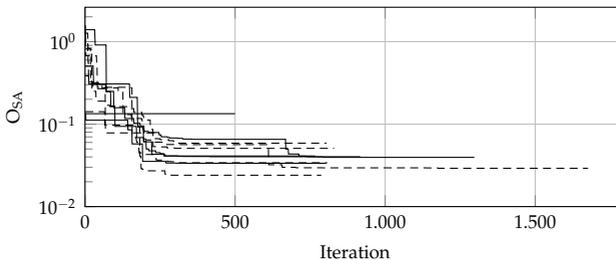


Abbildung 33: Verlauf des Zielwerts über die Iterationen bei der Optimierung der Stabsonotrode mit Simulated Annealing

### Genetischer Algorithmus mit Entscheidungsverfahren

Auch für den GA werden die Abschnitt 5.3.3 vorgenommenen Veränderungen am Algorithmus beibehalten. Bei einer Berechnungszeit von 427 bis 530 Minuten (Mittelwert: 490 min) lag der Wert des jeweils besten Individuums zwischen 0,24 und 0,046 (Mittelwert: 0,137). Den Verlauf der besten Zielwerte über die Anzahl der Generationen zeigt Abbildung 34.

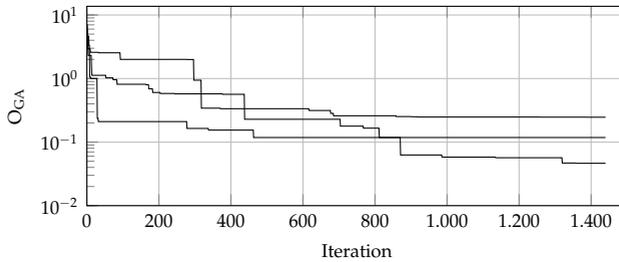


Abbildung 34: Verlauf des Zielwerts über die Generationen bei der Optimierung der Stabsonotrode mit dem genetischen Algorithmus

### Genetischer Algorithmus mit Generierungsverfahren

Für die Optimierung der Stabsonotrode mit dem multikriteriellen GA wurde erneut eine Populationsgröße von 30 Individuen und ein Anteil der Pareto-Menge an der Folgegeneration von 0,5 verwendet.

Bei den zehn Wiederholungen benötigt der Algorithmus 101 bis 198 Generationen (Mittelwert: 121) bis zur Konvergenz. Dies dauerte 296 bis 523 Minuten (Mittelwert: 382 min). Zur Automatisierung der a-posteriori-Generierung wird das Individuum mit der geringsten Frequenzabweichung ausgewählt. In der jeweils letzten Generation existierten Individuen mit einer Frequenzabweichung von 0 Hz und MAC-Werten von 0,87 bis 0,96 (Mittelwert: 0,92). In Abbildung 35 sind, exemplarisch für die Optimierung über 198 Generationen, alle Individuen über den beiden Zielfunktionen dargestellt. Dabei ist die Konvergenz der Individuen über die Anzahl der Generationen deutlich zu erkennen.

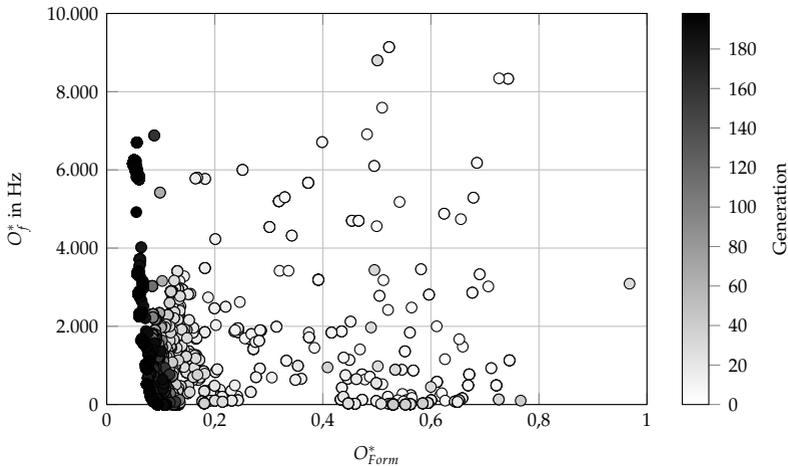


Abbildung 35: Verlauf der Populationen über die Generationen bei der Optimierung der Stabsonotrode mit dem multikriteriellen genetischen Algorithmus

### Zwischenfazit

Aus den Ergebnissen der drei unterschiedlichen Optimierungsmethoden ist ersichtlich, dass für das Optimierungsproblem der Stabsonotrode stets sehr gute Lösungen gefunden werden. Alle drei Algorithmen sind somit ohne Einschränkungen geeignet und können mit großer Wahrscheinlichkeit durch weitere Veränderungen der jeweiligen Einstellungen beschleunigt werden. Mit den nur geringfügigen Anpassungen der Standardeinstellungen weist das SA die höchste Konvergenzgeschwindigkeit auf.

### 5.3.5 Optimierung des Gesamtsystems

Bei gut ausgelegten Komponenten ist die Abweichung bei Modellierung des Gesamtsystems nach den Erfahrungen in der vorliegenden Arbeit sehr gering. In diesem Fall wird in der Regel auf eine weitere Optimierung verzichtet.

Grundsätzlich kann die Optimierung des Gesamtsystems mit allen zuvor verwendeten Designparametern erfolgen. Aufgrund der Ursache der Frequenz-

verschiebung – der Versteifung der Plattensonotrode – ist eine Einschränkung der Designparameter möglich. Auf Basis der Erkenntnisse der Optimierung der Plattensonotrode (Abschnitt 5.3.2) werden lediglich die Hauptabmessungen der Platte verändert, bis die gewünschte Eigenfrequenz wiederhergestellt ist. Als Algorithmen eignen sich hierzu sowohl SA und GA als auch die Innere-Punkte-Algorithmen.

## **5.4 Fazit**

Mithilfe der in diesem Kapitel vorgestellten Optimierung können die einzelnen Schritte der systemübergreifenden Auslegungsmethode aus Abschnitt 3.4.2 unter Berücksichtigung der Objektivität (A 3) und Automatisierbarkeit (A 4) durchgeführt werden. Anhand der Zielfunktionen und Nebenbedingungen werden neben der Zielgrößen auch die Eingangsinformationen der Methodenschritte berücksichtigt, wodurch die Durchgängigkeit (A 6) sichergestellt wird.

Die Auslegung der SFL kann entweder mit gradientenbasierten Optimierungsverfahren automatisiert werden oder manuell auf Basis von Erfahrungswerten erfolgen. Das Vorgehen zur Auslegung der SFL ist bereits in Abschnitt 3.4.4 beschrieben. Ausgehend von den Startwerten werden die Designparameter in der vorgegebenen Reihenfolge variiert, wobei die in den Abschnitten 4.2.2 und 4.2.3 hergeleiteten Zielfunktionen und Ungleichheits-Nebenbedingungen primär der objektiven Bewertung dienen.

Für die Auslegung der Plattensonotrode konnte das Optimierungsproblem von einem vierdimensionalen auf zwei zweidimensionale Probleme reduziert werden. Dadurch und durch den Einsatz von analytischen Optimierungsmethoden wird der Aufwand zur Lösung des Problems signifikant verringert.

Für die Stabsonotrode und den LBT sind lediglich heuristische Optimierungsverfahren geeignet. Der Vergleich der unterschiedlichen Methoden ergab für beide Komponenten, dass das SA die geringsten Rechenzeiten benötigt. Wenn bei den multikriteriellen GA a-posteriori-Generierungsverfahren angewendet werden, indem jeweils die Individuen mit der geringsten Frequenzabweichung ausgewählt werden, erreicht diese Optimierungsmethode für die Stabsonotrode gleich gute Ergebnisse (Mittelwert: 0,04) wie das SA (Mittelwert: 0,039). Bei dem LBT erreicht der multikriterielle GA bessere Ergebnisse (Mittelwert: 0,045)

## 5 Auslegung der Handhabungssysteme

---

gegenüber dem SA (Mittelwert: 0,066). Die eindimensionalen GA haben mit den MATLAB®-Voreinstellungen sowohl die längsten Rechenzeiten als auch die schlechtesten Ergebnisse.

*Tabelle 5: Überblick über die ausgewählten Optimierungsverfahren anhand der exemplarisch ausgewählten Komponenten (Angabe der Mittelwerte aus 10 Wiederholungen)*

| Auslegungsschritt<br>(Komponente) | Verfahren<br>(Algorithmus) | Berechnungszeit<br>(in min) | Güte<br>( $O_{\text{Form}}/O_f$ ) |
|-----------------------------------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------------|
| SFL                               | manuell (/ gradient)       | -                           | -                                 |
| Plattensonotrode                  | Interior-Point             | 304                         | 0,1/ 0                            |
| Stabsonotrode                     | SA                         | 145                         | 0,048/0                           |
| LBT                               | SA                         | 44                          | 0,132/0                           |
| Gesamtsystem                      | keine                      | -                           | -                                 |

## 6 Entwurf einer frequenzflexiblen Regelung

### 6.1 Allgemeines

Bei der automatisierten, individuellen Auslegung der Handhabungssysteme (Abschnitt 3.4) wird der elektrische Schwingkreis aus Ultraschallsystem und elektrischer Anregung nicht berücksichtigt. Die für die Regelung mit PLL und Admittance Locking erforderliche Impedanzanpassung ist auf Basis der bestehenden Modelle aus Abschnitt 4 nicht möglich. Zudem kann bei der Optimierung der Ultraschallsysteme (Kapitel 5) nicht ausgeschlossen werden, dass sich in der näheren Frequenzumgebung der gewünschten Eigenmode weitere Resonanzen befinden. Bei geringen Veränderungen im Betrieb könnte dadurch ein Platzwechsel zweier benachbarter Eigenmoden stattfinden und die Regelung anschließend die falsche Resonanzfrequenz verfolgen.

Um diesen Herausforderungen zu begegnen, wird in der vorliegenden Arbeit der Ansatz des regelungstechnisch anspruchsvollen Resonance Tracking nach GABAY & BUCHER (2006) verfolgt. Für dieses muss das Systemverhalten im Arbeitspunkt nicht bekannt sein und keine Impedanzanpassung erfolgen. In dem Versuchsaufbau von GABAY & BUCHER (2006) wurde die Spalthöhe als Regelgröße verwendet, wodurch die Gefahr der irrtümlichen Regelung auf eine falsche Eigenfrequenz nicht gegeben ist.

Beim Einsatz der Handhabungssysteme als Transportstrecken mit bewegten Werkstücken und in Anlagen mit stark eingeschränkten Bauräumen kann die Spalthöhe als Regelgröße nicht erfasst werden. Bei bewegten Handhabungsobjekten existiert nicht immer an derselben Stelle über der Plattensonotrode ein Spalt. Zudem ist die Anbringung der notwendigen Sensorik neben oder oberhalb der Plattensonotrode konstruktiv eventuell nicht möglich. Aus diesem Grund wird das Resonance Tracking nach GABAY & BUCHER (2006) im Folgenden adaptiert.

### 6.2 Regelungsstrategie

Statt der Spalthöhe soll die Schwingungsamplitude der Plattensonotrode als Regelgröße der mechanischen Resonanz  $f_s$  verwendet werden. Im Gegensatz zur Spalthöhe kann diese auf der vom Werkstück abgewandten Seite und auch ohne Anwesenheit eines Werkstücks erfasst werden. Die Auswahl und der Aufbau hierzu geeigneter, kostengünstiger Sensorik kann dem Anhang (Abschnitt A.8) entnommen werden.

Die Wahl der Schwingungsamplitude der Plattensonotrode anstatt der Höhe des Spalts als Regelgröße ermöglicht nur dann eine stabile Regelung, wenn der Sensor außerhalb eines Schwingungsknotens angeordnet ist und die aktuelle Resonanz der gewünschten Eigenmode entspricht. Während die erste Bedingung durch eine geeignete Positionierung für alle Betriebszustände gleichermaßen sichergestellt werden kann, kann die richtige Schwingungsform nicht ohne Weiteres gewährleistet werden.

Durch die Erwärmung der einzelnen Komponenten findet eine Verschiebung von Eigenfrequenzen statt, wobei verschiedene Eigenmoden unterschiedlich beeinflusst werden können. Zwei im Frequenzbereich benachbarte Eigenmoden können dadurch während des Betriebs ihre Reihenfolge wechseln, wobei diese zu einem Zeitpunkt dieselbe Eigenfrequenz aufweisen müssen. Selbst wenn die Regelung bei der korrekten Schwingungsform startet, ist somit nicht ausgeschlossen, dass durch die Regelung eine Entscheidung zwischen zwei unterschiedlichen Eigenfrequenzen getroffen werden muss. In diesem Fall ist nicht absehbar, welche der beiden Eigenmoden an der Sensorposition die höhere Schwingungsamplitude besitzt und das Verhalten der Regelung ist nicht deterministisch.

Um diesem Problem entgegenzutreten, wird die Regelung der Amplitude nach GABAY & BUCHER (2006) in der vorliegenden Arbeit um eine Regelung der Schwingungsform erweitert. Die Verwendung der Schwingungsform als einzige Regelgröße ist nicht zielführend, da in der Nähe der Resonanz die Amplitude deutlich sensitiver bezüglich Frequenzänderungen ist.

Dies wird anhand einer geometrischen Betrachtung der Übertragungsfunktion (Gleichung 4.9) verständlich. Der Verschiebungsvektor, welcher als Richtung die Schwingungsform und als Länge die Schwingungsamplitude beinhaltet, setzt sich bei harmonischer Anregung nach Gleichung 4.9 aus der gewichteten

Summe aller Eigenvektoren zusammen. Die Gewichtung jeder Eigenmode hängt dabei einerseits von der Position der Anregung (Zähler) und andererseits von dem Abstand zur Anregungsfrequenz (Nenner) ab. Demzufolge wird, bei adäquater Anregung und geringer Dämpfung, der Verschiebungsvektor von dem nächstgelegenen Eigenvektor dominiert. In der Nähe der Resonanz hat eine geringfügige Veränderung der Anregungsfrequenz  $\omega$  eine verhältnismäßig große Auswirkung auf den Nenner und somit auf den resultierenden Vektor. Während sich die Gesamtlänge des Verschiebungsvektors, bei geringen Anteilen der anderen Eigenmoden, annähernd linear verhält, ist dessen Richtung unter eben dieser Annahme weniger sensitiv.

Aufgrund dieser unterschiedlichen Sensitivität der beiden Regelgrößen wird die Kombination einer Amplituden- und Schwingungsformregelung verfolgt. Für den Großteil der Zeit stellt die Regelung der Amplitude in Anlehnung an GABAY & BUCHER (2006) die Funktionsweise des Handhabungssystems sicher und ist für den Betrieb ausreichend. Für den Fall, dass die Regelung zu einer falschen Eigenmode wechselt, muss dies erkannt werden und eine zweite Regelung eingreifen, welche die Anregung der korrekten Schwingungsform wieder herstellt. Nach diesem zeitlich befristeten Eingreifen des Schwingungsformreglers wird die Kontrolle zurück an den Amplitudenregler übergeben.

Für den Wechsel zwischen unterschiedlichen Reglern kommen sowohl schaltende Regelungen als auch Fuzzy-Regelungen in Frage. Aufgrund des einfacheren Aufbaus und da die zusätzlichen Eigenschaften der Fuzzy-Regelung nicht benötigt werden, wird in der vorliegenden Arbeit eine schaltende Regelung umgesetzt.

## 6.3 Aufbau der Regelung

### 6.3.1 Schaltende Regelung

Nach LIBERZON (2003) besteht eine schaltende Regelung aus mehreren einzelnen Reglern, einer Steuereinheit und dem zu regelnden Prozess. Die Steuereinheit gibt abhängig von der implementierten Logik ein Schaltsignal aus, welches

## 6 Entwurf einer frequenzflexiblen Regelung

dafür sorgt, dass zu jedem Zeitpunkt genau ein Regler in den Regelkreis integriert ist. Eine solche schaltende Regelung für ein berührungsloses Handhabungssystem, bestehend aus dem RLS-Algorithmus nach GABAY & BUCHER (2006) als Amplitudenregler und einem noch zu definierenden Schwingungsformregler, ist in Abbildung 36 dargestellt.

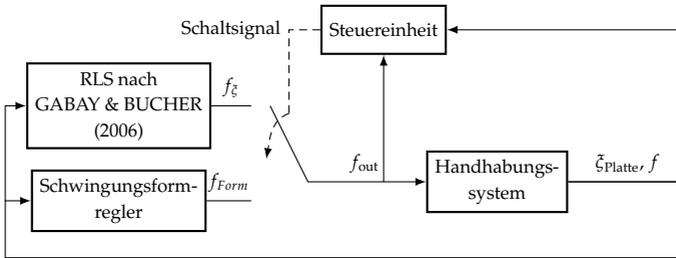


Abbildung 36: Grundstruktur einer schaltenden Regelung nach LIBERZON (2003, S. 75)

Um ein häufiges, schnelles Schalten zwischen den beiden Reglern zu verhindern, wird der Grenzwert für das Zurückschalten von der Schwingungsformregelung zur Amplitudenregelung höher gewählt, als der für das Aktivieren der Schwingungsformregelung:

$$\text{Grenzwert 2} > \text{Grenzwert 1}$$

Zudem muss vor dem Reaktivieren der Amplitudenregelung mit dem RLS-Algorithmus sichergestellt werden, dass diese nicht mehr auf die falsche Schwingungsform regelt. Dies ist gegeben, wenn beide Regler die gleiche Frequenz ausgeben:

$$f_{\zeta} = f_{Form}$$

Diese Bedingung resultiert zudem zu einem stetigen Verlauf der Anregungsfrequenz und verhindert somit transiente Phänomene aufgrund des Umschaltens. Zusammen mit dem in Abschnitt 6.2 beschriebenen Ablauf zum Wechseln zwischen den beiden Reglern führt dies zu der in der Steuereinheit hinterlegten Logik. Eine übersichtliche Visualisierung hiervon bietet der Zustandsautomat in Abbildung 37.

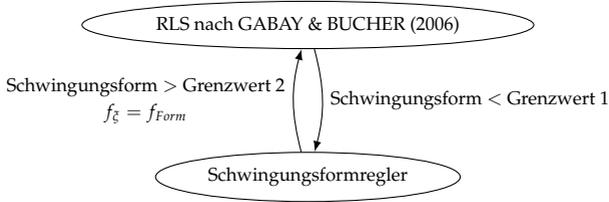


Abbildung 37: Logik für das Schalten zwischen dem Amplituden- und dem Schwingungsformregler als Zustandsautomat

### 6.3.2 Identifikation von Schwingungsformen

Für die Regelung der Schwingungsform muss zunächst eine Methode zur Bewertung und Identifikation unterschiedlicher Schwingungsformen ausgewählt werden. Ohne diese ist die Steuereinheit der schaltenden Regelung nicht in der Lage zu entscheiden, wann der Schwingungsformregler den Amplitudenregler ersetzen soll.

Wie bereits zuvor erwähnt, können bei harmonischer Anregung alle Schwingungsformen als Superposition der Eigenmoden dargestellt werden (Gleichung 4.9). Demzufolge ist eine Unterscheidung aller Eigenmoden in der näheren Umgebung der gewünschten Schwingungsform ausreichend. Hierzu kann das MAC (Abschnitt 4.2.4) verwendet werden. Wie bei der Identifikation und Bewertung der simulierten Eigenformen dient ein idealisierter Eigenvektor als Referenz.

Um diesen Referenzvektor erstellen zu können, müssen zunächst Anzahl und Position der Messpunkte festgelegt werden. Als Näherung wird die Plattentheorie für dünne Platten herangezogen, welche die Scherspannungen vernachlässigt. Dies ist erforderlich, da keine analytische Lösung für die Schwingungsformen dicker Platten existiert (Abschnitt 4.4.3).

Unter dieser Vereinfachung kann die Funktion der Plattenbiegung  $W(x, y)$  nach WARBURTON (1954) als Produkt der Biegelinien zweier Balken dargestellt werden:

$$W(x, y) = X(x)Y(y)$$

## 6 Entwurf einer frequenzflexiblen Regelung

---

Nach LEISSA (1969, S. 41) werden die Biegelinien für die geraden Eigenmoden ( $r = 2, 4, 6, \dots$ ) eines frei schwingenden Balkens mit der Länge  $l_{\text{Balken}}$  durch die Funktion

$$X(x) = \cos \gamma_r \left( \frac{x}{l_{\text{Balken}}} - \frac{1}{2} \right) - \frac{\sin(\gamma_r/2)}{\sinh(\gamma_r/2)} \cosh \gamma_r \left( \frac{x}{l_{\text{Balken}}} - \frac{1}{2} \right) \quad (6.1)$$

und für die ungeraden Eigenmoden ( $r = 1, 3, 5, \dots$ ) durch

$$X(x) = \sin \gamma_r \left( \frac{x}{l_{\text{Balken}}} - \frac{1}{2} \right) + \frac{\sin(\gamma_r/2)}{\sinh(\gamma_r/2)} \sinh \gamma_r \left( \frac{x}{l_{\text{Balken}}} - \frac{1}{2} \right) \quad (6.2)$$

beschrieben. Der Index  $r$  bezeichnet dabei die mit der Frequenz fortlaufende Nummerierung der Eigenmode. Die Werte für  $\gamma_r$  ergeben sich aus der folgenden Definition für die geraden Eigenmoden

$$\tan(\gamma_r/2) + \tanh(\gamma_r/2) = 0$$

und für die ungeraden Eigenmoden

$$\tan(\gamma_r/2) - \tanh(\gamma_r/2) = 0$$

Auf Basis dieser Separation in zwei eindimensionale Schwingungen genügt es, zwei zueinander senkrechte Linien auf der Plattensonotrode zu betrachten, um die Plattenschwingung vollständig zu rekonstruieren. Auf diesen Linien müssen nach Gleichungen 6.1 und 6.2 trigonometrische Funktionen gleicher Struktur unterschieden werden. Zusätzlich muss immer nur die gesuchte Schwingung bzw. eine Abweichung von dieser identifiziert werden. Eine Differenzierung zwischen zwei falschen Schwingungsformen ist nicht erforderlich.

Ausgehend von diesem Wissen genügen drei Messpunkte pro Linie, um die gesuchte Schwingungsform eindeutig von benachbarten Biegeschwingungen zu unterscheiden. Die ersten beiden Sensoren werden in nebeneinander liegenden Schwingungsbäuchen der Zielmode platziert, wodurch zwischen den beiden implizit der Schwingungsknoten erfasst wird. Der dritte Sensor wird in einem weiteren, angrenzenden Schwingungsknoten positioniert, um die Wellenlänge festzulegen. Abbildung 38 stellt die Positionierung der drei Sensoren bei der gesuchten (a) und sechs dazu benachbarten Schwingungsformen (b) bis g)) eines frei schwingenden Balkens dar.

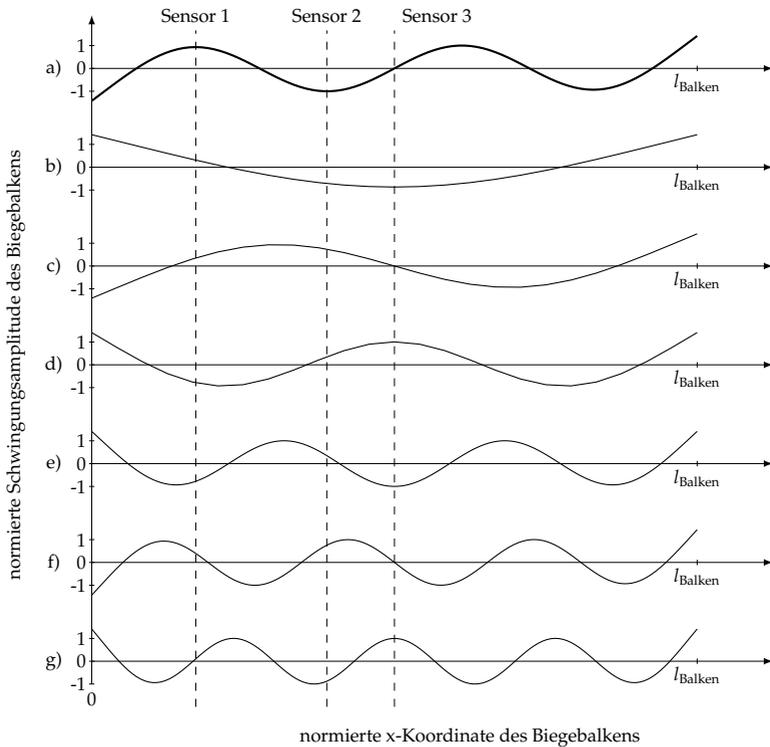


Abbildung 38: Darstellung der Verläufe der a) gesuchten und den b) – g) sechs dazu benachbarten Biege-Eigenmoden eines frei schwingenden Balkens

Die Schwingungen b), d), e) und g) können aufgrund der Schwingung an Sensor 3 von der gesuchten Schwingung a) unterschieden werden. Bei den falschen Schwingungsformen mit einem Schwingungsknoten an Sensor 3 (c), f) besitzen die beiden anderen Sensoren Amplituden mit gleichem Vorzeichen. Wird der dritte Sensor nicht wie in dem gewählten Beispiel im Symmetriezentrum platziert, bei welchem jede zweite Mode einen Knoten besitzt, können über diesen noch mehr Schwingungsformen ausgeschlossen werden.

Zur Erfassung der vollständigen Plattenschwingung werden Sensoren auf zwei senkrechten Linien positioniert. Da ein Sensor für beide Richtungen verwendet

## 6 Entwurf einer frequenzflexiblen Regelung

---

werden kann, sind insgesamt fünf Sensoren zur eindeutigen Identifikation der Schwingungsform erforderlich.

Da keine Dämpfung zwischen den Sensorpositionen existiert, sind die Schwingungen in Phase. Die Signale der Sensoren können somit zeitgleich bei maximaler Amplitude eines Sensors ausgewertet werden. Die so gewonnenen Werte bilden den Schwingungsvektor  $\vec{\zeta}_{\text{Regelung}}$ , welcher anschließend mit dem idealisierten Referenzvektor  $\vec{\phi}_{\text{Ref}}$  bei der Berechnung des MAC verglichen wird.

$$\vec{\phi}_{\text{Regelung}} = \begin{bmatrix} \text{Sensor 1} \\ \text{Sensor 2} \\ \text{Sensor 3} \\ \text{Sensor 4} \\ \text{Sensor 5} \end{bmatrix}$$

Wie in Abschnitt 4.2.4 dargelegt, beruht das MAC auf der Orthogonalität der Eigenvektoren. Aus diesem Grund stellt die starke Reduktion des erfassten Schwingungsvektors eine besondere Herausforderung dar. Bei Verwendung von fünf Sensoren – welche die Dimensionen des euklidischen Raums darstellen – können nur fünf orthogonale Vektoren existieren. Werden mehr als fünf Eigenmoden betrachtet, müssen manche Eigenvektoren zwangsläufig eine lineare Kombinationen anderer Eigenschwingungen sein und der MAC-Wert ist auch bei diesen ungleich null.

Zusammenfassend wird festgestellt, dass die Bewertung und Identifikation der Schwingungsform mithilfe des MAC möglich ist. Hierzu müssen mindestens fünf Schwingungssensoren an ausgewählten Positionen entlang der beiden Hauptachsen der Plattensonotroden angebracht und mit einem idealisierten Referenzvektor verglichen werden.

### 6.3.3 Schwingungsformregler

Aufgrund der geringen Anzahl an Schwingungssensoren ist der MAC-Wert für die alleinige Regelung ungeeignet. Stattdessen eignet sich der MAC-Frequenzgang, um die Anregung falscher Resonanzen in dem Frequenzbereich der gewünschten Eigenmode zu identifizieren und die Richtung der gesuchten Resonanz anzugeben.

Eine wichtige Voraussetzung hierfür ist die Asymmetrie des MAC-Frequenzgangs in der Umgebung der gesuchten Eigenmode. Diese Eigenschaft kann mithilfe der modalen Superposition (Gleichung 4.9) erklärt werden, bei welcher der Einfluss aller Eigenmoden bei jeder Frequenz berücksichtigt werden. Hierzu genügt eine Betrachtung des Nenners:

$$\omega_r^2 - \omega^2 + j2\zeta_r\omega_r\omega$$

Zunächst gilt für jede Eigenmode, dass sich ihr Anteil an der harmonischen Systemantwort – ausgehend von der jeweiligen Resonanz  $\omega_r$  – aufgrund des Terms  $\omega_r^2 - \omega^2$  bei Frequenzschritten in positive und negative Richtung symmetrisch abnimmt. Der zweite Teil des Nenners beinhaltet den Dämpfungsterm  $j2\zeta_r\omega_r\omega$ , welcher in erster Linie einer Begrenzung der maximalen Amplituden dient und mit der Frequenz leicht ansteigt.

Wird die Kombination zweier benachbarter Schwingungsmoden betrachtet, existieren drei Möglichkeiten. Die Anregungsfrequenz kann sich unter, zwischen oder über den beiden Frequenzen befinden. Während außerhalb der beiden Frequenzen der absolute Anteil beider Eigenmoden an der Systemantwort mit zunehmendem Abstand abnimmt, nimmt bei einer Veränderung der Anregung zwischen den Frequenzen der Anteil einer Mode zu und der andere ab. Bei einer Betrachtung der Systemantwort als Summe von Vektoren, nimmt somit zwischen den beiden Eigenmoden der absolute Einfluss einer Eigenmode zu, während außerhalb der Anteil beider Eigenmoden abnimmt.

Der Gradient des MAC-Frequenzgangs in einem zur gesuchten Schwingungsform benachbarten Minimum ist deshalb in dessen Richtung steiler als an der entfernten Seite.

Dank des Wissens über die Asymmetrie des MAC-Frequenzgangs kann die Schaltlogik des Zustandsautomaten aus Abbildung 37 konkretisiert werden. Wenn der MAC-Wert einen Grenzwert unterschreitet, soll der Schwingungsformregler die Anregungsfrequenz verändern und die gewünschte Schwingungsform wieder herstellen. Hierzu werden zunächst zwei Frequenzen unter- und oberhalb der aktuellen Anregungsfrequenz angesteuert und der lokale Gradient  $\frac{dMAC}{df}$  des MAC-Frequenzgangs gebildet. Basierend auf dieser Information kann mit einer einfachen linearen Suche die gewünschte Eigenmode gefunden werden: Ausgehend von der aktuellen Frequenz wird diese auf Basis des Gradienten in Richtung zunehmender MAC-Werte schrittweise verändert.

## 6 Entwurf einer frequenzflexiblen Regelung

Wenn zu einem beliebigen Zeitpunkt eine Verschlechterung des MAC-Werts auftritt, ist das Maximum überschritten und die Richtung der Suche muss umgedreht werden. Auf diese Art bleibt der Schwingungsformregler solange in der Umgebung der gewünschten Eigenform, bis die Amplitudenregelung wieder greift.

Der Wechsel der Suchrichtungen lässt sich, neben der rekursiven Berücksichtigung der MAC-Werte, über zwei Regler in einer schaltenden Regelung darstellen. Die Erweiterung des Zustandsautomaten aus Abbildung 37 führt somit zu dem neuen Zustandsautomat in Abbildung 39.

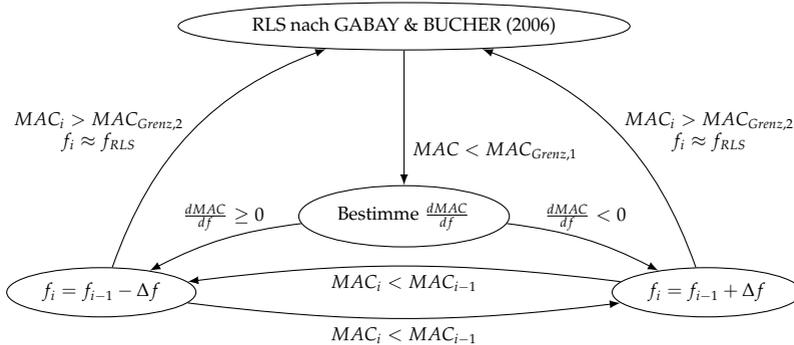


Abbildung 39: Erweiterter Zustandsautomat der schaltenden Regelung mit Ermittlung des Gradienten der MAC-Frequenz-Funktion und aufgeteiltem Schwingungsformregler für Suche in positive und negative Frequenzrichtung

Die entsprechende Erweiterung des Regelkreises um die beiden Schwingungsformregler „ $+\Delta f$ “ und „ $-\Delta f$ “ sowie den Schwingungsform-Vektor der fünf Fokussensoren  $\vec{\xi}_{Platte}$  resultiert in der vollständigen schaltenden Regelung gemäß Abbildung 40.

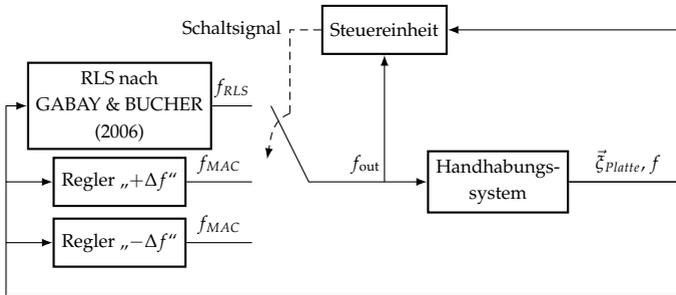


Abbildung 40: Vollständige schaltende Regelung für die berührungslose Handhabung

## 6.4 Fazit

Mithilfe der vorgestellten schaltenden Regelung kann der, durch die automatisierte Auslegung der Handhabungssysteme entstandenen, Unsicherheit bezüglich des elektrischen Systemverhaltens begegnet werden. Zusätzlich zu dem prozessbedingt adaptierten Resonance Tracking mit einem RLS-Algorithmus nach GABAY & BUCHER (2006) wurde erstmals eine Überwachung der Schwingungsform in eine Regelung integriert. Hierzu wurden geeignete Sensoren ausgewählt sowie deren benötigte Anzahl und Positionierung an einer Plattenonotrode theoretisch begründet. Die Auswertung der resultierenden Regelungsgröße wurde mithilfe strukturmechanischer Grundlagen hergeleitet. Die Regelung ist, aufgrund ihrer Allgemeingültigkeit, ohne strukturelle Anpassungen auf jedes mit der in Abschnitt 3 vorgestellten Methode ausgelegte, ultraschallbasierte berührungslose Handhabungssystem anwendbar.

Das entwickelte Regelungskonzept lässt ohne Zweifel Potenzial für weitere Untersuchungen, Optimierungen und Stabilitätsbetrachtungen. Die Anforderungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit, die Vollständigkeit (A 5) und die komponentenübergreifende Betrachtung (A 7) sind allerdings hinreichend erfüllt. Einerseits wird das Problem der Auslegung durch die adaptive Regelung nicht von der mechanischen in die elektrische oder regelungstechnische Domäne verlagert. Andererseits wird bei dem Entwurf der Regelung das Gesamtsystem berücksichtigt. Neben der Adaption der Regelung nach GABAY

## 6 Entwurf einer frequenzflexiblen Regelung

---

& BUCHER (2006) für industrielle Prozesse wird das unbekannte zeitvariante Verhalten des Gesamtsystems mit einbezogen.

Als Nachteile des vorgeschlagenen Regelungskonzepts ist der Bedarf einer leistungsfähigen Hardware zur echtzeitnahen Berechnung der Übertragungsfunktion – z. B. einem Field Programmable Gate Array (FPGA) – sowie der vergleichsweise große sensorische Aufwand zu nennen. Ein Großteil der ausgelegten Systeme wird in der Praxis voraussichtlich auch mit deutlich einfacheren Regelungen (z. B. der PLL) zuverlässig funktionieren.

## 7 Technische und wirtschaftliche Bewertung

### 7.1 Allgemeines

Nachdem alle zur vollständigen Durchführung der Auslegungsmethode erforderlichen Inhalte erarbeitet und vorgestellt wurden, wird die Methode in dem vorliegenden Kapitel technisch und wirtschaftlich bewertet. Zunächst wird in Abschnitt 7.2 die Auslegung am Beispiel eines 150-mm-Wafers durchgeführt. Anschließend wird das ausgelegte Handhabungssystem gefertigt und in Abschnitt 7.3 experimentell validiert.

Das entwickelte Regelungskonzept selbst kann im Rahmen dieser Arbeit nicht umgesetzt und validiert werden. Stattdessen wird in Abschnitt 7.4 der vorgeschlagene Schwingungsformregler anhand von Simulationsdaten diskutiert und dessen Funktionsweise plausibilisiert.

Für die spätere Anwendung der erarbeiteten Methode in der produzierenden Industrie ist eine Betrachtung der Wirtschaftlichkeit von großer Bedeutung. Hierfür wird in Abschnitt 7.5 ein Vergleich eines Ultraschallsystems nach der neu entwickelten Methode mit einem konventionell ausgelegten Ultraschallsystem und einem aerostatischen Lager angestellt. Im Fazit (Abschnitt 7.6) werden die Anforderungen an die Auslegungsmethode aus Abschnitt 3.2.1 aufgegriffen und deren Erfüllung bewertet.

### 7.2 Automatisierte Auslegung eines Handhabungssystems

Zum Zweck der technischen Bewertung der entwickelten Auslegungsmethode soll ein ultraschallbasiertes berührungsloses Handhabungssystem ausgelegt werden. Hierbei kommen die in Abschnitt 4.4 vorgestellten Modelle und die in Abschnitt 5 ausgewählten Optimierungsalgorithmen zum Einsatz. Das systemübergreifende Vorgehen beginnt mit der *Analyse der Handhabungsaufgabe* (Schritt

## 7 Technische und wirtschaftliche Bewertung

---

1, Abschnitt 3.4.2). Als Werkstück wird ein Dummy-Wafer mit einem Durchmesser von 150 mm und einer Masse von 27 g, entsprechend einer Gewichtskraft von 0,265 N, ausgewählt. Dabei handelt es sich um ein formstabiles, luftundurchlässiges Werkstück mit hoher Ebenheit. Als Prozess wird das Halten ohne Transport ausgewählt. Die Umgebung ist normale Luft bei Raumtemperatur. Es werden keine besonderen Anforderungen an die zu verwendenden Werkstoffe und den Bauraum gestellt. Für die Plattensonotrode wird eine gegenüber dem Werkstück etwas größere Kantenlänge von 160 mm im Quadrat als Abmessung des Handhabungssystems festgelegt.

Bei dem zweiten Schritt, der *Berechnung der Squeezefilm-Levitation*, müssen zunächst Annahmen für die Plattensonotrode und deren Schwingung getroffen werden. Bei etwa drei Wellenlängen pro Richtung ergibt die Abmessung des Handhabungssystems eine Wellenlänge der unendlichen Platte  $\lambda_\infty$  von 53,3 mm. Das zur Verfügung stehende Halbzeug aus Aluminium EN AW 5083 hat eine Dicke von 6 mm. Die FE-Simulation der Biegeschwingung eines Elements einer unendlichen Platte mit der Kantenlänge  $\frac{\lambda_\infty}{2} = 26,65$  mm ergibt eine Eigenfrequenz von 36,3 kHz.

Für die Schwingung wird ferner eine initiale Schwingungsamplitude von 2  $\mu\text{m}$  bei einer Spalthöhe von 50  $\mu\text{m}$  festgelegt. Bei der CFD-Simulation einer zweidimensionalen Balkenschwingung ergibt sich daraus eine Tragkraft pro Mittelelement von 0,069 N (3D: 0,058 N). Bei einer Überdeckung des Wafers von (mindestens) 12 Mittelelementen ergibt dies eine zu hohe Tragkraft von 0,83 N (3D: 0,7 N). Mit dem MATLAB-Algorithmus „fminbd“<sup>71</sup> wird anschließend die Schwingungsamplitude auf 1,3  $\mu\text{m}$  reduziert, was zu einer Tragkraft von 0,028 N (3D: 0,024 N) pro Mittelelement und einer Gesamttragkraft von 0,336 N (3D: 0,288 N) führt. Der Optimierungsalgorithmus benötigt hierzu vier Iterationen und 9 Minuten.

Der nächsten Schritt (Schritt 3, Abschnitt 3.4.5) umfasst die *Auslegung der Plattensonotrode*. Als Halbzeug wird eine spannungsarme Aluminiumplatte der Legierung EN AW 5083 mit einer Stärke von 6 mm verwendet. Als Ausgangswerte für die Designparameter werden Kantenlängen von 160 mm, ein Eckversatz von 0 mm und ein Eckradius von 3 mm vorgegeben. Die Optimierung mit

---

<sup>71</sup>Der Algorithmus fminbd basiert auf einer Goldenen-Schnitt-Suche mit einer parabolischen Interpolation.

dem Innere-Punkte-Algorithmus benötigt für den MAC-Wert 567 Minuten und anschließend für die Frequenz weitere 409 Minuten. Die resultierende Plattensonotrode ist in Abbildung 41 dargestellt und besitzt bei der Eigenfrequenz von 36,3 kHz einen MAC-Wert von 0,896. Die resultierenden Kantenlängen sind mit 151,5 mm noch geringfügig größer als das Werkstück. Der Eckversatz der Plattensonotrode beträgt 1,3 mm und der Eckradius 3,3 mm.

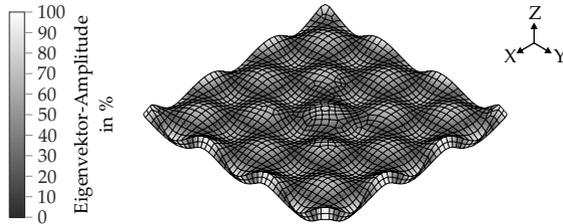


Abbildung 41: Visualisierung der Schwingungsform der ausgelegten Plattensonotrode bei der Ziel-Eigenfrequenz von 36,3 kHz

Die anschließende *Auslegung des Ultraschallschwingers* (Schritt 4, Abschnitt 3.4.6) erfolgt mit den in Abschnitt 4.4.4 verwendeten Piezokeramiken aus dem Werkstoff PIC181. Als Werkstoff für die Vor- und Endmasse dient die Aluminiumlegierung EN AW 5083. Der Gewindestift aus Titan zur Anbindung der Stabsonotrode wird als zur Hälfte eingeschraubt berücksichtigt. Die Optimierung wird mit dem SA durchgeführt, wobei der Designvektor aufgrund des verfügbaren Halbzeugs eingeschränkt wird. Die Außendurchmesser der Vor- und Endmasse werden auf 30 mm festgelegt. Die Optimierung dauerte insgesamt 45,8 Minuten und resultierte in den folgenden Werten.

$$\vec{X}_{LBT} = \begin{bmatrix} \text{Schraubenlänge} \\ \text{Vormasse Gesamtlänge} \\ \text{Vormasse Gewindelänge} \\ \text{Endmasse Gesamtlänge} \\ \text{Endmasse Absatzlänge} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 40,3 \\ 23,7 \\ 15,8 \\ 20,0 \\ 8,1 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

In Abbildung 42 a) ist die Schwingungsform des LBT bei der gewünschten Eigenfrequenz von 36,3 kHz dargestellt. Mit der harmonischen Simulation und einem Dämpfungsfaktor von  $\zeta_r = 1\%$  kann der Amplituden-Frequenzgang in

## 7 Technische und wirtschaftliche Bewertung

Abbildung 42 c) bestimmt werden. Die Schwingungsamplitude des LBT beträgt dabei in Resonanz  $0,0138 \mu\text{m}/\text{V}$ .

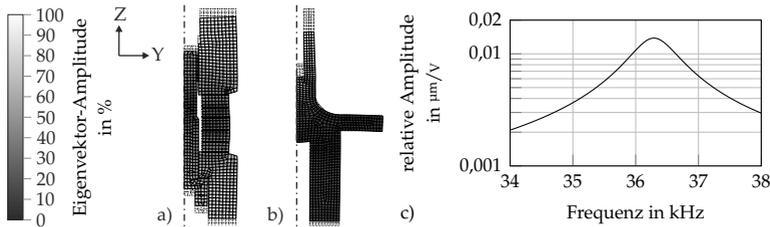


Abbildung 42: Visualisierung der Schwingungsform bei der Ziel-Eigenfrequenz von  $36,3 \text{ kHz}$  a) des Ultraschallschwingers und b) der Stabsonotrode c) Simulierter Amplituden-Frequenzgang des Ultraschallschwingers mit einem Dämpfungsfaktor von  $1 \%$

Als letzte Komponente wird in Schritt 5 (Abschnitt 3.4.7) die *Stabsonotrode ausgelegt*. Aufgrund der geringen erforderlichen Amplitude an der Plattensonotrode von  $1,3 \mu\text{m}$  ist kein Verstärkungsfaktor erforderlich. Um die Potenziale der Optimierung aufzeigen zu können, wird dennoch ein hoher Verstärkungsfaktor von fünf angestrebt. Als Werkstoff wird die Aluminiumlegierung EN AW 5083 ausgewählt. Die Gewindestifte aus Titan werden an beiden Enden der Stabsonotrode berücksichtigt. Die Optimierung mit dem SA dauerte  $128,2$  Minuten und resultierte in dem folgenden Designvektor:

$$\vec{x}_{StSo} = \begin{bmatrix} \text{Gesamtlänge} \\ \text{Länge 1} \\ \text{Außendurchmesser 1} \\ \text{Radius} \\ \text{Gewindetiefe 1} \\ \text{Gewindetiefe 2} \\ \text{Flanschdicke} \\ \text{Flanschdurchmesser} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 76,5 \\ 37,6 \\ 12,2 \\ 9,4 \\ 19,4 \\ 29,8 \\ 5,2 \\ 60,0 \end{bmatrix} \text{ mm}$$

Die Schwingungsform der Stabsonotrode bei der Eigenfrequenz von  $36,3 \text{ kHz}$  kann Abbildung 42 b) entnommen werden. Die Amplitudenverstärkung der Stabsonotrode alleine beträgt  $5,75$ .

Zuletzt werden in Schritt 6 (Abschnitt 3.4.8) die zuvor ausgelegten Komponenten zu dem gesamten *Handhabungssystem* zusammengefügt, um die Einflüsse der Schnittstellen bewerten zu können. Die modale Simulation benötigt 17 Minuten und liefert bei einer Eigenfrequenz von 36,062 kHz die in Abbildung 43 dargestellte Schwingungsform. Das Amplitudenverhältnis zwischen dem zentralen Schwingungsbau auf der Plattensonotrode und der Endmasse beträgt 5,88. Da die Abweichungen gegenüber den Zielwerten somit geringer als 1 % sind, wird keine weitere Optimierung durchgeführt.

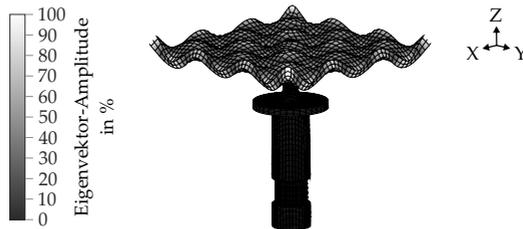


Abbildung 43: Visualisierung der Schwingungsform des simulierten Gesamtsystems bei 36,06 kHz

Aufgrund des hohen Automatisierungsgrads ist lediglich die Festlegung der Startbedingungen und Werkstoffe erforderlich. Die Überführung der Simulationsergebnisse in Konstruktionszeichnungen ist mithilfe parametrisierter Modell kein nennenswerter Aufwand und könnte ebenfalls automatisiert werden. Inklusiv der Analyse der Handhabungsaufgabe benötigt der verantwortliche Prozessingenieur bei einer großzügigen Schätzung etwa eine Stunde für die gesamte Auslegung. Die Rechenzeit zur Auslegung des gesamten Handhabungssystems benötigt in dem vorliegenden Beispiel 1176 Minuten.

## 7.3 Validierung

Für die Validierung der Methode wurde das in Abschnitt 7.2 ausgelegte System gefertigt. Zunächst wurden der LBT und die Stabsonotrode aufgebaut und gemeinsam mit dem Laser-Doppler-Vibrometer vermessen. Die Amplitudenfrequenzgänge für die Messung an den Stirnflächen der beiden Komponenten

## 7 Technische und wirtschaftliche Bewertung

ist in Abbildung 44 dargestellt. Der Messaufbau entsprach dabei dem aus Abschnitt 4.4.4.

Die resultierende Eigenfrequenz von 36,40 kHz lagen dabei 100 Hz (0,28 %) neben der berechneten Frequenz. Zudem betrug das Verhältnis der Amplitude von LBT und Stabsonotrode 0,022  $\mu\text{m}/\text{V}$  zu 0,144  $\mu\text{m}/\text{V}$  und der Verstärkungsfaktor somit mit 6,47 sogar mehr als die berechneten 5,75.

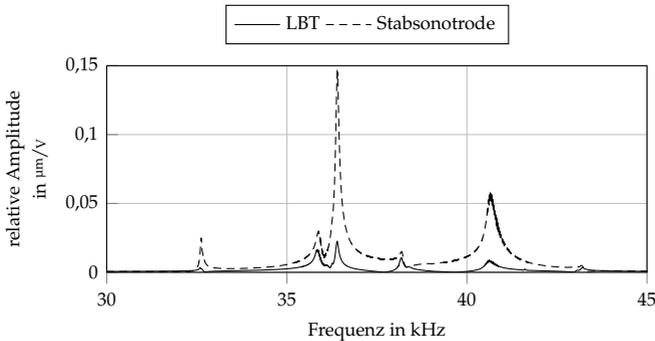


Abbildung 44: Messung der Amplituden-Frequenzgänge an den Stirnseiten von LBT und Stabsonotrode

Bei Hinzufügen der dritten Komponente, der Plattensonotrode, sank die Eigenfrequenz auf 36,07 kHz. Verglichen mit der Simulation des Gesamtmodells verringerte sich die gemessene Frequenz um 8 Hz, was eine Abweichung von 0,02 % bedeutet. Der Fehler zur Zielfrequenz war mit 230 Hz (0,67 %) ebenfalls gering. Die Amplitude, sowohl an der Plattensonotrode, als auch an dem LBT reduzierte sich auf 0,044  $\mu\text{m}/\text{V}$  respektive 0,016  $\mu\text{m}/\text{V}$ . Neben einer Verringerung des Verstärkungsfaktors entsprach dies vor allem einer Steigerung der Dämpfung. Die erreichte Amplitude des Ultraschallschwingers übertrifft hierbei leicht die aus der harmonischen Simulation der Auslegung in Abbildung 42 c). Abbildung 45 zeigt den gemessenen Amplituden-Frequenzgang im Zentrum der Plattensonotrode.

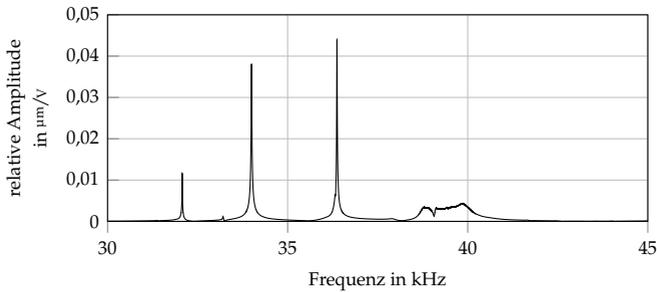


Abbildung 45: Messung der Amplituden-Frequenzgänge an der Plattensonotrode für das montierte Handhabungssystem

Für die Validierung der Schwingungsform wurde eine Vermessung des gesamten Ultraschallsystems mit einem Dreidimensionalen-Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer vom Typ *PSV-400-3D* der Firma *Polytec* durchgeführt. Die Anregung des Systems erfolgte mittels linearer Frequenzsweeps von 20 kHz bis 40 kHz mit einer Anregungsspannung von 5 V. Auf der Plattensonotrode wurde die Geschwindigkeit der Plattenoberfläche in allen drei Raumrichtungen in einem gleichmäßigen Raster von 35 mal 35 Messpunkten gemessen. Um die Signalqualität zu steigern, wurde die Plattensonotrode mit einem speziellen Reflektorlack beschichtet.

Die Auswertung der Messergebnisse bestätigte die Eigenfrequenzen der Messung mit dem Eindimensionalen-Laser-Doppler-Vibrometer. Die Amplitude an den Schwingungsbäuchen sank auf  $0,0334 \mu\text{m}/\text{v}$ . Eine grafische Darstellung der einzelnen Messpunkte ergibt das in Abbildung 46 a) dargestellte Schwingungsmuster. Die hohe Übereinstimmung mit den Ergebnissen der modalen Simulation in Abbildung 46 b) können anhand des MAC-Kriteriums mit einem Wert von 0,94 belegt werden.

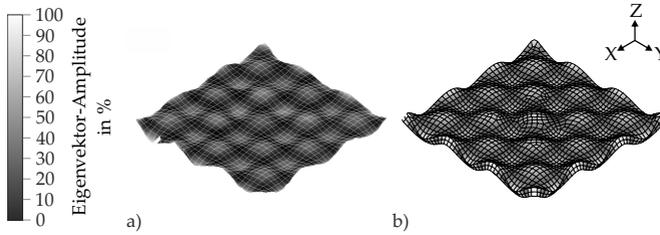


Abbildung 46: Gegenüberstellung der Plattenschwingung bei 36,07 kHz aus a) Experiment und b) Simulation

Beim späteren Einsatz der Handhabungssysteme werden größere Amplituden und somit Anregungsspannungen benötigt. Da insbesondere die Piezoaktoren nichtlineare Eigenschaften besitzen, wurde die Messung der Schwingungsform abschließend mit prozessnahen Anregungsbedingungen wiederholt. Hierzu wurde das Anregungssignal mithilfe eines Spannungsverstärkers auf 100 V erhöht. Die maximale Amplitude an den Schwingungsbäuchen betrug dabei  $1,26 \mu\text{m}$ , was einer relativen Schwingungsamplitude von  $0,0126 \mu\text{m}/\text{V}$  entspricht. In der Form der Plattenschwingung waren keine Veränderungen nachweisbar.

Einen zusammenfassenden Überblick über die berechneten und gemessenen Eigenfrequenzen gibt Tabelle 6.

Tabelle 6: Zusammenfassung der Validierungsergebnisse

| Messung                          | Eigenfrequenz in kHz |            | Amplitude                 |             |
|----------------------------------|----------------------|------------|---------------------------|-------------|
|                                  | Simulation           | Experiment | in $\mu\text{m}/\text{V}$ | Verstärkung |
| LBT + StSo<br>(9 V, 1D-LDV)      | 36,300               | 36,400     | 0,144                     | 5,75        |
| Gesamtssystem<br>(5 V, 1D-LDV)   | 36,062               | 36,070     | 0,044                     | 2,75        |
| Gesamtssystem<br>(5 V, 3D-LDV)   | 36,062               | 36,070     | 0,0344                    | 2,15        |
| Gesamtssystem<br>(100 V, 3D-LDV) | 36,062               | 36,070     | 0,0126                    | 2,15        |

Als einzige signifikante Abweichung zwischen Simulation und Experiment ist die Schwingungsamplitude an der Plattensonotrode und der daraus resultierende Verstärkungsfaktor der erzeugten Ultraschallschwingung zu nennen. Eine mögliche Ursache hierfür ist die Vernachlässigung der Aufhängung des Systems in der Simulation. Der zu geringe Verstärkungsfaktor kann für das ausgelegte System über eine Erhöhung der Anregungsspannung ausgeglichen werden. Hierbei müssen die nichtlinearen Piezoeigenschaften berücksichtigt werden, sodass für eine Schwingungsamplitude von  $1,3\ \mu\text{m}$  eine Anregungsspannung von knapp über  $100\ \text{V}$  erforderlich sind. Das ausgelegte Handhabungssystem konnte den zu Beginn von Abschnitt 7.2 gewählten Wafer ohne Einschränkungen halten. Wie in Abbildung 47 dargestellt, ist ein leichter dunkler Spalt zwischen dem Wafer und der Plattensonotrode zu erkennen. Die Höhe des Spalts und ob der Wafer im Inneren des Spalts aufliegt, lässt sich optisch hingegen nicht ermitteln. Bei den Experimenten war ab einer Spannung von  $30\ \text{V}$  eine deutliche Abnahme der Reibung zu spüren und ab  $75\ \text{V}$  eine freie Bewegung des Wafers zu beobachten.

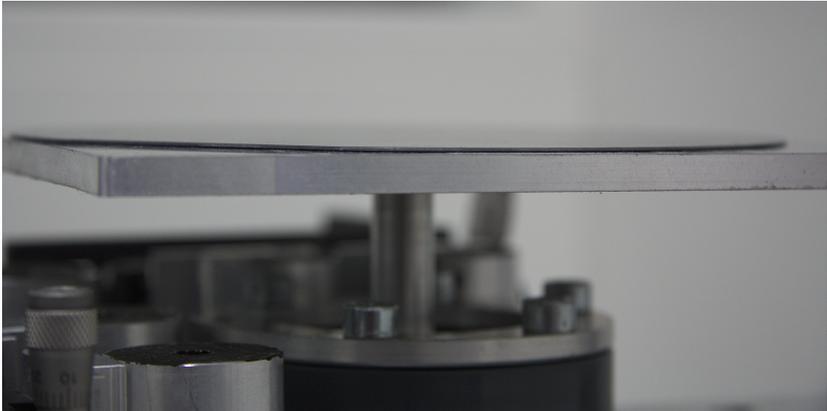


Abbildung 47: Foto des schwebenden Wafers bei einer Anregungsspannung von  $100\ \text{V}$

## 7.4 Plausibilisierung des Schwingungsformreglers

Da der vorgestellte Schwingungsformregler lediglich konzeptionell ausgearbeitet wurde, ist eine umfangreiche Validierung im Rahmen der vorliegenden

## 7 Technische und wirtschaftliche Bewertung

Arbeit nicht möglich. Um dennoch das Funktionsprinzip bewerten zu können, soll dieses im Folgenden anhand von Simulationsdaten überprüft werden.

Hierzu wird zunächst eine FE-Simulation einer Plattensonotrode durchgeführt. Dabei werden ab einer Frequenz von 20 kHz die ersten 30 Eigenmoden berechnet. In Abbildung 48 sind auf der gesuchte Plattenschwingung bei 33,3 kHz die Positionen der fünf Sensoren eingezeichnet.

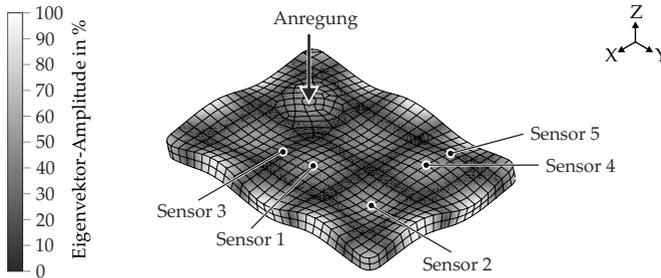


Abbildung 48: Positionierung der fünf Sensoren zur Erfassung der Schwingungsform einer Plattensonotrode, dargestellt in der gesuchten Eigenmode bei 33,3 kHz

Für die Positionen dieser Sensoren werden anschließend mittels modaler Superposition in dem Frequenzbereich von 20 kHz bis 50 kHz in Schritten von 3 Hz die Nachgiebigkeits-Frequenzgänge bei harmonischer Kraftanregung simuliert. Der dabei verwendete Dämpfungsfaktor<sup>72</sup>  $\zeta_r$  entspricht den in Abschnitt 4.4.4 ermittelten 0,1 %.

Die so synthetisierten Signale der einzelnen Sensoren sind in Abbildung 49 a) dargestellt. Die gesuchte Eigenmode bei 33,3 kHz ist mit einer gestrichelten Linie markiert.

Wie den Frequenzgängen der Sensoren 1, 2 und 4 entnommen werden kann, ist die gesuchte Eigenmode bezüglich der Amplitude dominant. Lediglich bei

<sup>72</sup>Der Dämpfungsfaktor selbst hat keinen Einfluss auf die folgenden Überlegungen und Berechnungen, da mit ihm alle Eigenmode gleich stark gedämpft werden. Die Verwendung einer moden- oder frequenzabhängigen würde die Ergebnisse hingegen verändern.

## 7.4 Plausibilisierung des Schwingungsformreglers

20,9 kHz hat Sensor 1 und bei 24,1 kHz und 25,6 kHz haben die Sensoren 2 und 4 ähnlich hohe Amplituden.

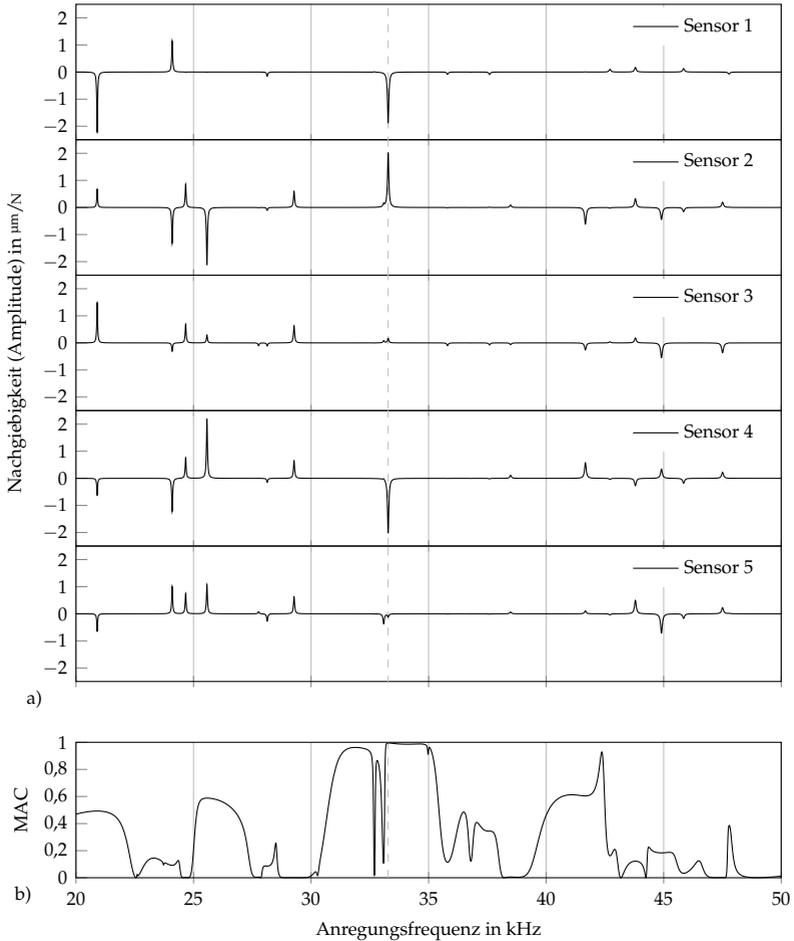


Abbildung 49: a) Nachgiebigkeit-Frequenzgänge an den fünf Sensorpositionen bei harmonischer Kraftanregung und b) der MAC-Frequenzgang bei Vergleich mit dem Referenzvektor

Interessant ist zudem der Vergleich der Verläufe der Sensoren 2 und 4. Die achsensymmetrische Anordnung auf der Plattensonotrode spiegelt sich in dem betragsmäßig gleichen Verlauf wider. Lediglich am Vorzeichen sind bei manchen Frequenzen Abweichungen zu erkennen. In Bezug auf die Sensorpositionierung ist somit eine asymmetrische Anordnung (wie bei den Sensoren 1 und 2) zu bevorzugen, da durch diese mehr Informationen gewonnen werden können.

Weitere Analysen sind möglich, wenn für alle Frequenzen im betrachteten Frequenzbereich der Schwingungsvektor aus den fünf Sensorsignalen synthetisiert wird und mit dem Referenzeigenvektor  $\vec{\phi}_{\text{Ref}} = \{1 \ -1 \ 0 \ 1 \ 0\}^T$  der MAC-Frequenzgang (Abbildung 49 b)) gebildet wird. Neben dem globalen Maximum bei der gesuchten Eigenmode (33,3 kHz) existieren weitere Frequenzen mit lokalen Maxima (z. B. bei 25,4 kHz und 42,8 kHz). Dies ist auf den bezüglich der Dimension stark reduzierten Schwingungsvektoren und der daraus resultierenden linearen Abhängigkeit von Eigenvektoren zurückzuführen.

Zwar ist der MAC-Wert im Bereich der gesuchten Schwingungsform in dem Bereich von 31,7 kHz bis 36,1 kHz meistens über einem Wert von 0,8, bei falschen Eigenmoden fällt der MAC-Wert allerdings unter einen Wert von 0,2 ab (Abbildung 49 b)). Lokale Minima des MAC-Verlaufs können bei 32,7 kHz, 33,1 kHz, 35,0 kHz und 35,8 kHz beobachtet werden. In den Nachgiebigkeits-Frequenzgängen der Sensoren in Abbildung 49 a) können diese Frequenzen als kleine Eigenmoden identifiziert werden.

Somit wird ersichtlich, dass sich der MAC-Frequenzgang als Regelgröße für einen Schwingungsformregler eignet. Bei korrekter Platzierung der Schwingungssensoren können falsche Moden im Bereich der gesuchten Schwingungsform zuverlässig identifiziert werden.

### 7.5 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Neben dem eingangs erwähnten Vertrauen des Produktionsplaners in die Zuverlässigkeit der ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungssysteme, ist deren Wirtschaftlichkeit essentiell für ihren Einsatz. Da die Handhabung nie wertschöpfend ist, können Handhabungslösungen keinen Beitrag zu den Erträgen liefern. Solange die Produktivität des restlichen Produktionssystems

nicht beeinträchtigt wird<sup>73</sup>, genügt es bei der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung somit die direkten und indirekten Kosten der Handhabungssysteme in einer *Kostenvergleichsrechnung* zu betrachten.

Für die folgende Kostenvergleichsrechnung werden exemplarisch drei Transportstrecken für Wafer verglichen:

- ein aerostatisches Luftlager,
- ein konventionell ausgelegtes, ultraschallbasiertes berührungsloses Handhabungssystem (konv. US-System) und
- ein nach der automatisierten Auslegungsmethode (aut. US-System) generiertes System.

Die Kosten der Systeme sind teilweise abhängig von deren Größe. Aus diesem Grund wird im Folgenden zwischen längenunabhängigen Kosten (fixen Kosten) und längenabhängigen Kosten (variablen Kosten) unterschieden.

Bei allen drei Alternativen muss der Vortrieb über zusätzliche Kinematiken realisiert werden, weshalb diese nicht in die Betrachtung einfließen. Der Einsatz der Systeme findet in Reinräumen statt. Die Abschreibung aller Systeme erfolgt über sieben Jahre. In dieser Zeit werden alle drei Transportstrecken als wartungsfrei angenommen.

Die Grundlage der Berechnung bilden die unternehmensspezifischen Kalkulationswerte in Tabelle 7. Diese Werte werden sowohl für die Fertigung der Handhabungssysteme als auch für deren Betrieb zugrunde gelegt. Da diese beiden Schritte in unterschiedlichen Unternehmen stattfinden, wird zur Vereinfachung der Kalkulation davon ausgegangen, dass die Transportstrecken mit einem Gewinnaufschlag von 15 % an den Endkunden verkauft werden. In beiden Unternehmen wird für die Fertigung ein Arbeitszeitmodell mit zwei Schichten zu je 40 Stunden über 48 Wochen angenommen.

Die Auslegung und Montage der Transportsysteme erfolgt in einer einzigen Schicht. Die korrekte Auslegung wird durch einen Ingenieur sichergestellt. Die Konstruktion, Montage und Anpassung der Ultraschallsysteme kann von einem Techniker durchgeführt werden. Die Bedienung der Betriebsmittel zur

---

<sup>73</sup>Dies bedeutet auch, dass die zu vergleichenden Handhabungssysteme die benötigte Förderleistung bereitstellen und keinen unterschiedlichen Ausschuss erzeugen.

## 7 Technische und wirtschaftliche Bewertung

---

Fertigung erfolgt durch Facharbeiter.

Die Druckluftkosten sind unter der Annahme, dass aufgrund ausreichender Kapazitäten keine zusätzlichen Kompressoren und Leitungen benötigt werden und zudem keine Leckagen auftreten, wohlwollend abgeschätzt. Die erforderliche Aufbereitung für die Reinraumumgebung ist in diesen Kosten ebenfalls mit einem konservativen Energie-Aufschlag berücksichtigt.

*Tabelle 7: Unternehmensspezifische Kalkulationswerte zur Kostenvergleichsrechnung*

| Bezeichnung   | Einheit          | Wert |
|---|------------------|------|
| Materialgemeinkostenzuschlagssatz                   | %                | 5    |
| Fertigungsgemeinkostenzuschlagssatz                 | %                | 8    |
| Verwaltungs- und Vertriebsgemeinkostenzuschlagssatz | %                | 6    |
| Kalkulatorischer Zinssatz                           | %                | 5    |
| Gewinnaufschlag                                     | %                | 15   |
| Betriebsstunden Auslegung                           | h/a              | 1920 |
| Betriebsstunden Fertigung                           | h/a              | 3840 |
| Betriebsstunden Montage                             | h/a              | 1920 |
| Lohnkosten Facharbeiter (inkl. Lohnnebenkosten)     | €/h              | 38   |
| Lohnkosten Techniker (inkl. Lohnnebenkosten)        | €/h              | 43   |
| Lohnkosten Ingenieur (inkl. Lohnnebenkosten)        | €/h              | 55   |
| Energiekosten                                       | €/kWh            | 0,15 |
| Druckluftkosten (für Reinraum aufbereitet)          | €/m <sup>3</sup> | 0,03 |

Für die Auslegung, Fertigung und Montage der Transportstrecken werden diverse Betriebsmittel benötigt. Damit diese in der Kostenkalkulation angemessen berücksichtigt werden können, werden die Stundensätze benötigt. Nach KAESLER (2013) wird der Maschinenstundensatz aus dem Quotienten von maschinenabhängigen Kosten und der Maschinenlaufzeit bestimmt. Zu den maschinenabhängigen Kosten zählen dabei unter anderem die kalkulatorischen Abschreibungen und Zinsen, die Instandhaltungs-, Energie- und Raumkosten sowie die maschinenabhängigen Personalkosten. Bei letzteren wird im vorliegenden Beispiel davon ausgegangen, dass ein Facharbeiter stets zwei Maschinen betreut und somit nur mit den halben Lohnkosten berücksichtigt wird. Die Berechnung der Maschinenstundensätze wird in Tabelle 8 auf die Montage- und Simulationsarbeitsplätze übertragen, wobei die jährlich anfallenden Li-

zenzkosten für die Simulationssoftware unter den Betriebskosten angesetzt werden.

*Tabelle 8: Berechnung der Maschinenkostensätze*

| Bezeichnung              | Einheit        | Drehmaschine | Fräsmaschine | Arbeitsplatz Montage | Arbeitsplatz Messen | Arbeitsplatz Simulation |
|--------------------------|----------------|--------------|--------------|----------------------|---------------------|-------------------------|
| Belegungszeit            | h/a            | 3840         | 3840         | 1920                 | 1920                | 8050                    |
| Wiederbeschaffungswert   | T€             | 250          | 350          | 10                   | 50                  | 8                       |
| Abschreibungsdauer       | a              | 6            | 7            | 5                    | 5                   | 3                       |
| Raumbedarf               | m <sup>2</sup> | 20           | 30           | 10                   | 10                  | 6                       |
| Jährliche Raumkosten     | €/a            | 144          | 144          | 180                  | 180                 | 180                     |
| Leistungsaufnahme        | kW             | 4            | 7            | 1                    | 2                   | 1                       |
| Betriebs- / Lizenzkosten | T€/a           | 3            | 10           | 1                    | 4                   | 60                      |
| Lohnkosten               | €/h            | 19           | 19           | 43                   | 43                  | 0                       |
| Stundensatz              | €/h            | 32,52        | 37,45        | 47,94                | 53,00               | 8,09                    |

Im Gegensatz zu den anderen Betriebsmitteln wird der Simulationsrechner nahezu ohne Unterbrechung, auch in Abwesenheit von Bedienern, betrieben (Annahme: 23 Stunden pro Tag an 350 Tage pro Jahr). Aus diesem Grund sind in dem Stundensatz des *Arbeitsplatz Simulation* keine Lohnkosten enthalten. Diese müssen im nächsten Schritt, der Berechnung der Auslegungs- und Fertigungskosten hinzugefügt werden.

Bei der Auslegung des Luftlagers ist weder eine Simulation noch eine nachträgliche experimentelle Anpassung erforderlich. Das ultraschallbasierte berührungslöse Handhabungssystem nach konventioneller Auslegung benötigt ebenfalls keine Simulation. Die Konstruktion erfolgt, wie bei dem Luftlager, auf Basis vorhandenen Expertenwissens. Für die Anpassung der einzelnen Komponenten werden zahlreiche Iterationen angesetzt. Insbesondere die Bestimmung der Eigenmoden und die Nachbearbeitung der Plattensonotrode ist hierbei mit

## 7 Technische und wirtschaftliche Bewertung

---

größeren Aufwänden verbunden. In dem vorliegenden Beispiel wird davon ausgegangen, dass die Anpassungen in mehreren kleinen Schritten erfolgen, um zu starken Materialabtrag und die daraus folgende Neufertigung zu vermeiden. Für die automatisierte Auslegung muss der Ingenieur die Modelle initial parametrieren und die Randbedingungen festlegen. Nach der automatisierten Simulation ohne Benutzerinteraktion müssen die Ergebnisse lediglich in parametrisierte Konstruktionsmodelle übernommen werden. Als Grundlage für die Zeiten in Tabelle 9 dienen die Erfahrungen aus früheren Forschungsprojekten sowie die Simulationszeiten aus Abschnitt 7.2.

Tabelle 9: Berechnung der Auslegungskosten

| Bezeichnung               | Einheit | Luftlager | US-System |        |
|---------------------------|---------|-----------|-----------|--------|
|                           |         |           | konv.     | aut.   |
| Parametrierung Modell     | min     | 0         | 0         | 10     |
| Automatisierte Simulation | min     | 0         | 0         | 1176   |
| Konstruktion              | min     | 60        | 60        | 10     |
| Messungen Eigenfrequenz   | min     | 0         | 180       | 0      |
| Nacharbeit Drehen         | min     | 0         | 60        | 0      |
| Nacharbeit Fräsen         | min     | 0         | 240       | 0      |
| Auslegungskosten          | €       | 55,00     | 396,36    | 175,86 |

Die Kosten für Fertigung und Montage in Tabelle 10 hängen im Wesentlichen von der Länge der Transportstrecke ab. Aus diesem Grund wird bei der Berechnung der Fertigungskosten im Folgenden ein fixer und einen längenabhängiger Anteil unterschieden. Für die Abschätzung der Werkstoffkosten wird das Anwendungsbeispiel aus Abschnitt 7.2, der Transport eines Wafers mit 150 mm, beibehalten. Der Abstand der Druckluftbohrungen (Durchmesser 0,5 mm) wird mit 10 mm festgelegt, was 1500 Löcher pro Meter bedingt. Für das Bohren werden 5 Sekunden, für die Montage der Drucklufttechnik 10 Sekunden pro Bohrung veranschlagt.

Das im Rahmen dieser Arbeit erarbeitete Regelungskonzept wird in dieser Wirtschaftlichkeitsbetrachtung nicht berücksichtigt, da bisher keine Umsetzung auf industrietauglicher Hardware stattgefunden hat. Stattdessen wird für die Regelung ein einfacher PLL-Regler mit einer integrierten Leistungsverstärkung als Zukaufkomponente berücksichtigt.

*Tabelle 10: Berechnung der Fertigungskosten*

| Bezeichnung                  | Einheit | Luftlager | US-System |         |
|------------------------------|---------|-----------|-----------|---------|
|                              |         |           | konv.     | aut.    |
| Aluminium Platte             | €/m     | 20        | 20        | 20      |
| Aluminium Stabsonotrode      | €       | 0         | 4         | 4       |
| Aluminium LBT                | €       | 0         | 1,5       | 1,5     |
| Isolator                     | €       | 0         | 25        | 25      |
| Piezokeramiken               | €       | 0         | 50        | 50      |
| Druckluftkomponenten         | €       | 150       | 0         | 0       |
| Regelungshardware            | €       | 0         | 2000      | 2000    |
| Kleinteile (z. B. Schrauben) | €       | 0         | 2         | 2       |
| Drehmaschine                 | min     | 0         | 60        | 60      |
| Fräsmaschine                 | min     | 30        | 30        | 30      |
|                              | min/m   | 0,5       | 0,5       | 0,5     |
| Bohren                       | min/m   | 125       | 2         | 2       |
| Montage                      | min     | 0         | 10        | 10      |
|                              | min/m   | 250       | 0         | 0       |
| Fixe Fertigungskosten        | €       | 20,22     | 2251,95   | 2251,95 |
| Variable Fertigungskosten    | €/m     | 478,84    | 21,34     | 21,34   |

Während des Betriebs fallen bei dem Luftlager ausschließlich Kosten für die verbrauchte Druckluft an. Auf Basis der Veröffentlichung von DAHROUG et al. (2015) wird ein Volumenstrom von  $0,15 \text{ m}^3/\text{min}\cdot\text{m}$  Luft unter Standardbedingungen angenommen. Für die ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungssystemen wird elektrische Energie benötigt. Diese kann in eine Grundlast für die Regelungshardware und einen längenabhängigen Anteil zur Deformation der Plattensonotrode aufgeteilt. Bei dem automatisiert ausgelegten und optimierten System ist aufgrund der geringeren mechanischen Verluste mit einem reduzierten Energieverbrauch zu rechnen. Die resultierenden Betriebskosten sind in Tabelle 11 zusammengefasst.

## 7 Technische und wirtschaftliche Bewertung

Tabelle 11: Berechnung der Betriebskosten

| Bezeichnung             | Einheit               | Luftlager | US-System |       |
|-------------------------|-----------------------|-----------|-----------|-------|
|                         |                       |           | konv.     | aut.  |
| Leistungsaufnahme       | kW                    | 0         | 0,5       | 0,5   |
|                         | kW/m                  | 0         | 0,5       | 0,4   |
| Druckluft ( $I_s$ )     | m <sup>3</sup> /min/m | 150       | 0         | 0     |
| Fixe Betriebskosten     | €/h                   | 0         | 0,075     | 0,075 |
| Variable Betriebskosten | €/h/m                 | 0,27      | 0,075     | 0,06  |

Schließlich kann mit den Investitionskosten und den Betriebskosten die Kostenvergleichsrechnung durchgeführt werden. Zu den Abschreibungskosten kommen dabei die kalkulatorischen Zinskosten und Betriebskosten. Die resultierenden Gesamtkosten, aufgeteilt nach fixen und längenabhängigen Kosten, sind in Tabelle 12 dargelegt.

Tabelle 12: Kostenvergleichsrechnung zum Einsatz der Handhabungssysteme

| Bezeichnung                  | Einheit | Luftlager | US-System |         |
|------------------------------|---------|-----------|-----------|---------|
|                              |         |           | konv.     | aut.    |
| Auslegungskosten             | €       | 55        | 396,36    | 175,86  |
| Fixe Fertigungskosten        | €       | 20,22     | 2251,95   | 2251,95 |
| Variable Fertigungskosten    | €/m     | 478,84    | 21,34     | 21,34   |
| Fixe Investkosten            | €       | 75,22     | 2648,29   | 2430,11 |
| Variable Investkosten        | €/m     | 478,84    | 21,34     | 21,34   |
| Abschreibungsdauer           | a       | 7         | 7         | 7       |
| Fixe Abschreibungskosten     | €/a     | 10,75     | 378,33    | 347,16  |
| Variable Abschreibungskosten | €/m/a   | 44,27     | 0,06      | 0,06    |
| Fixe Zinskosten              | €       | 1,88      | 66,21     | 60,75   |
| Variable Zinskosten          | €/m     | 11,97     | 0,53      | 0,53    |
| Fixe Betriebskosten          | €       | 0         | 288       | 288     |
| Variable Betriebskosten      | €/m     | 1036,8    | 288       | 230,4   |
| Fixe Gesamtkosten            | €/a     | 14,52     | 799,21    | 757,10  |
| Variable Gesamtkosten        | €/a/m   | 1101,80   | 288,67    | 231,08  |

Die resultierenden Gesamtkosten sind in Abbildung 50 als Funktion der Länge der Transportstrecke dargestellt. Hierbei wird unterstellt, dass ein ultraschallbasiertes berührungsloses Handhabungssystem eine maximale Länge von 1,5 m erreichen kann, bevor es in zwei Systeme mit eigenen Ultraschallschwingern aufgeteilt werden muss. Die Luftlager sind hingegen nicht in dieser Art beschränkt. Während die fixen Gesamtkosten bei den Ultraschallsystemen einen signifikanten Anteil darstellen, sind sie bei den Luftlagern nur sehr gering.

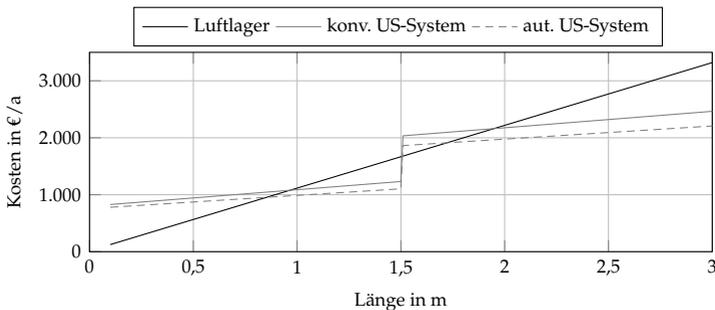


Abbildung 50: Gesamtkosten pro Jahr in Abhängigkeit der Länge der Transportstrecke

Bei den dieser Wirtschaftlichkeitsbetrachtung zugrunde liegenden Annahmen ist bis zu einer Länge von 0,77 m der Einsatz eines Luftlagers am günstigsten. Sobald eine Transportstrecke eine größere Distanz überbrücken muss, sind die automatisiert ausgelegten, ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungssysteme günstiger. In jedem Fall sind die automatisiert ausgelegten Systeme nach der in dieser Arbeit vorgestellten Methode den konventionell ausgelegten Handhabungssystemen vorzuziehen.

## 7.6 Fazit

Ziel der vorliegenden Arbeit war eine prozesszentrierte Methode zur automatisierten Auslegung ultraschallbasierter berührungsloser Handhabungssysteme. Diese soll im Folgenden anhand der in Abschnitt 3.2.1 aufgestellten Anforderungen bewertet werden.

## 7 Technische und wirtschaftliche Bewertung

---

- A 1 *Prozesszentriert*: Die allgemeinen Anforderungen an den Handhabungsprozess (Abschnitt 3.2.2) bilden die Basis des formalen Systemmodells (Abschnitt 3.3), anhand dessen die Auslegungsmethode abgeleitet wird. Die Auslegung selbst beginnt mit der Analyse der Handhabungsaufgabe unter Berücksichtigung der nach dem aktuellen Stand der Forschung geltenden Randbedingungen der ultraschallbasierten berührungslosen Handhabung. Für die folgenden Schritte der Auslegungsmethode existieren keine zusätzlichen Randbedingungen.
- A 2 *Nachvollziehbar*: Das Vorgehen der Auslegungsmethode ist durch ein hergeleitetes, formales Systemmodell (Abschnitt 3.3) begründet. Auch die Wechselwirkungen der Subsysteme sind anhand dessen anschaulich dargelegt. Für die einzelnen Auslegungsschritte, deren Modelle und Zielfunktionen wurde auf die entsprechenden Grundlagen im Stand der Forschung verwiesen.
- A 3 *Objektiv*: Die Objektivität wird durch eine Quantifizierung der Zielgrößen erreicht. Die mathematischen Formulierungen inklusive der theoretischen Grundlagen wurden in Abschnitt 4.2 gegeben.
- A 4 *Automatisiert*: Für die Automatisierung sind klare Informationsflüsse zwischen den einzelnen Methodenschritten erforderlich. Dies ist durch die Definition der *Eingangs-* und *Ausgangsinformationen* gegeben. Darüber hinaus hängt die Automatisierbarkeit im wesentlichen von der Formulierung der Zielfunktionen und der eingesetzten Modellierung ab. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit konnte mit den Referenzmodellen eine durchgehende Automatisierung ermöglicht werden. Die automatisierte Auslegung mithilfe von MATLAB<sup>®</sup> mit ADINA und ANSYS wurde in Kapitel 5 vorgestellt.
- A 5 *Vollständig*: Alle mechanischen Systemkomponenten des formalen Systemmodells werden ausgelegt. Wie am Beispiel in Abschnitt 7.3 dargelegt, ist keine nachträgliche Anpassung der Systemkomponenten erforderlich. Komponenten mit anderen Topologien können mittels parametrisierter Modelle ohne Probleme in die bestehenden Auslegungsmethode eingebunden werden. Für die Regelung wurde ein adaptiver Regelalgorithmus vorgeschlagen (Kapitel 6), welcher keine individuellen Auslegungen für

die einzelnen ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungssysteme erfordert.

A 6 *Durchgängig*: Alle Elemente der Subsysteme des formalen Systemmodells werden in dem jeweils korrespondierenden Auslegungsschritt (Abschnitt 3.4) berücksichtigt. Dabei werden vorhergehende Ergebnisse einbezogen und parametrisierte Modelle eingesetzt. Auf zusätzlich benötigte Informationen wird in der Methode eingegangen, indem ihre Bedeutung beschrieben und häufige Werte angegeben werden. Auch das Vorgehen und exemplarische Modellierungsansätze sind Gegenstand der einzelnen Beschreibungen. Für alle Methodenschritte sind parametrisierte Modelle eingeführt.

A 7 *Komponentenübergreifend*: Der letzte Schritt der Auslegungsmethode ist der Betrachtung des Gesamtsystems gewidmet. Durch die Berücksichtigung der Schnittstellen (Abschnitte 3.4.8, 4.4.6 und 5.3.5) werden eventuelle Wechselwirkungen zwischen den Komponenten in die Auslegung einbezogen. Die Aussagekraft der Simulation über das Verhalten des Gesamtsystems kann somit wesentlich verbessert und ein wesentlicher Grund für nachträgliche, experimentelle Anpassungen eliminiert werden. Die Abweichungen gegenüber den einzelnen Komponenten waren im Rahmen dieser Arbeit so gering, dass für eine erfolgreiche Inbetriebnahme keine Änderungen am Gesamtmodell erforderlich waren.

Die beiden letzten Anforderungen Verifizierbarkeit (A 8) und Validierbarkeit (A 9) richten sich neben der Methode an die eingesetzten Modelle. Wenn der Anwender von den vorgeschlagenen Referenzmodellen abweicht, sind die Anforderungen A 8 und A 9 für diese zu prüfen.

A 8 *Verifizierbar*: Die Methode wird anhand eines ausführlichen formalen Systemmodells hergeleitet. Die Simulation und Optimierung erfolgt mit kommerzieller, in der Industrie erprobter Software. Somit sind systematische Implementierungsfehler minimiert. Eine Verifikation durch den Anwender ist somit umfangreich unterstützt.

A 9 *Validierbar*: Für die Referenzmodelle sind die getroffenen Modellannahmen und Vereinfachungen bekannt und bewertet. Die Methode wurde in Abschnitt 7.2 durchgeführt und in Abschnitt 7.3 mit Experimenten abgeglichen. Die Frequenzen der Systeme stimmen dabei sehr genau überein.

Bei der Amplitude gibt es größere Abweichungen, welche durch eine höhere Anregungsspannung ausgeglichen werden können. Die Funktion der Handhabung konnte nachgewiesen werden. Bei den in Kapitel 4 eingeführten Modelle wurde insbesondere für den LBT (Abschnitt 4.4.4) und die Schnittstellen des Gesamtsystems (Abschnitt 4.4.6) umfangreiche experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Die zur Validierung erforderlichen Informationen sind somit bereitgestellt.

Bei der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung konnte dargelegt werden, dass die ultraschallbasierte berührungslose Handhabung bei längeren Transportstrecken Vorteile gegenüber konkurrierenden Technologien besitzt. Insbesondere bei empfindlichen Werkstücken sind somit alle Voraussetzungen für einen Einsatz in der industriellen Praxis gegeben.

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

### 8.1 Zusammenfassung

Trotz des steigenden Bedarfs nach der schonenden Handhabung von empfindlichen Werkstücken konnten sich ultraschallbasierte berührungslose Handhabungssysteme bisher nicht am Markt etablieren. Eine wesentliche Ursache hierfür ist die zurückhaltende Einstellung bezüglich neuer Technologien in der Halbleiterindustrie. Insbesondere das mangelnde Vertrauen in die Zuverlässigkeit der Handhabungssysteme, begründet durch unzureichendes technisches Verständnis von diesen Systemen und fehlende Bewertungskennzahlen, sind als Hemmnisse zu sehen.

Die in der vorliegenden Arbeit entwickelte Methode hat deshalb – neben der effizienteren Auslegung ultraschallbasierter berührungsloser Handhabungssysteme – ein besseres Verständnis der Systemzusammenhänge und eine transparente Bewertung der Systeme zum Ziel.

Auf Basis der Defizite aus dem analysierten Stand der Forschung wird in Kapitel 3 eine neue Auslegungsmethode hergeleitet. Zunächst werden Anforderungen (Abschnitt 3.2) definiert und ein formales Systemmodell für ultraschallbasierte berührungslose Handhabungssysteme (Abschnitt 3.3) hergeleitet. Die in diesem Systemmodell identifizierten Stell- und Zielgrößen dienen im Anschluss zur Herleitung einer allgemeingültigen Auslegungsmethode (Abschnitt 3.4). Diese beginnt mit einer Analyse der Handhabungsaufgabe und führt im Regelfall ohne Iterationen zu einem ausgelegten Handhabungssystem. Die auszutauschenden Eingangs- und Ausgangsinformationen zwischen den aufeinanderfolgenden Schritten können aus dem Systemmodell bestimmt werden.

Um die Methode nicht bezüglich der Allgemeingültigkeit einzuschränken, sind in den Methodenschritten keine Modelle festgelegt. Dennoch werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit Referenzmodelle vorgeschlagen, um die Methode

bewerten zu können. Auf Basis des Stands der Forschung werden hier parametrisierte CFD- und FE-Modelle ausgewählt.

In Abschnitt 4.2 werden zunächst mathematische Zielfunktionen für die Zielgrößen und den Abgleich der Ergebnisse mit den vorgegebenen Eingangsinformationen definiert. Anschließend werden in Abschnitt 4.4 die Referenzmodelle für die einzelnen Auslegungsschritte vorgestellt. Besonderes Augenmerk wird auf die getroffenen Vereinfachungen bei der Modellierung des LBT gelegt (Abschnitt 4.4.4). Hierzu werden zahlreiche Versuchsreihen zur Identifikation unterschiedlicher Einflussfaktoren durchgeführt. Für die Modellierung der Schnittstellen zwischen den einzelnen Komponenten des Gesamtsystems (Abschnitt 4.4.6) werden verschiedene Alternativen experimentell untersucht und bewertet.

In Kapitel 5 wird die Auslegung der parametrisierten Modelle bezüglich der Zielfunktionen automatisiert. Während die Plattensonotrode mit analytischen Innere-Punkte-Algorithmen optimiert werden können, ist für den LBT und die Stabsonotrode das Simulated Annealing am besten geeignet.

Durch die entwickelte Methode soll die Auslegung der ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungssysteme verbessert werden. Eine Verlagerung des Aufwands von dem mechanischen System zur Regelung soll deshalb ausgeschlossen werden. Die meisten im Stand der Forschung identifizierten Regelungen für Ultraschallsysteme erfordern allerdings eine individuelle Anpassung der elektrischen Anregung. Die einzige Regelung ohne diese Voraussetzung, das Resonance Tracking nach GABAY & BUCHER (2006) benötigt hingegen eine Messung der Spalthöhe als Regelgröße. Da dies in einem industriellen Umfeld kaum gewährleistet werden kann, wird das Resonance Tracking in Kapitel 6 adaptiert und die Amplitude der Plattenschwingung geregelt. Zusätzlich wird ein neues Regelungskonzept für einen Schwingungsformregler entworfen. Dieser kann falsche Eigenmoden erkennen und somit gewährleisten, dass das adaptierte Resonance Tracking stets die richtige Eigenmode anregt.

Zuletzt wird in Kapitel 7 die Auslegungsmethode anhand eines Beispielwerkstücks validiert. In der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung (Abschnitt 7.5) zeigen sich Vorteile für die neue Auslegungsmethode gegenüber dem bisherigen Vorgehen zur Auslegung und einer konkurrierenden Technologie.

## 8.2 Ausblick

Die erarbeitete Methode und die eingesetzten Modelle ermöglichen eine effiziente Auslegung von ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungssystemen. Wie bereits in einigen Abschnitten erwähnt, existieren diverse Potenziale zur weiteren Verbesserung des Stands der Forschung und Technik, welche im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht bearbeitet werden konnten.

Zunächst sei hierbei die Simulation der Fluidodynamik erwähnt. Alle bestehenden Ansätze zur Vereinfachung der Berechnung der SFL basieren auf rotations-symmetrischen Strömungsverhältnissen und sind auf ein- oder zweidimensionale Probleme beschränkt. Der in dieser Arbeit verfolgte Einsatz von dreidimensionalen CFD-Simulationen mit vollständigen Navier-Stokes-Gleichungen mit linearen Elementen und Fluid-Struktur-Interaktion erfordert einen enormen Rechenaufwand. In weiterführenden Forschungsarbeiten sollten die Potenziale dedizierter CFD-Programme ausgelotet werden und eine Vereinfachung der Strömungsgleichungen nach dem Vorbild von HEINZ (2012) erfolgen.

Eine zweite große Verbesserung wäre in der Entwicklung und Implementierung von nicht-linearen piezoelektrischen Materialmodellen für die FEM zu sehen. Durch diese könnte, die Vorspannung der Ultraschallschwinger sinnvoll in die Auslegung integriert werden. Insbesondere in Bezug auf die Bewertung der Betriebsfestigkeit der Piezokeramiken, welche zu jedem Zeitpunkt vorgespannt sein müssen und gleichzeitig nicht überlastet werden dürfen, würden hier neue Möglichkeiten entstehen. Auch die Integration der harmonischen Anregung über elektrische Potenziale bei der modalen Superposition in kommerzielle FEM-Programme nach GUO et al. (1992) wäre diesbezüglich hilfreich.

Zuletzt können zahlreiche neue Forschungsfragen zu dem vorgeschlagenen Konzept eines Schwingungsformreglers gestellt werden. Diese betreffen zunächst die Robustheit und Stabilität des Reglers. Dies könnte mit der Mindestanzahl an Messpunkten und deren idealen Positionierung verbunden werden. Auch die Übertragung auf andere strukturmechanische Anwendungen, in der Produktionstechnik und darüber hinaus, bietet zahlreiche Untersuchungsmöglichkeiten. Für träge Systeme ist auch der alleinige Einsatz des Reglers zu prüfen.



## Verzeichnis betreuter Studienarbeiten

Im Rahmen dieser Dissertation entstanden am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München in den Jahren von 2011 bis 2015 unter wesentlicher wissenschaftlicher, fachlicher und inhaltlicher Anleitung des Autors die im Folgenden aufgeführten studentischen Arbeiten, in welchen verschiedene Fragestellungen zur Auslegung ultraschallbasierter berührungsloser Handhabungssysteme untersucht wurden und deren Ergebnisse in Teilen in das vorliegende Dokument eingeflossen sind. Der Autor dankt allen Studierenden für ihr Engagement bei der Unterstützung dieser wissenschaftlichen Arbeit.

| Studierende(r)  | Titel der Studienarbeit   |
|-----------------|---|
| Robert Schwarz  | Vorgehen zur strukturmechanischen Optimierung der modalen Eigenschaften von parametrisierten Stabsonotroden   |
| Ines Hestermann | Abbildung von Piezokeramiken in der modalen Simulation des FE-Programms ADINA am Beispiel von LBTs  |
| Maximilian Juna | Konzeption einer Regelungsstrategie zur gezielten Identifikation und Beeinflussung von Schwingungsformen bei ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungssystemen                           |
| David Schreiner | Experimentelle Analyse von Ultraschallerzeugern   |
| Dong Xing       | Konzeption einer Zielfunktion für die Bewertung der Dauerfestigkeit anhand mechanischer Spannungen und Erstellung einer Optimierungsvorschrift zur gezielten Auswahl von Optimierungsparametern |
| Zhe Chen        | Implementierung einer echtzeitfähigen adaptiven Frequenzregelung auf einem FPGA für Ultraschallanwendungen  |

## 8 Zusammenfassung und Ausblick

---

| Studierende(r) | Titel der Studienarbeit  |
|----------------|--|
| Xiaoye Wei     | Systematische Untersuchung von Optimierungsalgorithmen für die Auslegung ultraschallbasierter berührungsloser Handhabungssysteme |

## Literatur

AANES et al. 2010

Aanes, M.; Kocbach, J.; Vestrheim, M.: Modal and direct harmonic solution methods in FE modeling of piezoceramic disks. In: *33rd Scandinavian Symposium on Physical Acoustics*. 2010.

ABBOUD et al. 1998

Abboud, N. N.; Wojcik, G. L.; Vaughan, D. K.; Mould, J.; Powell, D. J.; Nikodym, L.: Finite Element Modelling for Ultrasonic Transducers. In: *Proceedings of the SPIE International Symposium on Medical Imaging*. 1998.

ABDULLAH & PAK 2008

Abdullah, A.; Pak, A.: Correct Prediction of the Vibration Behaviour of a High Power Ultrasonic Transducer by FEM Simulation. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 39 (2008) 1-2, S. 21–28.

ABDULLAH et al. 2009

Abdullah, A.; Shahini, M.; Pak, A.: An approach to design a high power piezoelectric ultrasonic transducer. *Journal of Electroceramics* 22 (2009) 4, S. 369–382.

ADACHI et al. 1994

Adachi, K.; Konno, Y.; Masaki, S.: Development of Bolt-Clamped Langevin-Type Transducer with High Mechanical Quality Factor for Excitation of Large Torsional Vibration. *Japanese Journal of Applied Physics* 33 (1994) Part 1, No. 2, S. 1182–1188.

ADACHI et al. 1999

Adachi, K.; Tsuji, M.; Kato, H.: Elastic contact problem of the piezoelectric material in the structure of a bolt-clamped Langevin-type transducer. *The Journal of the Acoustical Society of America* 105 (1999) 3, S. 1651–1656.

## Literatur

---

AL SARRAF 2013

Al Sarraf, Z.: A study of ultrasonic metal welding. Dissertation. Glasgow: University of Glasgow. 2013.

ALLEMANG 2003

Allemang, R. J.: The Modal Assurance Criterion - Twenty Years of Use and Abuse. *Sound and Vibration* 37 (2003) 8, S. 14–23.

ALLEMANG & BROWN 1982

Allemang, R. J.; Brown, D. L.: A Correlation Coefficient for Modal Vector Analysis. In: *Proceedings of the International Modal Analysis Conference*. 1982, S. 110–116.

ALLIK & HUGHES 1970

Allik, H.; Hughes, T. J. R.: Finite element method for piezoelectric vibration. *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 2 (1970) 2, S. 151–157.

ALLIK et al. 1974

Allik, H.; Webman, K. M.; Hunt, J. T.: Vibrational response of sonar transducers using piezoelectric finite elements. *The Journal of the Acoustical Society of America* 56 (1974) 6, S. 1782–1791.

AMIN et al. 1995

Amin, S. G.; Ahmed, M. H. M.; Youssef, H. A.: Computer-aided design of acoustic horns for ultrasonic machining using finite-element analysis. *Journal of Materials Processing Technology* 55 (1995) 3–4, S. 254–260.

ANDERSON 1989

Anderson, E. H.: Piezoceramic actuation of one- and twodimensional structures. Master-Thesis. Cambridge, MA: Massachusetts Institute of Technology. 1989.

ANDRADE et al. 2010

Andrade, M. A. B.; Buiochi, F.; Adamowski, J. C.: Finite element analysis and optimization of a single-axis acoustic levitator. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 57 (2010) 2, S. 469–479.

ARAFA & BAZ 2004

Arafa, M.; Baz, A.: On the Nonlinear Behaviour of Piezoelectric Actuators. *Journal of Vibration and Control* 10 (2004) 3, S. 387–398.

ARNAU 2004

Arnau, A.: *Piezoelectric Transducers and Applications*. Berlin: Springer. 2004.

ASPELMEYER 2001

Aspelmeier, M.: Einfluss externer Felder auf Strukturen und Grenzflächenmorphologie dünner ferroelektrischer Filme. Dissertation. München: Ludwig-Maximilian-Universität. 2001.

AULD 1973

Auld, B. A.: *Acoustic fields and waves in solids*. New York, NY: Wiley. 1973.

AURELLE et al. 1996

Aurelle, N.; Guyomar, D.; Richard, C.; Gonnard, P.; Eyraud, L.: Nonlinear behaviour of an ultrasonic transducer. *Ultrasonics* 34 (1996) 2-5, S. 187–191.

BÄCK et al. 2000

Bäck, T.; Fogel, D. B.; Michalewicz, Z.: *Evolutionary computation*. Bristol & Philadelphia: Institute of Physics Publishing. 2000.

BANGERT 2012

Bangert, P.: *Optimization for Industrial Problems*. New York, NY: Springer. 2012.

BARONE & GALLEGO-JUAREZ 1972

Barone, A.; Gallego-Juarez, J. A.: Flexural Vibrating Free-Edge Plates with Stepped Thicknesses for Generating High Directional Ultrasonic Radiation. *The Journal of the Acoustical Society of America* 51 (1972) 3B, S. 953–959.

BATHE 1986

Bathe, K.-J.: *Finite element procedures for solids and structures: Nonlinear analysis*. 10. Aufl. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall. 1986.

BECKER 2001

Becker, M.: Modellierung und adaptive Regelung einer Ultraschallschweißanlage. Dissertation. Karlsruhe: Universität Karlsruhe. 2001.

BERLINCOURT et al. 1964

Berlincourt, D. A.; Curran, D. R.; Jaffe, H.: Piezoelectric and Piezomagnetic Materials and Their Function in Transducers. In: *Physical acoustics*. Hrsg. von Mason, W. P. New York: Academic Press. 1964, S. 169–270.

## Literatur

---

BEST 1993

Best, R.: *Theorie und Anwendungen des Phase-locked Loops*. 5., vollst. überarb. Neuauflage. Berlin: VDE. 1993.

BÖHMER et al. 2010

Böhmer, E.; Ehrhardt, D.; Oberschelp, W.: *Elemente der angewandten Elektronik: Kompendium für Ausbildung und Beruf*. 16. aktualisierte Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner. 2010.

BRETZ et al. 2006

Bretz, N.; Lahmer, T.; Kaltenbacher, M.; Leder, E.; Lerch, R.: Material Parameter Identification of Piezoelectric Transducers Including the Whole Assembly. In: *IEEE Ultrasonics Symposium*. 2006, S. 804–807.

BRIOT et al. 1993

Briot, R.; Guillemot-Amadei, M. M.; Pelourson, A.; Garabedian, C.: Generators for piezoelectric motors. *Measurement Science and Technology* 4 (1993) 9, S. 938–946.

AL-BUDAIRI 2012

Al-Budairi, H. D.: Design and analysis of ultrasonic horns operating in longitudinal and torsional vibration. Dissertation. Glasgow: University of Glasgow. 2012.

BUTLER et al. 1981

Butler, J. L.; Cipolla, J. R.; Brown, W. D.: Radiating head flexure and its effect on transducer performance. *The Journal of the Acoustical Society of America* 70 (1981) 2, S. 500–503.

BUXBAUM 1992

Buxbaum, O.: *Betriebsfestigkeit: Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgeführdeter Bauteile*. 2. Aufl. Düsseldorf: Stahl Eisen. 1992.

CADY 1946

Cady, W. G.: *Piezoelectricity: An Introduction to the Theory and Applications of Electromechanical Phenomena in Crystals*. New York, NY: McGraw-Hill. 1946.

CAPINERI et al. 1993

Capineri, L.; Masotti, L.; Rinieri, M.; Rocchi, S.: Ultrasonic transducers as a

---

black-box: equivalent circuit synthesis and matching network design. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 40 (1993) 6, S. 694–703.

CHEN & MONTGOMERY 1980

Chen, P. J.; Montgomery, S. T.: A macroscopic theory for the existence of the hysteresis and butterfly loops in ferroelectricity. *Ferroelectrics* 23 (1980) 1, S. 199–207.

CHIEN et al. 2007

Chien, C.-F.; Wang, J. K.; Chang, T.-C.; Wu, W.-C.: Economic analysis of 450mm wafer migration. In: *International Symposium on Semiconductor Manufacturing*. 2007, S. 1–4.

CHONG & ŽAK 2008

Chong, E. K. P.; Žak, S. H.: *An introduction to optimization*. 3. Neuauflage. Hoboken, N.J.: Wiley-Interscience. 2008.

CHOPRA 2002

Chopra, I.: Review of State of Art of Smart Structures and Integrated Systems. *AIAA Journal* 40 (2002) 11, S. 2145–2187.

COATES & MATHAMS 1988

Coates, R.; Mathams, R. F.: Design of matching networks for acoustic transducers. *Ultrasonics* 26 (1988) 2, S. 59–64.

CONN et al. 1997

Conn, A. R.; Scheinberg, K.; Toint, P.: Recent progress in unconstrained nonlinear optimization without derivatives. *Mathematical Programming* 79 (1997) 1-3, S. 397–414.

COOK & YOUNG 1999

Cook, R. D.; Young, W. C.: *Advanced mechanics of materials*. 2. Auflage. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall. 1999.

DAHLBERG & EKBERG 2003

Dahlberg, T.; Ekberg, A.: *Failure Fracture Fatigue: An introduction*. Lund, Sweden: Studentlitteratur. 2003.

DAHROUG et al. 2015

Dahroug, B.; Laurent, G. J.; Guelpa, V.; Le Fort-Piat, N.: Design, modeling and control of a modular contactless wafer handling system. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 2015, S. 976–981.

DEB 2008

Deb, K.: Introduction to Evolutionary Multiobjective Optimization. In: *Multiobjective Optimization*. Hrsg. von Branke, J.; Deb, K.; Miettinen, K.; Slowinski, R. Berlin: Springer. 2008, S. 59–96.

DEB et al. 2002

Deb, K.; Pratap, A.; Agarwal, S.; Meyarivan, T.: A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation* 6 (2002) 2, S. 182–197.

DECARPIGNY et al. 1985

Decarpigny, J. N.; Debus, J. C.; Tocquet, B.; Boucher, D.: In-air analysis of piezoelectric Tonpiliz transducers in a wide frequency band using a mixed finite element - plane wave method. *The Journal of the Acoustical Society of America* 78 (1985) 5, S. 1499–1507.

DERKS 1984

Derks, P. L. L. M.: The design of ultrasonic resonators with wide output cross-sections. Dissertation. Eindhoven: Technische Hogeschool Eindhoven. 1984.

DESILETS et al. 1978

DeSilets, C. S.; Fraser, J. D.; Kino, G. S.: The design of efficient broad-band piezoelectric transducers. *IEEE Transactions on Sonics and Ultrasonics* 25 (1978) 3, S. 115–125.

DIN EN 50324-2 (2002)

Deutsches Institut für Normung e.V.: Piezoelektrische Eigenschaften von keramischen Werkstoffen und Komponenten - Teil 2: Messverfahren; Kleinsignal. Berlin.

DI PILLO & SCHOEN 2010

Di Pillo, G.; Schoen, F., Hrsg. (2010): *Nonlinear optimization: Lectures given at the*

C.I.M.E. *Summer School held in Cetraro, Italy, July 1-7, 2007*. Bd. 1989. Heidelberg & New York: Springer. 2010.

DISTEL & REINHART 2013a

Distel, F.; Reinhart, G.: Automated Design and Optimization of Rectangular Plate Sonotrodes for Squeeze Film Levitation. In: *International Conference on Vibration Problems*. 2013, S. 1–10.

DISTEL & REINHART 2013b

Distel, F.; Reinhart, G.: Automatisierte methodische Auslegung berührungsloser Handhabungssysteme. *Konstruktion* (2013) 4, S. 86–90.

DISTEL & REINHART 2015

Distel, F.; Reinhart, G.: Automated Design and Optimization of Rectangular Plate Sonotrodes for Squeeze Film Levitation. *Journal of Vibration Engineering & Technologies* 3 (2015) 2, S. 151–160.

DIWEKAR 2008

Diwekar, U. M.: *Introduction to applied optimization*. 2. New York, NY: Springer. 2008.

DONG et al. 2012

Dong, H.-j.; Wu, J.; Zhang, G.-y.; Wu, H.-f.: An improved phase-locked loop method for automatic resonance frequency tracing based on static capacitance broadband compensation for a high-power ultrasonic transducer. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 59 (2012) 2, S. 205–210.

EDWARDS 2012

Edwards, C.: 450MM or bust? *Engineering & Technology* 6 (2012) 12, S. 76–79.

EISLEY & WAAS 2011

Eisley, J.; Waas, A. M.: *Analysis of structures: An introduction including numerical methods*. Chichester: Wiley. 2011.

EISNER & SEAGER 1965

Eisner, E.; Seager, J. S.: A longitudinally resonant stub for vibrations of large amplitude. *Ultrasonics* 3 (1965) 2, S. 88–98.

## Literatur

---

EISNER 1963

Eisner, E.: Design of Sonic Amplitude Transformers for High Magnification. *The Journal of the Acoustical Society of America* 35 (1963) 9, S. 1367–1377.

FISCHER & KISSINGER 2007

Fischer, A.; Kissinger, G.: Load induced stresses and plastic deformation in 450 mm silicon wafers. *Applied Physics Letters* 91 (2007) 11, S. 91–93.

FU 2005

Fu, B.: Piezoelectric Actuator Design via Multiobjective Optimization Methods. Dissertation. Paderborn: Universität Paderborn. 2005.

FU et al. 2006

Fu, B.; Hemsell, T.; Wallaschek, J.: Piezoelectric transducer design via multiobjective optimization. *Proceedings of Ultrasonics International (UI'05) and World Congress on Ultrasonics (WCU)* 44 (2006), S. 747–752.

FURUKAWA 1989

Furukawa, T.: Piezoelectricity and pyroelectricity in polymers. *IEEE Transactions on Electrical Insulation* 24 (1989) 3, S. 375–394.

GABAY & BUCHER 2006

Gabay, R.; Bucher, I.: Resonance tracking in a squeeze-film levitation device. *Mechanical Systems and Signal Processing* 20 (2006), S. 1696–1724.

GALLEGO-JUAREZ 1973

Gallego-Juarez, J. A.: Axisymmetric vibrations of circular plates with stepped thickness. *Journal of Sound and Vibration* 26 (1973) 3, S. 411–416.

GALLEGO-JUAREZ 1991

Gallego-Juarez, J. A.: Transducer Needs for Macrosonics. In: *Power Transducers for Sonics and Ultrasonics*. Hrsg. von Hamonic, B. F.; Decarpigny, J.-N.; Wilson, O. B. Berlin, Heidelberg: Springer. 1991, S. 35–47.

GALLEGO-JUAREZ et al. 1978

Gallego-Juarez, J. A.; Rodriguez-Corral, G.; Gaete-Garretón, L.: An ultrasonic transducer for high power applications in gases. *Ultrasonics* 16 (1978) 6, S. 267–271.

GALLEGO-JUAREZ et al. 2001

Gallego-Juarez, J. A.; Rodriguez-Corral, G.; Sarabia, E. R.-F. de; Vazquez-Martinez, F.; Acosta-Aparicio, V. M.; Campos-Pozuelo, C.: Development of industrial models of high-power stepped-plate sonic and ultrasonic transducers for use in fluids. In: *IEEE Ultrasonics Symposium*. Bd. 1. 2001, S. 571–578.

GALLEGO-JUAREZ et al. 2002

Gallego-Juarez, J. A.; Rodriguez-Corral, G.; Riera-Franco de Sarabia, E.; Vazquez-Martinez, F.; Campos-Pozuelo, C.; Acosta-Aparicio, V. M.: Recent developments in vibrating-plate macrosonic transducers. *Ultrasonics* 40 (2002) 1–8, S. 889–893.

GASCH & KNOTHE 1987

Gasch, R.; Knothe, K.: *Strukturodynamik: Diskrete Systeme*. Berlin: Springer. 1987.

GAUDENZI & BATHE 1995

Gaudenzi, P.; Bathe, K.-J.: An iterative finite element procedure for the analysis of piezoelectric continua. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 6 (1995) 2, S. 266–273.

GOLDSTEIN & WATANABE 2008

Goldstein, M.; Watanabe, M.: 450 mm Silicon Wafers Challenges - Wafer Thickness Scaling. *ECS Transactions* 16 (2008) 6, S. 3–13.

GRITZMANN 2008

Gritzmann, P.: *Optimierung: Geometrische Methoden der linearen und ganzzahligen Optimierung*. Wiesbaden: Vieweg. 2008.

GROTE & FELDHUSEN 2014

Grote, K.-H.; Feldhusen, J., Hrsg. (2014): *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. 24. Berlin: Springer. 2014.

GUO et al. 1992

Guo, N.; Cawley, P.; Hitchings, D.: The finite element analysis of the vibration characteristics of piezoelectric discs. *Journal of Sound and Vibration* 159 (1992) 1, S. 115–138.

HAIBACH 2006

Haibach, E.: *Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. 3. Berlin: Springer. 2006.

## Literatur

---

HALL 2001

Hall, D. A.: Review Nonlinearity in piezoelectric ceramics. *Journal of Materials Science* 36 (2001) 19, S. 4575–4601.

HANSEN 1997

Hansen, H. H.: Optimal design of an ultrasonic transducer. *Structural optimization* 14 (1997) 2-3, S. 150–157.

HANSON et al. 1964

Hanson, A. R.; Domich, E. G.; Adams, H. S.: Acoustical Liquid Drop Holder. *Review of Scientific Instruments* 35 (1964) 8, S. 1031–1034.

HASHIMOTO et al. 1996

Hashimoto, Y.; Koike, Y.; Ueha, S.: Near-field acoustic levitation of planar specimens using flexural vibration. *The Journal of the Acoustical Society of America* 100 (1996) 4, S. 2057–2061.

HAWKINS & GOUGH 1996

Hawkins, D. W.; Gough, P. T.: Multiresonance design of a Tonpiliz transducer using the finite element method. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 43 (1996) 5, S. 782–790.

HEIKKOLA & LAITINEN 2005

Heikkola, E.; Laitinen, M.: Model-based optimization of ultrasonic transducers. *Ninth Conference of the European Society of Sonochemistry* 12 (2005) 1–2, S. 53–57.

HEIKKOLA et al. 2006

Heikkola, E.; Miettinen, K.; Nieminen, P.: Multiobjective optimization of an ultrasonic transducer using NIMBUS. *Ultrasonics* 44 (2006) 4, S. 368–380.

HEINZ 2012

Heinz, M.: *Modellunterstützte Auslegung berührungsloser Ultraschallgreifsysteme für die Mikrosystemtechnik*. Bd. 254. Forschungsberichte IWB. München: Herbert Utz. 2012.

HENNESSY 2012

Hennessy, L.: Assessing the impact of the 450mm wafer size transition on manufacturing facility automated material handling systems. In: *23rd Annual*

SEMI Advanced Semiconductor Manufacturing Conference (ASMC). 2012, S. 245–250.

HERBIET et al. 1989

Herbiet, R.; Robels, U.; Dederichs, H.; Arlt, G.: Domain wall and volume contributions to material properties of PZT ceramics. *Ferroelectrics* 98 (1989) 1, S. 107–121.

HERING et al. 2010

Hering, E.; Gutekunst, J.; Martin, R.; Bressler, K.; Vogt, A.: *Elektrotechnik und Elektronik für Maschinenbauer*. 2. Berlin: Springer. 2010.

HESSE 2013

Hesse, S.: *Grundlagen der Handhabungstechnik*. München: Hanser. 2013.

HLADKY-HENNION et al. 2002

Hladky-Hennion, A.-C.; Granger, C.; Haw, G.: Film air bearings generated by ultrasonic vibrations. In: *IEEE Ultrasonics Symposium*. 2002, S. 683–686.

HOLFELDER et al. 2013

Holfelder, I.; Beckhoff, B.; Fliegau, R.; Honicke, P.; Nutsch, A.; Petrik, P.; Roeder, G.; Weser, J.: Complementary methodologies for thin film characterization in one tool - a novel instrument for 450 mm wafers. *Journal of Analytical Atomic Spectrometry* 28 (2013) 4, S. 549–557.

HÖPNER 2002

Höppner, J.: *Verfahren zur berührungslosen Handhabung mittels leistungsstarker Schallwandler*. Bd. 164. Forschungsberichte IWB. München: Herbert Utz. 2002.

HSU 2004

Hsu, L.: Optical maskless lithography for fast and low-cost design to wafer. In: *Proceedings on the Semiconductor Manufacturing Technology Workshop*. 2004, S. 115–118.

IDE et al. 2007

Ide, T.; Friend, J.; Nakamura, K.; Ueha, S.: A non-contact linear bearing and actuator via ultrasonic levitation. *Sensors and Actuators A: Physical* 135 (2007) 2, S. 740–747.

## Literatur

---

ANSI/IEEE 176-1987

IEEE Standard on Piezoelectricity (1987).

IKEDA 1990

Ikeda, T.: *Fundamentals of piezoelectricity*. Oxford & New York: Oxford University Press. 1990.

IULA et al. 2002a

Iula, A.; Carotenuto, R.; Pappalardo, M.; Lamberti, N.: An approximated 3-D model of the Langevin transducer and its experimental validation. *The Journal of the Acoustical Society of America* 111 (2002) 6, S. 2675–2680.

IULA et al. 2002b

Iula, A.; Vazquez, F.; Pappalardo, M.; Gallego, J. A.: Finite element three-dimensional analysis of the vibrational behaviour of the Langevin-type transducer. *Ultrasonics* 40 (2002) 1–8, S. 513–517.

IULA et al. 1997

Iula, A.; Lamberti, N.; Carotenuto, R.; Pappalardo, M.: A 3-D model of the classical Langevin transducer. In: *IEEE Symposium on Ultrasonics*. Bd. 2. 1997, S. 987–990.

IULA et al. 1998

Iula, A.; Lamberti, N.; Pappalardo, M.: An approximated 3-D model of cylinder-shaped piezoceramic elements for transducer design. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 45 (1998) 4, S. 1056–1064.

IULA et al. 2003

Iula, A.; Cerro, D.; Pappalardo, M.; Lamberti, N.: 3D finite element analysis of the Langevin transducer. In: *IEEE Symposium on Ultrasonics*. Bd. 2. 2003, S. 1663–1667.

KAESLER 2013

Kaesler, C.: *Kosten- und Leistungsrechnung der Bilanzbuchhalter: Mit Übungsklausuren für die IHK-Prüfung*. 5. Wiesbaden: Springer Gabler. 2013.

KAGAWA & YAMABUCHI 1979

Kagawa, Y.; Yamabuchi, T.: Finite Element Simulation of a Composite Piezoelec-

tric Ultrasonic Transducer. *IEEE Transactions on Sonics and Ultrasonics* 26 (1979) 2, S. 81–87.

KAI & DE-SHI 2011

Kai, Z.; De-shi, W.: Study on optimization of structure parameters to Tonpiliz transducer. In: *2nd International IEEE Conference on Computing, Control and Industrial Engineering (CCIE)*. Bd. 2. 2011, S. 414–416.

KAUCZOR 2009

Kauczor, C.: Entwurf schwach gedämpfter piezoelektrischer Ultraschallsysteme. Dissertation. Paderborn: Universität Paderborn. 2009.

KING 1934

King, L. V.: On the acoustic radiation pressure on spheres. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A-Mathematical and Physical Sciences* 147 (1934) 861, S. 212–240.

KIRCHMEIER 2015

Kirchmeier, T. B.: *Methode zur Anwendung der berührungslosen handhabung mittels Ultraschall im automatisierten Montageprozess*. Bd. 301. Forschungsberichte IWB. München: Herbert Utz. 2015.

KLEESATTEL 1970

Kleesattel, C.: Eine einfache Methode zum Entwurf von Schalleitern und resonatoren mit vorgewählten Eigenschaften. *Acta Acustica united with Acustica* 23 (1970) 2, S. 63–72.

KOCBACH 2000

Kobach, J.: Finite Element Modeling of Ultrasonic Piezoelectric Transducers: Influence of geometry and material parameters on vibration, response functions and radiated field. Dissertation. Bergen: University of Bergen. 2000.

KOYAMA et al. 2007

Koyama, D.; Ide, T.; Friend, J. R.; Nakamura, K.; Ueha, S.: An ultrasonically levitated noncontact stage using traveling vibrations on precision ceramic guide rails. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 54 (2007) 3, S. 597–604.

## Literatur

---

KRIMHOLTZ et al. 1970

Krimholtz, R.; Leedom, D. A.; Matthaei, G. L.: New equivalent circuits for elementary piezoelectric transducers. *Electronics Letters* 6 (1970) 13, S. 398–399.

KRUEGER 1967

Krueger, H. H. A.: Stress Sensitivity of Piezoelectric Ceramics: Part 1. Sensitivity to Compressive Stress Parallel to the Polar Axis. *The Journal of the Acoustical Society of America* 42 (1967) 3, S. 636–645.

KRUEGER 1968

Krueger, H. H. A.: Stress Sensitivity of Piezoelectric Ceramics: Part 3. Sensitivity to Compressive Stress Perpendicular to the Polar Axis. *The Journal of the Acoustical Society of America* 43 (1968) 3, S. 583–591.

KUTTRUFF 1988

Kuttruff, H.: *Physik und Technik des Ultraschalls*. Stuttgart: Hirzel. 1988.

LANGE 2013

Lange, K.: *Optimization*. 2nd ed. Bd. 95. Springer texts in statistics. New York, NY: Springer. 2013.

LEE 2009

Lee, T.-E.: Semiconductor Manufacturing Automation. In: *Springer Handbook of Automation*. Hrsg. von Nof, S. Y. Berlin, Heidelberg: Springer. 2009, S. 911–926.

LEISSA 1969

Leissa, A. W.: *Vibration of Plates*. Scientific and Technical Information Division, National Aeronautics and Space Administration. 1969.

LERCH 2010

Lerch, R.: *Elektrische Messtechnik: Analoge, digitale und computergestützte Verfahren*. Berlin, Heidelberg: Springer. 2010.

LERCH et al. 2008

Lerch, R.; Sessler, G.; Wolf, D.: *Technische Akustik: Grundlagen und Anwendungen*. Berlin: Springer. 2008.

LI et al. 2005

Li, J. Y.; Rogan, R. C.; Üstündag, E.; Bhattacharya, K.: Domain switching in polycrystalline ferroelectric ceramics. *Nature Materials* 4 (2005) 10, S. 776–781.

LI et al. 2011

Li, J.; Liu, P.; Ding, H.; Cao, W.: Design optimization and experimental study of acoustic transducer in Near Field Acoustic Levitation. In: *International IEEE Conference on: Robotics and Automation (ICRA)*. 2011, S. 4353–4358.

LIBERZON 2003

Liberzon, D.: *Switching in Systems and Control*. Boston, MA: Birkhäuser. 2003.

LIERKE 1996

Lierke, E. G.: Acoustic Levitation a Comprehensive Survey of Principles and Applications. *Acta Acustica united with Acustica* 82 (1996) 2, S. 220–237.

LITTMANN 2003

Littmann, W.: *Piezoelektrische, resonant betriebene Ultraschall-Leistungswandler mit nichtlinearen mechanischen Randbedingungen*. Paderborn: Heinz Nixdorf Institut. 2003.

LIU & ZENNER 1993

Liu, J.; Zenner, H.: Berechnung der Dauerschwingfestigkeit bei mehrachsiger Beanspruchung — Teil 1. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 24 (1993) 7, S. 240–249.

LIU et al. 2009

Liu, P.; Li, J.; Ding, H.; Cao, W.: Modeling and experimental study on near-field acoustic levitation by flexural mode. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 56 (2009) 12, S. 2679–2685.

LOCKWOOD & FOSTER 1994

Lockwood, G. R.; Foster, F. S.: Modeling and optimization of high-frequency ultrasound transducers. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 41 (1994) 2, S. 225–230.

LOCMELIS et al. 2013

Locmelis, E.; Distel, D.; Reinhart, G.: Auslegung einer Plattensonotrode für ultraschallbasierte Handhabungswerkzeuge mit einer CFD-FEM-Kopplung. In:

## Literatur

---

*Strömungsberechnungen (CFD) in der Systemsimulation*. Hrsg. von NAFEMS. 2013, S. 91–98.

MACK 2011

Mack, C. A.: Fifty Years of Moore's Law. *IEEE Transactions on Semiconductor Manufacturing* 24 (2011) 2, S. 202–207.

MAKAROV 1964

Makarov, L. O.: Method of Design of Rod-Type Exponential Ultrasonic Concentrators. *Soviet Progress in Applied Ultrasonics* 1 (1964), S. 160–171.

MARKERT 2013

Markert, R.: *Strukturdynamik*. Aachen: Shaker. 2013.

MARTIN 1974

Martin, G. E.: Dielectric, Elastic and Piezoelectric Losses in Piezoelectric Materials. In: *IEEE Ultrasonics Symposium*. 1974, S. 613–617.

MARTIN 1964

Martin, G. E.: On the Theory of Segmented Electromechanical Systems. *The Journal of the Acoustical Society of America* 36 (1964) 7, S. 1366–1370.

MARTIN 2014

Martin, H.: *Transport- und Lagerlogistik: Planung, Struktur, Steuerung und Kosten von Systemen der Intralogistik*. 9. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg. 2014.

MASON 1948

Mason, W. P.: *Electromechanical Transducers and Wave Filters*. 2. Aufl. New York, NY: D. Van Nostrand Company, Inc. 1948.

MASTYLO 2012

Mastylo, R.: Optische und taktile Nanosensoren auf der Grundlage des Fokuserfahrens für die Anwendung in Nanopositionier- und Nanomessmaschinen. Dissertation. Ilmenau: Technische Universität Ilmenau. 2012.

MCCAMMON & THOMPSON 1980

McCammon, D. F.; Thompson, W.: The design of Tonpiz piezoelectric transducers using nonlinear goal programming. *The Journal of the Acoustical Society of America* 68 (1980) 3, S. 754–757.

MEIROVITCH 2001

Meirovitch, L.: *Fundamentals of vibrations*. Boston: McGraw-Hill. 2001.

MELZ 2002

Melz, T.: Entwicklung und Qualifikation modularer Satellitensysteme zur adaptiven Vibrationskompensation an mechanischen Kryokühlern. Dissertation. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt. 2002.

MENDEL 1987

Mendel, J. M.: *Lessons in digital estimation theory*. Prentice-Hall signal processing series. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall. 1987.

MERKULOV 1957

Merkulov, L. G.: Design of ultrasonic concentrators. *Soviet Physics Acoustics* 3 (1957) 3, S. 246–255.

MIETTINEN & MÄKELÄ 1995

Miettinen, K.; Mäkelä, M. M.: Interactive bundle-based method for nondifferentiable multiobjective optimization: nimbus. *Optimization* 34 (1995) 3, S. 231–246.

MIETTINEN 2008

Miettinen, K.: Introduction to Multiobjective Optimization: Noninteractive Approaches. In: *Multiobjective Optimization*. Hrsg. von Branke, J.; Deb, K.; Miettinen, K.; Slowinski, R. Berlin: Springer. 2008, S. 1–26.

MILLNER 1987

Millner, R.: *Ultraschalltechnik: Grundlagen und Anwendungen*. Weinheim: Physik-Verlag. 1987.

MINIKES & BUCHER 2003a

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.

MINIKES & BUCHER 2003b

Minikes, A.; Bucher, I.: Noncontacting lateral transportation using gas squeeze film generated by flexural traveling waves: Numerical analysis. *Journal of the Acoustical Society of America* 113 (2003) 5, S. 2464–2473.

## Literatur

---

MINIKES & BUCHER 2006

Minikes, A.; Bucher, I.: Comparing numerical and analytical solutions for squeeze-film levitation force. *Journal of Fluids and Structures* 22 (2006) 5, S. 713–719.

MINIKES et al. 2004

Minikes, A.; Bucher, I.; Haber, S.: Levitation force induced by pressure radiation in gas squeeze films. *Journal of the Acoustical Society of America* 116 (2004) 1, S. 217–226.

MISES 1913

Mises, R. von: Mechanik der festen Körper im plastisch- deformablen Zustand. *Nachrichten von der Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen, Mathematisch-Physikalische Klasse* 1913 (1913), S. 582–592.

MIZUTANI et al. 1996

Mizutani, Y.; Suzuki, T.; Ikeda, H.; Yoshida, H.: Automatic Frequency Control for Maximizing RF Power Fed to Ultrasonic Transducer Operating at 1 MHz. In: *Conference Records - IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*. Bd. 3. 1996, S. 1585–1588.

MOJRZISCH & WALLASCHEK 2013

Mojrzisch, S.; Wallaschek, J.: Transient amplitude behavior analysis of nonlinear power ultrasonic transducers with application to ultrasonic squeeze film levitation. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 24 (2013) 6, S. 745–752.

VDI 2860

Montage- und Handhabungstechnik (Mai 1990).

MONTERO & GALLEGO-JUÁREZ 1986

Montero de Espinosa, F.; Gallego-Juárez, J. A.: A directional single-element underwater acoustic projector. *Ultrasonics* 24 (1986) 2, S. 100–104.

MOORE 1965

Moore, G. E.: Cramming more components onto integrated circuits. *Electronics* 38 (1965) 8, S. 114–117.

MOORE 1975

Moore, G. E.: Progress in digital integrated electronics. In: *International Electron Devices Meeting*. Bd. 21. 1975, S. 11–13.

MORENO et al. 2005

Moreno, E.; Acevedo, P.; Fuentes, M.; Sotomayor, A.; Borroto, L.; Villafuerte, M. E.; Leija, L.: Design and construction of a bolt-clamped Langevin transducer. In: *2nd International Conference on Electrical and Electronics Engineering*. 2005, S. 393–395.

MORTIMER et al. 2001

Mortimer, B.; Du Bruyn, T.; Davies, J.; Tapson, J.: High power resonant tracking amplifier using admittance locking. *Ultrasonics* 39 (2001) 4, S. 257–261.

MÖSER 2012

Möser, M.: *Technische Akustik*. 9., aktualisierte Aufl. Berlin: Springer Vieweg. 2012.

NAD 2010

Nad, M.: Ultrasonic horn design for ultrasonic machining technologies. *Applied and computational Mechanics* 4 (2010) 1, S. 79–88.

NANU et al. 2011

Nanu, A. S.; Marinescu, N. I.; Ghiculescu, D.: Study on ultrasonic stepped horn geometry design and FEM simulation. *Nonconventional Technologies Review* 15 (2011) 4, S. 25–30.

NEELAMKAVIL 1987

Neelamkavil, F.: *Computer simulation and modelling*. Reprinted. Chichester: Wiley. 1987.

NEPPIRAS 1960

Neppiras, E. A.: Very high energy ultrasonics. *British Journal of Applied Physics* 11 (1960) 4, S. 143–150.

NEPPIRAS 1973

Neppiras, E. A.: The pre-stressed piezoelectric sandwich transducer. In: *Ultrasonics International 1973: Conference Proceedings*. 1973, S. 295–302.

## Literatur

---

NEUBIG & BRIESE 1997

Neubig, B.; Briese, W.: *Das grosse Quarz-Kochbuch: Quarze, Quarzoszillatoren, Quarz- und Oberflächenwellenfilter (SAW), Messtechnik*. Feldkirchen: Franzis. 1997.

OBERKAMPF & ROY 2010

Oberkampff, W. L.; Roy, C. J.: *Verification and Validation in Scientific Computing*. Cambridge University Press. 2010.

OHNISHI et al. 1989

Ohnishi, O.; Myohga, O.; Uchikawa, T.; Tamegai, M.; Inoue, T.; Takahashi, S.: Piezoelectric ultrasonic motor using longitudinal-torsional composite vibration of a cylindrical resonator. In: *IEEE Ultrasonics Symposium*. Bd. 2. 1989, S. 739–743.

OLSON et al. 2013

Olson, S.; Hummler, K.; Sapp, B.: Challenges in thin wafer handling and processing. In: *24th Annual SEMI Advanced Semiconductor Manufacturing Conference (ASMC)*. 2013, S. 62–65.

OSTERGAARD & PAWLAK 1986

Ostergaard, D.; Pawlak, T.: Three-Dimensional Finite Elements for Analyzing Piezoelectric Structures. In: *IEEE Ultrasonics Symposium*. 1986, S. 639–644.

PAGE 1957

Page, C. H.: IRE Standards on Piezoelectric Crystals: The Piezoelectric Vibrator: Definitions and Methods of Measurement. *Proceedings of the IRE* 45 (1957) 3, S. 353–358.

PAPAGEORGIU 2012

Papageorgiou, M.: *Optimierung: Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*. 3. Berlin: Springer. 2012.

PARGFRIEDER et al. 2008

Pargfrieder, S.; Kettner, P.; Privett, M.; Ting, J.: Temporary Bonding and DeBonding Enabling TSV Formation and 3D Integration for Ultra-thin Wafers. In: *10th Electronics Packaging Technology Conference*. 2008, S. 1301–1305.

PARRINI 2001

Parrini, L.: Design of advanced ultrasonic transducers for welding devices.

*IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 48 (2001) 6, S. 1632–1639.

POTTER 1943

Potter, E. V.: An Automatic Frequency–Controlled Oscillator and Amplifier for Driving Mechanical Vibrators. *Review of Scientific Instruments* 14 (1943) 7, S. 207–215.

POWELL 2008

Powell, J.: The Quantum Limit to Moore’s Law. *Proceedings of the IEEE* 96 (2008) 8, S. 1247–1248.

RADAJ & VORMWALD 2007

Radaj, D.; Vormwald, M.: *Ermüdungsfestigkeit: Grundlagen für Ingenieure*. 3. Berlin: Springer. 2007.

RAMOS-FERNANDEZ et al. 1985

Ramos-Fernandez, A.; Gallego-Juarez, J. A.; Montoya-Vitini, F.: Automatic system for dynamic control of resonance in high power and high Q ultrasonic transducers. *Ultrasonics* 23 (1985) 4, S. 151–156.

RAO 2009

Rao, S. S.: *Engineering optimization: Theory and practice*. 4. Aufl. Hoboken & N.J.: John Wiley & Sons. 2009.

REINHART et al. 2011

Reinhart, G.; Heinz, M.; Stock, J.; Zimmermann, J.; Schilp, M.; Zitzmann, A.; Hellwig, J.: Non-contact Handling and Transportation for Substrates and Microassembly Using Ultrasound–Air–Film–Technology. In: *IEEE/SEMI Advanced Semiconductor Manufacturing Conference (ASMC)*. 2011, S. 1–6.

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. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* 177 (1886), S. 157–234.

ROSENTHAL & MIKUTEIT 1960

Rosenthal, F.; Mikuteit, V. D.: Vibrations of Ferroelectric Transducer Elements

## Literatur

---

Loaded by Masses and Acoustic Radiation. *IRE Transactions on Ultrasonic Engineering* 7 (1960) 1, S. 12–15.

RUSCHMEYER et al. 1995

Ruschmeyer, K.; Helke, G.; Koch, J.; Lubitz, K.; Möckl, T.; Petersen, A.; Riedel, M.; Schönecker, A.: *Piezokeramik: Grundlagen, Werkstoffe, Applikationen*. Renningen-Malmsheim: Expert-Verl. 1995.

SALBU 1964

Salbu, E. O. J.: Compressible Squeeze Films and Squeeze Bearings. *Journal of Basic Engineering* 86 (1964) 2, S. 355–364.

SAUERBIER 1999

Sauerbier, T.: *Theorie und Praxis von Simulationssystemen: Eine Einführung für Ingenieure und Informatiker*. Studium Technik. Braunschweig & Wiesbaden: Vieweg. 1999.

SCHEIBENER 1971

Scheibener, H.: Auslegung von Hochleistungsrüsseln für die Ultraschallbearbeitung. Dissertation. Hannover: Technische Universität Hannover. 1971.

SCHILP 2007

Schilp, M.: *Auslegung und Gestaltung von Werkzeugen zum berührungslosen Greifen kleiner Bauteile in der Mikromontage*. Bd. 199. Forschungsberichte IWB. München: Herbert Utz. 2007.

SCHORDERET et al. 2011

Schorderet, A.; Prenleloup, A.; Colla, E.: A Combined Structural and Electromechanical FE Approach for industrial Ultrasonic Devices Design. In: *AIP Conference Proceedings*. 2011, S. 1361–1366.

SCHUHMACHER 2013

Schuhmacher, A.: *Optimierung mechanischer Strukturen: Grundlagen und industrielle Anwendungen*. 2. Berlin, Heidelberg: Springer. 2013.

SCHWARZ 2001

Schwarz, S.: *Sensitivitätsanalyse und Optimierung bei nichtlinearem Strukturverhalten*. Stuttgart: Institut für Baustatik. 2001.

SHERRIT et al. 1999

Sherrit, S.; Dolgin, B. P.; Bar-Cohen, Y.; Pal, D.; Kroh, J.; Peterson, T.: Modeling of horns for sonic/ultrasonic applications. In: *IEEE Ultrasonics Symposium*. Bd. 1. 1999, 647–651 vol.1.

SHUYU 1997

Shuyu, L.: Sandwiched piezoelectric ultrasonic transducers of longitudinal-torsional compound vibrational modes. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 44 (1997) 6, S. 1189–1197.

SHUYU 2004a

Shuyu, L.: Effect of electric load impedances on the performance of sandwich piezoelectric transducers. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 51 (2004) 10, S. 1280–1286.

SHUYU 2004b

Shuyu, L.: Optimization of the performance of the sandwich piezoelectric ultrasonic transducer. *The Journal of the Acoustical Society of America* 115 (2004) 1, S. 182–186.

SHUYU 2005a

Shuyu, L.: Analysis of the sandwich piezoelectric ultrasonic transducer in coupled vibration. *The Journal of the Acoustical Society of America* 117 (2005) 2, S. 653–661.

SHUYU 2005b

Shuyu, L.: Load characteristics of high power sandwich piezoelectric ultrasonic transducers. *Ultrasonics* 43 (2005) 5, S. 365–373.

DIN EN 60825-1

Sicherheit von Lasereinrichtungen - Teil 1: Klassifizierung von Anlagen und Anforderungen (Juli 2015). Berlin.

SILK 1983

Silk, M. G.: Predictions of the effect of some constructional variables on the performance of ultrasonic transducers. *Ultrasonics* 21 (1983) 1, S. 27–33.

SIMBÜRGER 1975

Simbürger, A.: Festigkeitsverhalten zäher Werkstoffe bei einer mehrachsigen,

## Literatur

---

phasenverschobenen Schwingungsbeanspruchung mit körperfesten und veränderlichen Hauptspannungsrichtungen. Dissertation. Darmstadt: Technische Hochschule Darmstadt. 1975.

SINDAYIHEBURA et al. 1998

Sindayihebura, D.; Bolle, L.; Cornet, A.; Joannes, L.: Theoretical and experimental study of transducers aimed at low-frequency ultrasonic atomization of liquids. *The Journal of the Acoustical Society of America* 103 (1998) 3, S. 1442–1448.

SMITH 1966

Smith, L. J.: Use of phase-locked-loop control for driving ultrasonic transducers. NASA Technologie Note (TN D-3567).

SMITS 1976

Smits, J.: Iterative Method for Accurate Determination of the Real and Imaginary Parts of the Materials Coefficients of Piezoelectric Ceramics. *IEEE Transactions on Sonics and Ultrasonics* 23 (1976) 6, S. 393–401.

ST. CLAIR 1941

St. Clair, H. W.: An Electromagnetic Sound Generator for Producing Intense High Frequency Sound. *Review of Scientific Instruments* 12 (1941) 5, S. 250–256.

STRUTT 1877

Strutt 3rd Baron Rayleigh, J. W.: *The Theory of Sound*. Bd. 1. London: MacMillan and Co. 1877.

SWE et al. 2006

Swe, A.; Gupta, A.; Sivakumar, A.; Lendermann, P.: Cycle time reduction at cluster tool in semiconductor wafer fabrication. In: *8th Electronics Packaging Technology Conference*. 2006, S. 671–677.

VDI 2230

Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Zylindrische Einschraubenverbindungen (November 2015).

TAKASAKI et al. 2007

Takasaki, M.; Maruyama, Y.; Mizuno, T.: Resonance Frequency Tracing System for Langevin Type Ultrasonic Transducers. In: *International Conference on Mechatronics and Automation*. 2007, S. 3817–3822.

TIERSTEN 1967

Tiersten, H. F.: Hamilton's principle for linear piezoelectric media. *Proceedings of the IEEE* 55 (1967) 8, S. 1523–1524.

UCHINO 1997

Uchino, K.: *Piezoelectric actuators and ultrasonic motors*. Boston: Kluwer Academic Publishers. 1997.

UEHA et al. 1998

Ueha, S.; Hashimoto, Y.; Koike, Y.: Ultrasonic actuators using near field acoustic levitation. In: *IEEE Ultrasonics Symposium*. Bd. 1. 1998, S. 661–666.

UGURAL 1999

Ugural, A. C.: *Stresses in plates and shells*. 2. Aufl. Boston: WCB/McGraw Hill. 1999.

ULBRICH & ULBRICH 2012

Ulbrich, M.; Ulbrich, S.: *Nichtlineare Optimierung*. Basel: Springer. 2012.

UNBEHAUEN 2000

Unbehauen, H.: *Regelungstechnik III: Identifikation, Adaption, Optimierung*. 6. Bd. 3. Studium Technik. Braunschweig: Vieweg. 2000.

VAN KERVEL & THIJSSSEN 1983

van Kervel, S. J. H.; Thijssen, J. M.: A calculation scheme for the optimum design of ultrasonic transducers. *Ultrasonics* 21 (1983) 3, S. 134–140.

VANDAELE et al. 2005

Vandaele, V.; Lambert, P.; Delchambre, A.: Non-contact handling in microassembly: Acoustical levitation. *Precision Engineering* 29 (2005) 4, S. 491–505.

VORONINA & BABITSKY 2008

Voronina, S.; Babitsky, V. I.: Autoresonant control strategies of loaded ultrasonic transducer for machining applications. *Journal of Sound and Vibration* 313 (2008) 3–5, S. 395–417.

WAGNER et al. 2012

Wagner, T.; Schwenke, C.; Kabitzsch, K.: Modeling and wafer defect analysis

## Literatur

---

in semiconductor automated material handling systems. In: *Proceedings of the Winter Simulation Conference (WSC)*. 2012.

WANG 2011

Wang, C.: Static, dynamic and levitation characteristics of squeeze film air journal bearing: Designing, modelling, simulation and fluid solid interaction. Dissertation. London: Brunel University. 2011.

WANG 1979

Wang, T. G.: Acoustic Levitation and Manipulation for Space Applications. In: *IEEE Ultrasonics Symposium*. 1979, S. 471–475.

WANG et al. 1974

Wang, T.; Saffren, M.; Elleman, D.: Acoustic chamber for weightless positioning. In: *12th AIAA Aerospace Sciences Meeting*. 1974. URL: <http://dx.doi.org/10.2514/6.1974-155>.

WARBURTON 1954

Warburton, G. B.: The Vibration of Rectangular Plates. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 168 (1954) 12, S. 371–384.

WEISSGERBER 1999

Weißgerber, W.: *Elektrotechnik für Ingenieure* 2. 4. Wiesbaden: Vieweg + Teubner. 1999.

WHYMARK 1975

Whymark, R. R.: Acoustic field positioning for containerless processing. *Ultrasonics* 13 (1975) 6, S. 251–261.

WIESENDANGER 2001

Wiesendanger, M.: Squeeze Film Air Bearings Using Piezoelectric Bending Elements. Dissertation. Lausanne: École Polytechnique fédérale de lausanne. 2001.

WÜST 2003

Wüst, K.: Halbleiterbauelemente. In: *Mikroprozessortechnik*. Hrsg. von Mildemberger, O. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag. 2003, S. 19–40.

YAO & BJORNO 1997

Yao, Q.; Bjorno, L.: Broadband tonpiliz underwater acoustic transducers based on multimode optimization. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control* 44 (1997) 5, S. 1060–1066.

YAO et al. 2013

Yao, Z.; Guo, Z. N.; Zhang, Y. J.; Deng, Y.; Zhang, W. T.: Research on the Frequency Tracking in Rotary Ultrasonic Machining. *Procedia CIRP* 6 (2013), S. 556–560.

YOSIOKA & KAWASIMA 1955

Yosioka, K.; Kawasima, Y.: Acoustic radiation pressure on a compressible sphere. *Acustica* 5 (1955), S. 167–173.

ZÄH & ZITZMANN 2005

Zäh, M.; Zitzmann, A.: Berührungslose Handhabung: Eine Methode zur Auslegung von ultraschallbasierten berührungslosen Handhabungswerkzeugen. *wt Werkstattstechnik online* 95 (2005) 9, S. 649–653.

ZENNER et al. 1983

Zenner, H.; Heidenreich, R.; Richter, I.: Bewertung von Festigkeitshypothesen für kombinierte statische und schwingende sowie synchrone schwingende Beanspruchung. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 14 (1983) 12, S. 391–406.

ZHAO 2010

Zhao, S.: Investigation of Non-contact Bearing Systems Based on Ultrasonic Laevitation. Dissertation. Paderborn: Universität Paderborn. 2010.

ZHAO et al. 2013

Zhao, S.; Mojrzisch, S.; Wallaschek, J.: An ultrasonic levitation journal bearing able to control spindle center position. *Mechanical Systems and Signal Processing* 36 (2013) 1, S. 168–181.

ZIENKIEWICZ & TAYLOR 2000

Zienkiewicz, O. C.; Taylor, R. L.: *Finite Element Method: Vol. 1: The Basis*. 5. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2000.

## Literatur

---

ZIMMERMANN 2011

Zimmermann, J. L.: *Eine Methodik zur Gestaltung berührungslos arbeitender Handhabungssysteme*. Bd. 247. Forschungsberichte IWB. München: Herbert Utz. 2011.

# Anhang

## A.1 Piezotechnische Grundlagen

### A.1.1 Allgemeines

Für den Stand der Forschung zu Langevin Bolt Transducern (LBTs) und der Regelung von Ultraschallsystemen, ist ein grundlegendes Verständnis des piezoelektrischen Effekts erforderlich. Dieser Abschnitt fasst das notwendige Wissen kurz zusammen, auf welches auch in den Hauptkapitel 4 und 6 zurückgegriffen wird.

### A.1.2 Der piezoelektrische Effekt

Der direkte piezoelektrische Effekt wurde 1880 von den Gebrüdern Curie entdeckt und besagt, dass auf der Oberfläche eines geeigneten Werkstoffs eine elektrische Ladung entsteht, wenn dieser mit einer mechanischen Spannung beaufschlagt wird (ARNAU 2004, S. 2). Umgekehrt kann ein elektrisches Feld eine Dehnung dieses Materials bewirken, was als inverser piezoelektrischer Effekt bezeichnet wird. Während heutzutage auch Polymere mit piezoelektrischen Eigenschaften existieren (FURUKAWA 1989), kann die Ursache des piezoelektrischen Effekts nach wie vor am einfachsten anhand der klassischen Einkristalle, wie z. B. Quarz, nachvollzogen werden.

Bei der Betrachtung der Quarz-Elementarzelle in Abbildung 51 a) fallen im undeformierten Zustand die Ladungsschwerpunkte der positiv geladenen Silizium-Ionen ( $\text{Si}^{2+}$ ) und der negativ geladenen Sauerstoff-Ionen ( $\text{O}^{2-}$ ) zusammen, sodass die Zelle elektrisch neutral ist. Bei einer Deformation der Elementarzelle (Abbildung 51 b) und c)) wird das Kristallgitter verzerrt, wodurch die einzelnen Ladungsschwerpunkte verschoben werden und ein elektrischer Dipol

entsteht. Umgekehrt bewirkt ein externes elektrisches Feld die Trennung der Ladungsschwerpunkte und somit eine Deformation. (KUTTRUFF 1988, S. 87)

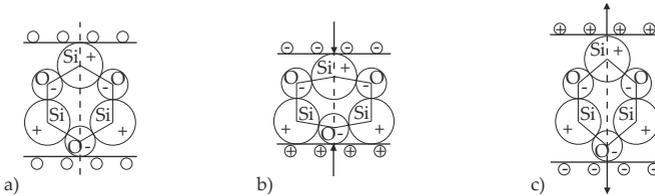


Abbildung 51: Darstellung des piezoelektrischen Effekts anhand einer Elementarzelle von Quarz a) ohne mechanische Beanspruchung, b) unter Druck und c) unter Zug nach KUTTRUFF (1988, S. 87)

Neben den Einkristallen sind insbesondere ferroelektrische<sup>74</sup> polykristalline Werkstoffe für die technische Anwendung von Interesse (ANSI/IEEE 176-1987) (S. 1). Ein besonders häufig eingesetzter Vertreter dieser Piezokeramiken ist PZT, welches bei Raumtemperatur in einer tetragonalen Gitterstruktur vorliegt (ANDERSON 1989). Die dabei entstehende Asymmetrie der Ladungsschwerpunkte erzeugt, analog zu den Einkristallen, ein piezoelektrisches Verhalten, da durch eine mechanische Deformation die Ladungsschwerpunkte relativ verschoben werden.

Sowohl die monokristallinen als auch die polykristallinen Piezokeramiken verändern oberhalb einer materialspezifischen Temperatur, der sogenannten Curie-Temperatur, ihre Kristallstruktur und verlieren dadurch ihre piezoelektrischen Eigenschaften (KUTTRUFF 1988, S. 88). Abbildung 52 zeigt den Zustand des Kristallgitters für PZT bei Temperaturen unter (a)) und über (b)) der Curie-Temperatur.

<sup>74</sup>Nach ASPELMEYER (2001, S. 17) sind ferroelektrische Materialien (Ferroelektrika) „polare Kristalle, deren Polarisierung durch Anlegen eines externen elektrischen Felds invertiert werden kann. Die Polarisierung wird dabei ohne Anlegen eines äußeren Felds durch Verzerrungen im Gitter verursacht“.

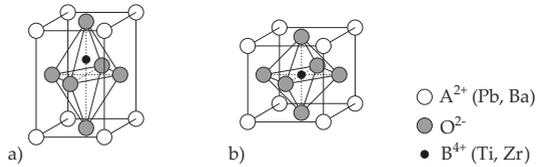


Abbildung 52: Darstellung des Kristallgitters von PZT a) unterhalb und b) oberhalb der Curie-Temperatur nach RUSCHMEYER et al. (1995, S. 2)

Während der Herstellung von Piezokeramiken liegen zunächst über die gesamte Keramik statistisch verteilte Bereiche verschiedener Dipolausrichtungen vor, welche als Weiss'sche Bezirke bezeichnet werden und deren piezoelektrische Effekte sich makroskopisch gesehen neutralisieren. Durch das Anlegen eines starken elektrischen Felds an die Keramik knapp unterhalb der Curie-Temperatur, können die unterschiedlichen Weiss'schen Bezirke gleich ausgerichtet werden. Nach dem Abkühlen behält die Kristallstruktur die eingestellte Dipolausrichtung. Dieser Prozess wird als Polarisation bezeichnet. Die Richtung des angelegten Felds ist die *Polarisationsrichtung* der Piezokeramik. (RUSCHMEYER et al. 1995, S. 3)

### A.1.3 Piezoelektrische Grundgleichungen

Zur Quantifizierung der piezoelektrischen Effekte wird unter Vernachlässigung thermischer Einflüsse der vereinfachte mathematische Zusammenhang zwischen den zuvor beschriebenen mechanischen und elektrischen Größen in Anlehnung an ARNAU (2004) hergeleitet. Aus Gründen der Konsistenz mit der Notation in dieser Arbeit wird bewusst von der gebräuchlichen Benennung der physikalischen Größen, wie diese z. B. im Standard ANSI/IEEE 176-1987 verwendet wird, abgewichen. Der Vollständigkeit halber und um den Vergleich mit weiterführender Literatur zu erleichtern, werden in Tabelle 14 beide Notationen gegenübergestellt.

Tabelle 14: Bezeichnung der mechanischen und elektrischen Größen bei piezoelektrischen Werkstoffen

| physikalische Größe        | Einheit          | Formelzeichen         |                  |
|----------------------------|------------------|-----------------------|------------------|
|                            |                  | ANSI/IEEE<br>176-1987 | in dieser Arbeit |
| mechanische Spannung       | N/m <sup>2</sup> | $T$                   | $\sigma$         |
| mechanische Dehnung        | –                | $S$                   | $\epsilon$       |
| elektrische Feldstärke     | V/m              | $E$                   | $E$              |
| dielektrische Verschiebung | C/m <sup>2</sup> | $D$                   | $D$              |

Bei linear-elastischen Werkstoffen, welche keine piezoelektrischen Eigenschaften besitzen, gilt im einachsigen Spannungsfall das Hooke'sche Gesetz. Die lineare Abhängigkeit zwischen der mechanischen Spannung und Dehnung ist als Elastizitätsmodul definiert, welcher zur Unterscheidung von dem elektrischen Feld im Folgenden mit  $c$  bezeichnet wird:

$$\sigma = c\epsilon$$

Umgeformt nach der Dehnung ergibt sich mit dem Elastizitätskoeffizienten  $s = \frac{1}{c}$ :

$$\epsilon = s\sigma \tag{A.1}$$

Für den inversen piezoelektrischen Effekt ist bei konstanter mechanischer Spannung ein linearer Zusammenhang zwischen einem angelegten elektrischen Feld und der entstehenden Dehnung bekannt, wobei  $d$  den *piezoelektrischen Ladungskoeffizient* repräsentiert:

$$\epsilon = dE \tag{A.2}$$

Ferner gilt für jedes Dielektrikum, zu denen auch die Piezokeramiken zählen, der lineare Zusammenhang zwischen der dielektrischen Verschiebung und der elektrischen Flussdichte über die Permittivität<sup>75</sup>.

$$D = \epsilon_0 \epsilon_r E \quad (\text{A.3})$$

Der direkte piezoelektrische Effekt zeigt bei konstantem elektrischem Feld eine Proportionalität zwischen der aufgebrachten mechanischen Spannung und der dielektrischen Verschiebung:

$$D = d\sigma \quad (\text{A.4})$$

Da Gleichung A.2 für jede konstante mechanische Spannung Gültigkeit besitzt, ist sie von Gleichung A.1 unabhängig. Dasselbe gilt für Gleichung A.4, welche nicht von einem äußeren elektrischen Feld beeinflusst wird. Durch die Unabhängigkeit der Gleichungen ist eine Superposition zulässig, welche das lineare piezoelektrische Gleichungssystem (Gleichungen A.5 und A.6) ergibt.

$$\epsilon = s^E \sigma + dE \quad (\text{A.5})$$

$$D = d\sigma + \epsilon_0 \epsilon_r^E E \quad (\text{A.6})$$

Zu beachten sind bei den piezoelektrischen Gleichungen die hochgestellten Indizes bei dem Elastizitätskoeffizient bzw. der relativen Permittivität, welche die konstanten Randbedingungen bei der Ermittlung der Werkstoffkennwerte angeben. So wurde z. B. im obigen Fall der Elastizitätskoeffizient  $s^E$  des Materials bei einem konstanten elektrischen Feld  $E$  ermittelt. Da die abhängigen Variablen während eines Versuchs nicht konstant bleiben, werden die unabhängigen Variablen als kontrollierte Randbedingungen verwendet. Die piezoelektrischen Kopplungskoeffizienten benötigen aufgrund ihrer Eindeutigkeit keine hochgestellten Indizes.

Wie in ANSI/IEEE 176-1987 (S. 10) dargestellt, ergeben sich durch die freie Wahl der unabhängigen mechanischen und elektrischen Größen insgesamt vier mögliche piezoelektrische Gleichungssysteme. In jedem Gleichungssystem müssen die Materialkennwerte verwendet werden, welche unter konstanten

---

<sup>75</sup>Um Konflikte bei der Notation zwischen der Permittivität und der Dehnung  $\epsilon$  zu vermeiden, wird für die Permittivität in dieser Arbeit stets das Produkt aus der elektrischen Feldkonstante  $\epsilon_0$  und der relativen Permittivität  $\epsilon_r$  ausgeschrieben.

Bedingungen für die abhängigen Parameter ermittelt wurden. Die jeweils zu verwendenden Werkstoffkennwerte sind in Tabelle 15 dargestellt, wobei die Zeilen für die abhängigen und die Spalten für die unabhängigen Variablen stehen und die entsprechenden Indizes zu ergänzen sind.

Tabelle 15: Überblick über die Abhängigkeiten zwischen den verschiedenen physikalischen Größen bei piezoelektrischen Werkstoffen

|            |            | mechanisch |            | elektrisch              |                                   |
|------------|------------|------------|------------|-------------------------|-----------------------------------|
|            |            | $\sigma$   | $\epsilon$ | $E$                     | $D$                               |
| mechanisch | $\sigma$   |            | $c$        | $-e$                    | $-h$                              |
|            | $\epsilon$ | $s$        |            | $d$                     | $g$                               |
| elektrisch | $E$        | $-g$       | $-h$       |                         | $+\frac{1}{\epsilon_0\epsilon_r}$ |
|            | $D$        | $d$        | $e$        | $+\epsilon_0\epsilon_r$ |                                   |

Tabelle 15 ist zu entnehmen, dass neben dem piezoelektrischen Ladungskoeffizienten  $d$  drei weitere piezoelektrische Koeffizienten existieren:  $e$ ,  $g$  und  $h$ . In der Literatur sind teils widersprüchliche Benennungen für diese Konstanten zu finden. So bezeichnen RUSCHMEYER et al. (1995, S. 10) und MELZ (2002, S. 69)  $g$  als piezoelektrischen Spannungskoeffizienten, während ARNAU (2004, S. 5) denselben Begriff für  $e$  einführt. Im Rahmen dieser Arbeit wird *piezoelektrischer Spannungskoeffizient* für  $e$  verwendet, während  $g$  und  $h$  lediglich als piezoelektrische Koeffizienten bezeichnet werden.

### A.1.4 Konventionen zur räumlichen Bezeichnung des piezoelektrischen Effekts

Aufgrund ihrer Polarität sind piezoelektrische Werkstoffe nie isotrop, sondern müssen stets als anisotrop<sup>76</sup> betrachtet werden. Die Definition der Orientierung eines kartesischen Koordinatensystems für den Einsatz in technischen Systemen ist abhängig von der zugrundeliegenden Gitterstruktur des Piezowerkstoffs und

---

<sup>76</sup>Aufgrund der stochastischen Verteilung der Orientierung der Weiss'schen Bezirke orthogonal zur Polarisationsrichtung (ANDERSON 1989, S. 42), wird für flächige Geometrien meist eine orthotrope Näherung gewählt (CHOPRA 2002).

ist in ANSI/IEEE 176-1987 (S. 13-14) gegeben. Die z-Richtung des orthogonalen Systems liegt nach Konvention parallel zur Polarisationsrichtung des Werkstoffs (RUSCHMEYER et al. 1995, S. 10). Werden die Gleichungen A.5 und A.6 für alle Richtungen im kartesischen Koordinatensystem aufgestellt, können die Gleichungen durch eine Vektor-Schreibweise zusammengefasst werden.

$$\vec{\epsilon} = \mathbf{s}^E \vec{\sigma} + \mathbf{d}^T \vec{E} \quad (\text{A.7})$$

$$\vec{D} = \mathbf{d} \vec{\sigma} + \epsilon_0 \epsilon_r^E \vec{E}. \quad (\text{A.8})$$

Der resultierende Zusammenhang zwischen den Spalten- und Zeilennummern der Matrizen mit dem kartesischen Koordinatensystem ist in Abbildung 53 dargestellt.

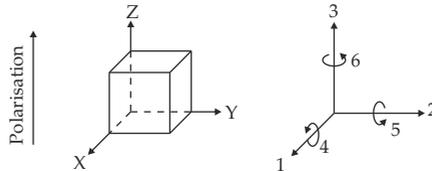


Abbildung 53: Konvention der Achsbezeichnung bei piezoelektrischen Werkstoffen nach RUSCHMEYER et al. (1995, S. 11)

Während für die mechanischen Größen mit Translation und Rotation sechs Freiheitsgrade existieren, besitzen die elektrische Feldstärke und die dielektrische Verschiebung jeweils nur drei translatorische Freiheitsgrade. Entsprechend unterscheiden sich die Dimensionen der einzelnen Matrizen mit  $6 \times 6$  für die Elastizitätskoeffizienten  $\mathbf{s}$ ,  $3 \times 6$  für die piezoelektrischen Ladungskoeffizienten  $\mathbf{d}$  und  $3 \times 3$  für die relativen Permittivitäten  $\epsilon_r$ . Die Einträge in den Matrizen hängen von der Gitterstruktur ab und können in ANSI/IEEE 176-1987 (S. 23-24) nachvollzogen werden.

Nach der gängigen Konvention für die Matrix-Schreibweise der piezoelektrischen Ladungskoeffizienten in Gleichung A.8 bedeutet der erste Index stets die Richtung der elektrischen und der zweite Index die Richtung der mechanischen Größe. So gibt z. B.  $d_{31}$  die Kopplung zwischen dem elektrischen Feld in Polarisationsrichtung (3) und der mechanischen Dehnung in Richtung 1 orthogonal dazu an. (RUSCHMEYER et al. 1995, S. 12)

Durch die zahlreichen möglichen Gitterstrukturen ergeben sich unterschiedliche Kopplungen der einzelnen Richtungen, welche ANSI/IEEE 176-1987 (S. 12-16) entnommen werden können. Die bereits zuvor erwähnten, häufig auftretenden Piezokeramiken mit tetragonaler Gitterstruktur besitzen insgesamt fünf Kopplungsrichtungen. Aufgrund der stochastischen Orientierung der Weiss'schen Bezirke orthogonal zur Polarisationsrichtung sind die Werkstoffe in der Transversalebene isotrop (ANDERSON 1989, S. 42) und die Kopplungsrichtungen können auf die drei Effekte in Abbildung 54 reduziert werden: den *Longitudinaleffekt* (a)), *Transversaleffekt* (b)) und *Schereffekt* (c)) (MELZ 2002). Der Longitudinaleffekt koppelt eine elektrische an eine mechanische Größe in Polarisationsrichtung und besitzt bei den piezoelektrischen Konstanten den Index  $33$ . Der Transversaleffekt beschreibt die Kopplung einer in Polarisationsrichtung wirkenden elektrischen Größe mit einer senkrecht zu ihr wirkenden mechanischen Größe und besitzt deshalb die beiden Indizes  $31$  und  $32$ . Wird eine elektrische Größe senkrecht zur Polarisationsrichtung angelegt, ergibt sich eine mechanische Scherung der Keramik, was mit den beiden Indizes  $15$  und  $24$  bezeichnet wird.

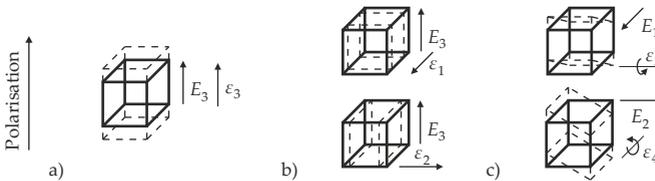


Abbildung 54: Darstellung der piezoelektrischen Kopplung beim a) Longitudinaleffekt, b) Transversaleffekt und c) Schereffekt nach MELZ (2002, S. 11)

### A.1.5 Nichtlineare Effekte bei piezoelektrischen Werkstoffen

In technischen Anwendungen weicht das Verhalten von Piezokeramiken meist von der bisher vorgestellten linearen Theorie ab. Im Folgenden werden die wichtigsten nichtlinearen Effekte kurz vorgestellt, welche für die Erstellung und Validierung der Modelle von Relevanz sind<sup>77</sup>.

<sup>77</sup>Für einen ausführlichen Überblick sei auf HALL (2001) und für eine detaillierte Beschreibung zugrundeliegender Effekte auf UCHINO (1997) verwiesen.

Analog zu dem realen mechanischen Spannungs-Dehnungs-Verhalten technischer Werkstoffe folgt auch die piezoelektrische Kopplung einem nichtlinearen Verlauf (ANDERSON 1989, S. 27). Um diesen in Modellen akkurat abbilden zu können, führte ANDERSON (1989) einen dehnungsabhängigen piezoelektrischen Ladungskoeffizienten  $d(\epsilon)$  ein, dessen Verlauf experimentell ermittelt werden muss. Andere Autoren (u. a. AURELLE et al. (1996) und ARAFA & BAZ (2004)) verwendeten zur Abbildung dieser nichtlinearen Zusammenhänge piezoelektrische Gleichungen höherer Ordnung mit zusätzlichen Materialkonstanten, welche ebenfalls experimentell bestimmt werden müssen. Untersuchungen von KRUEGER (1967, 1968) belegen, dass der piezoelektrische Ladungskoeffizient und die relative Permittivität zudem von der aufgetragenen mechanischen Spannung abhängig sind.

Ein weiterer nichtlinearer Effekt bei Piezokeramiken beruht auf der Hystereseschleife von elektrischem Feld und Dehnung, welche durch „domain switching“<sup>78</sup> verursacht wird (CHEN & MONTGOMERY 1980). Zu berücksichtigende Auswirkungen dieser Hysterese sind beim statischen Betrieb von Piezoaktoren beispielsweise die Remanenz der Dehnung und im dynamischen Betrieb eine amplitudenabhängige Phasenverschiebung zwischen elektrischem Feld und Dehnung (ANDERSON 1989, S. 35). CHEN & MONTGOMERY (1980) entwickelten eine Gleichung zur Berechnung der Hystereseschleife durch Abbildung des „domain switching“-Effekts. Andere Autoren (u. a. MARTIN (1974) und SMITS (1976)) begnügen sich damit, die auf der Hysterese beruhenden energetischen Verluste durch eine komplexe Erweiterung der mechanischen, elektrischen und piezoelektrischen Konstanten nachzubilden.

Zudem unterliegen piezoelektrische Werkstoffe häufig piezoelektrischen Kriechvorgängen, wobei das kontinuierlich anliegende elektrische Feld über die Zeit zu einer exakteren Ausrichtung der Weiss'schen Bezirke und somit zu einer verbesserten Polarisation führt. Unter anderem ist dieser Effekt auch für die Frequenzabhängigkeit der piezoelektrischen Kopplungskoeffizienten verantwortlich, wobei höhere Frequenzen eine geringere Kopplung bewirken. (ANDERSON 1989, S. 39)

---

<sup>78</sup>Als „domain switching“ wird nach LI et al. (2005) der Vorgang bezeichnet, bei dem ein ferroelektrisches Material unter Einwirkung externer Kräfte von einem polarisierten Zustand in einen anderen übergeht.

Auch die Temperatur hat einen merklichen Einfluss auf das Verhalten der Piezokeramiken. Neben der Superposition der thermisch induzierten Dehnungen zu Gleichung A.7, wie diese beispielsweise von CHOPRA (2002) vorgeschlagen wurden, hängen auch die mechanischen, piezoelektrischen und elektrischen Eigenschaften direkt von der Temperatur ab (HERBIET et al. 1989).

### A.1.6 Kenngrößen piezoelektrischer Komponenten

Unter anderem für die Auswahl geeigneter Regelungssysteme ist neben den nichtlinearen Effekten das Verständnis einiger piezoelektrischer Kenngrößen von Bedeutung. Bei der Betrachtung von Piezoaktoren spielt die Ausbreitung des erzeugten Schalls in das angrenzende Medium eine entscheidende Rolle. Aus der Akustik ist bekannt, dass der *Schallleistungs-Reflexionsgrad*  $\alpha_r$  an einer Grenzschicht durch das Verhältnis der *akustischen Impedanzen*<sup>79</sup>  $Z_{ak}$  der beiden beteiligten Medien bestimmt wird (LERCH et al. 2008, S. 59):

$$\alpha_r = \left( \frac{Z_{ak,1} - Z_{ak,2}}{Z_{ak,1} + Z_{ak,2}} \right)^2 \quad (\text{A.9})$$

Aus Gleichung A.9 folgt somit, dass das angrenzende Medium für eine vollständige Übertragung der erzeugten Schallleistung dieselbe akustische Impedanz wie die Piezokeramik aufweisen muss.

Für unendliche Medien ist die akustische Impedanz als Quotient des Schalldrucks  $p_{\text{Schall}}$  und der Schallschnelle  $v_{\text{Schall}}$  definiert (LERCH et al. 2008, S. 27). Da bei Festkörpern der Schalldruck der Normalspannung  $\sigma_{ii}$  entspricht, gilt nach AULD (1973, S. 247) für nicht-piezoelektrische feste Medien unter Vernachlässigung der Querkontraktion:

$$Z_{ak} = \frac{p_{\text{Schall}}}{v_{\text{Schall}}} = \frac{\sigma_{ii}}{v_{\text{Schall}}} = \rho c_{\text{Schall}} = \sqrt{\rho c} \quad (\text{A.10})$$

Hierbei steht  $c_{\text{Schall}}$  für die Schallgeschwindigkeit und  $c$  für den Elastizitätsmodul. Bei piezoelektrischen Werkstoffen muss zusätzlich der piezoelektrische

---

<sup>79</sup>Die akustische Impedanz wird auch als Schallkennimpedanz oder Wellenwiderstand bezeichnet und ist eine werkstoffabhängige Konstante.

Anteil der Steifigkeit berücksichtigt werden, weshalb nach AULD (1973, S. 331) bei einer Schwingung in Polarisationsrichtung Gleichung A.10 zu

$$Z_{ak} = \sqrt{\rho \left( c^E + \frac{e^2}{\epsilon_0 \epsilon_r} \right)}$$

erweitert wird.

Um eine möglichst effektive elektrische Anregung ohne Blindleistung zu gewährleisten, muss die kapazitive Wirkung der Piezokeramik auf den elektrischen Schwingkreis mit dem Spannungsgenerator kompensiert werden (KUTTRUFF 1988, S. 111). Eine wichtige Kennzahl hierfür ist die *elektrische (Eingangs-)Impedanz*  $Z_{el}$ , welche aus dem komplexen Quotienten von elektrischer Spannung  $u_{el}$  und Stromstärke  $i_{el}$  gebildet wird und deren Kehrwert die elektrische Admittanz  $Y_{el}$  (auch Leitwert genannt) ergibt. Die elektrische Admittanz von Piezokeramiken kann aus den piezoelektrischen Grundgleichungen, der Wellengleichung und den jeweiligen Randbedingungen hergeleitet werden (IKEDA 1990, S. 83-140; AULD 1973, S. 333-336). Nach entsprechenden Umformungen kann die elektrische Eingangsadmittanz in einen elektrischen und einen elektromechanischen Anteil aufgeteilt werden. Letzterer wird als *mechanische (Eingangs-)Admittanz*  $Y_m$  (KUTTRUFF 1988, S. 107) (auch Kernadmittanz genannt (LITTMANN 2003, S. 46)) bezeichnet<sup>80</sup>:

$$Y_{el} = \frac{1}{Z_{el}} = \frac{i_{el}}{u_{el}} = j\omega C_d + Y_m$$

Während  $j$  die imaginäre Zahl und  $\omega$  die Anregungskreisfrequenz sind, stellt  $C_d$  die gedämpfte Kapazität der Piezokeramik

$$C_d = C_0 (1 - j\phi_d) = \frac{\epsilon_0 \epsilon_r A_{Piezo}}{d_{Piezo}} (1 - j\phi_d)$$

mit der statischen Kapazität  $C_0$ , den inneren Verlusten  $\phi_d$  und den Abmessungen  $A_{Piezo}$  als Fläche sowie  $d_{Piezo}$  als Dicke der Piezokeramik dar.

---

<sup>80</sup>Da die Herleitung der mechanischen Admittanz wesentlich von den Randbedingungen abhängt, sei an dieser Stelle auf weiterführende Literatur, u. a. AULD (1973, S. 333-336), KUTTRUFF (1988, S. 106-108), IKEDA (1990, S. 83-140) und ARNAU (2004, S. 30-34), verwiesen.

Durch Zusammenfassen verschiedener Terme kann die elektrische Admittanz in der Nähe der Resonanz nach IKEDA (1990, S. 138-139) auf die allgemeine Form

$$Y_{el} = j\omega C_d + \frac{1}{R_m + j\omega L_m + \frac{1}{j\omega C_m}} \quad (\text{A.11})$$

gebracht werden, welche der Gleichung der „Butterworth-Van-Dyke“-Ersatzschaltung in Abbildung 55 a) entspricht. In dieser Ersatzschaltung befindet sich die gedämpfte Kapazität  $C_d$  im linken Pfad parallel zu den elektromechanisch gekoppelten dynamischen Größen im rechten Pfad: dem Ersatzwiderstand  $R_m$ , der Ersatzinduktivität  $L_m$  und der Ersatzkapazität  $C_m$  (MILLNER 1987, S. 71). Eine alternative Herleitung für die „Butterworth-Van-Dyke“-Ersatzschaltung formulierte bereits CADY (1946, S. 290-298).

Zwei häufig zur Beschreibung und Bewertung von piezoelektrischen Komponenten verwendete Frequenzen sind die Serienresonanzfrequenz  $f_s$ , welche aufgrund ihrer Herleitung der mechanischen Resonanzfrequenz entspricht und die Parallelresonanzfrequenz  $f_p$ . Nach HERING et al. (2010, S. 94) tritt in ungedämpften Serienschwingkreisen bei  $f_s$  die minimale Impedanz und in ungedämpften Parallelschwingkreisen bei  $f_p$  die minimale Admittanz auf. Unter Vernachlässigung der Verluste des Widerstands  $R_m$  lassen sich die Serien- und Parallelresonanzfrequenz somit unter anderem nach RUSCHMEYER et al. (1995, S. 17), NEUBIG & BRIESE (1997, S. 56), BÖHMER et al. (2010, S. 77) und LERCH (2010, S. 395) aus den Pol- und Nullstellen von Gleichung A.11 berechnen:

$$f_s = \frac{1}{2\pi\sqrt{L_m C_m}}$$
$$f_p = \frac{1}{2\pi\sqrt{L_m \frac{C_0 C_m}{C_0 + C_m}}}$$

Wie Abbildung 55 b) veranschaulicht, stimmen die Frequenzen der maximalen Admittanz  $f_m$  und minimalen Admittanz  $f_n$  bei Piezokeramiken nicht zwangsläufig mit den berechneten Serienresonanzfrequenzen  $f_s$  und Parallelresonanzfrequenzen  $f_p$  überein (RUSCHMEYER et al. 1995, S. 18; BÖHMER et al. 2010, S. 68-69). Die Ursache hierfür liegt in der Vernachlässigung des Ersatzwiderstands  $R_m$  und der zum Serienschwingkreis parallelen, gedämpften Kapazität  $C_d$  (IKEDA 1990, S. 139; NEUBIG & BRIESE 1997, S. 57). Zudem müssen die elektrische Resonanzfrequenz  $f_{r,el}$  und Antiresonanzfrequenz  $f_{a,el}$  unterschieden

werden, bei welchen der Blindwiderstand und somit die Blindleistung null werden. Der Zusammenhang dieser Frequenzen kann der Admittanz-Ortskurve der „Butterworth-Van-Dyke“-Ersatzschaltung in Abbildung 55 c) entnommen werden, welche entsprechend der Theorie der Ortskurven von WEISSGERBER (1999, S. 207-208) aus Gleichung A.11 hergeleitet werden kann. Entsprechende Admittanz-Ortskurven lieferten unter anderem NEUBIG & BRIESE (1997, S. 222) und IKEDA (1990, S. 139). Vernachlässigt sind in dieser Theorie alle elektrischen Verluste durch Widerstände im elektrischen Schwingkreis, beispielsweise der Leitungen. Die Berücksichtigung dieser Verluste führt zu einer Verschiebung der Admittanz-Ortskurve entlang der reellen Achse (LITTMANN 2003, S. 53).

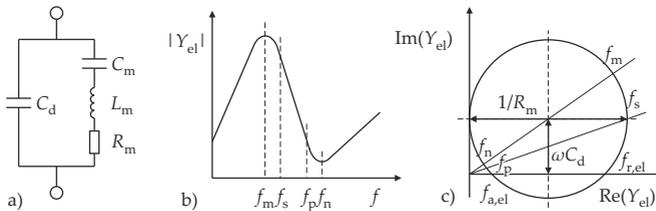


Abbildung 55: Verhalten der elektrischen Admittanz von Piezokeramiken in der Nähe der Resonanzfrequenz: a) „Butterworth-Van-Dyke“-Ersatzschaltung nach CADY (1946, S. 298), b) schematischer Admittanz-Frequenzverlauf nach IKEDA (1990, S. 140), c) Ortskurve der Admittanz nach PAGE (1957, S. 355).

Eine Aussage über die mechanische Güte der Resonanz liefert der *mechanische Gütefaktor*  $Q_m$ , welcher auch als Q-Wert bezeichnet wird (RUSCHMEYER et al. 1995, S. 19). Zur Berechnung dieser Kennzahl können z. B. die Elemente der „Butterworth-Van-Dyke“-Ersatzschaltung (LERCH 2010, S. 395) oder das Frequenzintervall  $\Delta f_{s,3\text{dB}}$  um die Serienresonanzfrequenz  $f_s$ , welches eine maximale Abnahme der Amplitude um 3 dB darstellt (RUSCHMEYER et al. 1995, S. 19), verwendet werden:

$$Q_m = \frac{1}{R_m} \sqrt{\frac{L_m}{C_m}} = \frac{f_s}{\Delta f_{s,3\text{dB}}}$$

Die Umwandlung zwischen elektrischer und mechanischer Energie wird mit dem *piezoelektrischen Kopplungsfaktor* beschrieben, welcher sowohl für eine Rich-

tung ( $k_{ij}$ ) als auch effektiv für die gesamte Piezokeramik ( $k_{\text{eff}}$ ) angegeben werden kann. Nach RUSCHMEYER et al. (1995, S. 29-32) lassen sich die Kopplungsfaktoren aus den piezokeramischen Materialwerten bzw. der Parallelresonanzfrequenz  $f_p$  und Serienresonanzfrequenz  $f_s$  berechnen:

$$k_{ij}^2 = \frac{d^2}{s^E \epsilon_r \epsilon_0}$$
$$k_{\text{eff}}^2 = \frac{f_p^2 - f_s^2}{f_p^2}$$

## A.2 Grundlagen der Regelung

### A.2.1 Phase Locked Loop

Aufgrund möglicher Instabilitäten der selbsterregten Schwingung von Ultraschallschwingern mit hohen Lasten entwarf POTTER (1943) zu deren Regelung eine erste Schaltung mittels PLL. Der für dessen Regelung relevante Verlauf der mechanischen Schwingungsamplitude und der Phase zwischen Spannung und Strom über die Anregungsfrequenz ist in Abbildung 56 für ein exemplarisches Ultraschallsystem dargestellt.

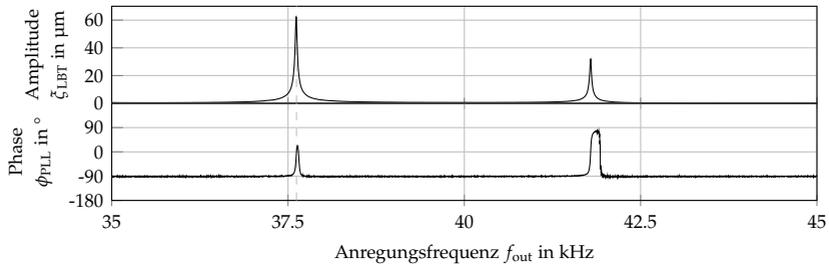


Abbildung 56: Zusammenhang zwischen der mechanischen Schwingungsamplitude und der Phase zwischen elektrischer Spannung und Strom über die Anregungsfrequenz bei konstanter Anregungsspannung.

Bei der PLL wird ein spannungsgesteuerter Oszillator (VCO) mit einer zum Phasenfehler proportionalen Spannung beaufschlagt und somit die Anregungsfrequenz in Richtung Resonanz korrigiert. Da ein VCO immer eine Frequenz proportional zu der angelegten Steuerspannung  $U_{VCO}$  erzeugt, kann mit dieser Schaltung allerdings keine perfekte Regelung ermöglicht werden: Eine Verringerung der Frequenzabweichung durch die Regelung führt zu einer Verkleinerung des Phasenfehlers  $\Delta\phi_{PLL}$  und somit zu einer geringeren Korrektur der Frequenz.

Um dieses Problem zu lösen, schaltete SMITH (1966) einen Integrator als Schleifenfilter zwischen Phasendetektor und VCO, wodurch eine asymptotische Annäherung der Anregung an die Resonanz erreicht wird. In der Literatur finden

sich zahlreiche weitere Regelungen von Ultraschallschwingern mittels PLL, welche unterschiedliche Schaltungen und Schleifenfilter vorschlagen, u. a. MIZUTANI et al. (1996), BECKER (2001), LITTMANN (2003), TAKASAKI et al. (2007) und KAUCZOR (2009). Abbildung 57 zeigt den allgemeinen Aufbau einer PLL mit den drei zentralen Elementen: Phasendetektor, Schleifenfilter und VCO.

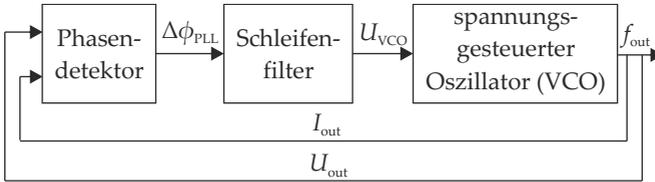


Abbildung 57: Schematischer Aufbau einer Phase Locked Loop zur Regelung der Resonanzfrequenz eines Ultraschallschwingers

### A.2.2 Admittance Locking

In ihrer elektrischen Resonanz besitzen Ultraschallsysteme eine maximale Admittanz (Anhang A.1.6), was bei konstanter Anregungsspannung zu einem Maximum des elektrischen Stroms führt. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 58 für das Ultraschallsystem aus Abschnitt 2.6.2 dargestellt.

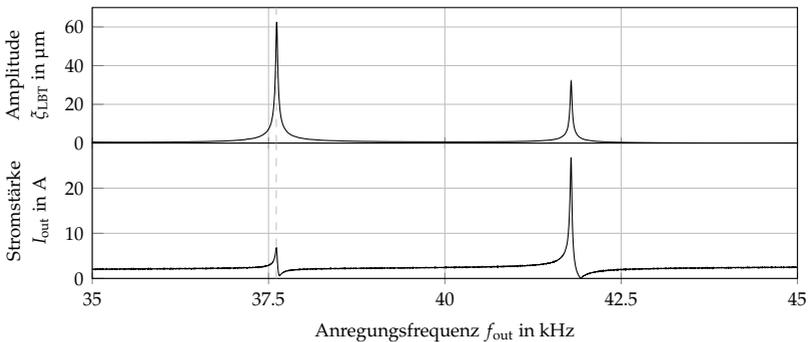


Abbildung 58: Zusammenhang zwischen der mechanischen Schwingungsamplitude und dem elektrischen Strom über die Anregungsfrequenz.

### A.3 Synthetisierung der Schwingungsformen

Ausgangspunkt ist das kleinste wiederkehrende Schwingungsmuster der bei der SFL zugrundeliegenden Plattenschwingung einer unendlichen Platte mit der Wellenlänge  $\lambda_\infty$ , im Folgenden Grundelement genannt, in Abbildung 59 a). Hierzu wird lediglich ein Quader mit quadratischer Grundfläche und der Plattendicke modelliert. An den vier Stirnseiten des Quaders wird jeweils die Verschiebung senkrecht zu den Flächen – in  $x$ -Richtung  $u(x)$  respektive  $y$ -Richtung  $u(y)$  – gesperrt. Aufgrund der dreidimensionalen Modellierung wird dadurch auch die Biegung des Grundelements an den Rändern gesperrt. Ergebnis der modalen Simulation dieses Quaders ist unter anderem die in Abbildung 59 a) dargestellte, gesuchte Schwingungsform.

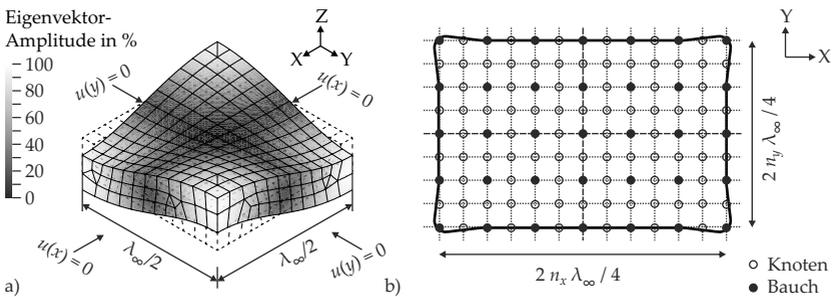


Abbildung 59: Synthetisierung des Eigenvektors der idealisierten Schwingung der Plattensonotrode: a) Wiederkehrendes Schwingungsmuster der unendlichen Plattenschwingung, b) Zusammensetzen zu einer endlichen Platte und Auswahl der Freiheitsgrade für den Eigenvektor

Dieses Grundelement wird in der Plattenebene so oft aneinander gesetzt, bis die synthetisierte Schwingung die Ausmaße der geometrischen Überlegungen aus Abschnitt 3.4.4 erreicht hat. Wie in Abbildung 59 b) dargestellt, befinden sich in Schritten von  $\lambda/4$  – ausgehend vom Zentrum der Platte – abwechselnd Schwingungsknoten und -bäuche, deren Freiheitsgrade zur Beschreibung des Referenz-Eigenvektors verwendet werden. Für alle Einträge des Eigenvektors in der Plattenebene wird eine Schwingungsamplitude von null eingetragen. Beginnend bei einer Ecke der Platte werden anschließend die Amplituden in

Schwingungsrichtung eingetragen. In Schwingungsknoten ist diese ebenfalls null, während Schwingungsbäuche eine normierte Amplitude von eins besitzen. Zu beachten ist, dass zwei benachbarte Schwingungsbäuche stets entgegengesetzte Vorzeichen besitzen.

Der Referenz-Eigenvektor  $\vec{\phi}_{\text{Ref}}$  wird nun durch eine theoretisch beliebige Anordnung der in Abbildung 59 b) ausgewählten Freiheitsgrade gebildet:

$$\vec{\phi}_{\text{Ref}} = \begin{bmatrix} \text{Bauch} \\ \text{Knoten} \\ \text{Bauch} \\ \vdots \\ \text{Knoten} \\ \text{Knoten} \\ \text{Knoten} \\ \vdots \\ \text{Bauch} \\ \text{Knoten} \\ \text{Bauch} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ -1 \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ -1 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}$$

Da in der Simulation meist deutlich mehr Freiheitsgrade vorhanden sind, muss der Eigenvektor auf die Dimension des Referenz-Eigenvektors verkürzt werden. Die zu behaltenden Freiheitsgrade müssen sich dabei an denselben geometrischen Position der Plattensonotrode wie beim synthetisierten Eigenvektor befinden. Die bei der Bildung des Referenz-Eigenvektors zuvor beliebig gewählte Reihenfolge der Freiheitsgrade muss hierbei eingehalten werden.

Da sich die geometrischen Abmessungen der Platte während der Optimierung verändern, stimmen die Positionen der Freiheitsgrade am Rand der synthetisierten Schwingung nicht mit dem Rand der aktuellen Auslegung überein. Aus diesem Grund werden die Positionen der äußersten Schwingungsknoten und -bäuche auf den Rand der tatsächlichen Geometrie verschoben. Zudem werden die Schwingungsknoten der zweitäußersten Reihe in die Mitte zwischen den Rand und die dritte Reihe verschoben. Dies entspricht einer Anpassung der Wellenlänge der äußersten Grundelemente, was aufgrund der abweichenden Randbedingung der freien Kanten zur unendlichen Platte eine gute Näherung

### A.3 Synthetisierung der Schwingungsformen

---

darstellt. Alle weiter im Platteninneren liegenden Freiheitsgrade werden nicht verschoben. Ihre Position ändert sich während einer Auslegung somit nicht.

Ein analoges Vorgehen wird zur Synthetisierung der idealisierten Schwingungsformen der Stabsonotrode verwendet. Hierbei werden zur Erfüllung der Anforderung A III (*Schnittstelle*, Abschnitt 3.2.1) Schwingungsknoten am Flansch und Schwingungsmaxima an den beiden Stabenden angenommen. Die Amplituden an den Stabenden werden dabei mittels des gewünschten Verstärkungsfaktors skaliert. Für eine repräsentative Abbildung der Schwingung sollte die Anzahl der Schwingungsknoten und -maxima in etwa gleich groß sein.



## A.4 Werkstoffparameter

Die für die Metalle und den Isolator verwendeten linear-elastischen, isotropen Werkstoffparameter können Tabelle 16 entnommen werden.

*Tabelle 16: Werkstoffparameter der isotropen Materialien*

| Werkstoff               | Dichte<br>in kg/m <sup>3</sup> | E-Modul<br>in MPa | Poisson-Zahl<br>- |
|-------------------------|--------------------------------|-------------------|-------------------|
| Aluminium (EN AW 5083)  | 2656                           | 70,7              | 0,33              |
| Kupfer (ohne Fuge)      | 8920                           | 125               | 0,35              |
| Kupfer (mit Fuge)       | 8920                           | 87,5              | 0,35              |
| Isolator (ursprünglich) | 7850                           | 145               | 0,33              |
| Isolator (korrigiert)   | 7850                           | 105               | 0,33              |
| Stahl (Schraube)        | 7810                           | 210               | 0,33              |

Als Isolatoren dienen nicht polarisierte Piezokeramiken vom Typ PIC181 des Herstellers PI Ceramic GmbH. Die linearisierten Werkstoffparameter für die verwendeten Piezokeramik derselben, aber polarisierten Art sind in Tabelle 17 aufgeführt.

Zur Ermittlung der korrigierten E-Module für den Isolator und das Kupfer wurden Simulationsstudien durchgeführt, in denen die Werkstoffparameter um die statisch ermittelten Werte variiert wurden. Als Bewertungsbasis dienen die relativen Frequenzänderungen aus den Experimenten, wie in Tabelle 2 aufgeführt. Nachfolgend sind die Frequenzänderungen für die vollfaktoriellen Variationen für den Versuch mit einem Aluminiumring (Tabelle 18), zwei Aluminiumringen (Tabelle 19), einem Kupferring (Tabelle 20) und zwei Kupferringen (Tabelle 21) abgebildet.

Tabelle 17: Werkstoffparameter der Piezokeramiken

| Parameter   | Wert                                |
|---|-------------------------------------|
| $c_{11}^E = c_{22}^E$                             | $1,523 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ |
| $c_{12}^E$  | $8,909 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$ |
| $c_{13}^E = c_{23}^E$                             | $8,547 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$ |
| $c_{33}^E$  | $1,341 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ |
| $c_{44}^E = c_{55}^E$                             | $2,830 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$ |
| $c_{66}^E$  | $3,161 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ |
| $d_{31}$  | $-1,08 \cdot 10^{-10} \text{ m/V}$  |
| $d_{33}$  | $2,53 \cdot 10^{-10} \text{ m/V}$   |
| $d_{15}$  | $3,89 \cdot 10^{-10} \text{ m/V}$   |
| $e_{31}$  | $-4,5 \text{ Nm/V}$                 |
| $e_{33}$  | $14,7 \text{ Nm/V}$                 |
| $e_{15}$  | $11,0 \text{ Nm/V}$                 |
| $\epsilon_{r,11}^\sigma = \epsilon_{r,22}^\sigma$ | 1224                                |
| $\epsilon_{r,33}^\sigma$                          | 1135                                |

Tabelle 18: Frequenzabweichung zwischen dem Referenzaufbau und dem Aufbau mit einem Aluminiumring bei Variation der Elastizitätsmodule

|        |         | Isolator |         |         |         |         |
|--------|---------|----------|---------|---------|---------|---------|
|        |         | 100 MPa  | 105 MPa | 110 MPa | 115 MPa | 120 MPa |
| Kupfer | 130 MPa | -297 Hz  | -353 Hz | -405 Hz | -454 Hz | -501 Hz |
|        | 125 MPa | -297 Hz  | -352 Hz | -405 Hz | -454 Hz | -502 Hz |
|        | 120 MPa | -297 Hz  | -354 Hz | -406 Hz | -456 Hz | -502 Hz |

Tabelle 19: Frequenzabweichung zwischen dem Referenzaufbau und dem Aufbau mit zwei Aluminiumringen bei Variation der Elastizitätsmodule

|        |         | Isolator |         |          |          |          |
|--------|---------|----------|---------|----------|----------|----------|
|        |         | 100 MPa  | 105 MPa | 110 MPa  | 115 MPa  | 120 MPa  |
| Kupfer | 130 MPa | -831 Hz  | -933 Hz | -1028 Hz | -1116 Hz | -1200 Hz |
|        | 125 MPa | -831 Hz  | -932 Hz | -1027 Hz | -1116 Hz | -1200 Hz |
|        | 120 MPa | -831 Hz  | -933 Hz | -1028 Hz | -1117 Hz | -1200 Hz |

Tabelle 20: Frequenzabweichung zwischen dem Referenzaufbau und dem Aufbau mit einem Kupferring bei Variation der Elastizitätsmodule

|        |         | Isolator |         |         |         |         |
|--------|---------|----------|---------|---------|---------|---------|
|        |         | 100 MPa  | 105 MPa | 110 MPa | 115 MPa | 120 MPa |
| Kupfer | 130 MPa | 227 Hz   | 177 Hz  | 130 Hz  | 86 Hz   | 44 Hz   |
|        | 125 MPa | 191 Hz   | 142 Hz  | 94 Hz   | 49 Hz   | 7 Hz    |
|        | 120 MPa | 153 Hz   | 102 Hz  | 54 Hz   | 9 Hz    | -32 Hz  |

Tabelle 21: Frequenzabweichung zwischen dem Referenzaufbau und dem Aufbau mit zwei Kupferringen bei Variation der Elastizitätsmodule

|        |         | Isolator |         |         |         |         |
|--------|---------|----------|---------|---------|---------|---------|
|        |         | 100 MPa  | 105 MPa | 110 MPa | 115 MPa | 120 MPa |
| Kupfer | 130 MPa | 31 Hz    | -71 Hz  | -166 Hz | -254 Hz | -338 Hz |
|        | 125 MPa | -42 Hz   | -143 Hz | -238 Hz | -327 Hz | -411 Hz |
|        | 120 MPa | -119 Hz  | -221 Hz | -316 Hz | -405 Hz | -488 Hz |



## A.5 Notation für piezokeramische Werkstoffkennwerte

Die piezoelektrischen Werkstoffkennwerte werden immer auf die jeweils andere Größe der gleichen Gleichung bezogen. So werden z. B. die elektrischen Werkstoffkennwerte entweder auf konstante Dehnung oder Spannung bezogen. Der Bezug wird wie folgt hochgestellt angegeben:

- D: bei konstanter elektrischer Verschiebung (elektrisch offener Piezo)
- E: bei konstantem elektrischem Feld (kurzgeschlossener Piezo)
- S (in dieser Arbeit  $\epsilon$ ): bei konstanter mechanischer Dehnung
- T (in dieser Arbeit  $\sigma$ ): bei konstanter mechanischer Spannung

Ferner besitzen die Werkstoffeigenschaften stets zwei Indizes, welche sich auf die Richtung beziehen. Bei den elektromechanisch gekoppelten Größen bezeichnet der erste Index bezieht stets die mechanische und der zweite die elektrische Richtung. Die Translationsrichtungen sind mit 1 bis 3 und die Rotationsrichtungen mit 4 bis 6 gekennzeichnet. Richtung 3 entspricht der Polarisationsrichtung. Ab ADINA Version 9.0 existiert ein spezielles piezoelektrisches Materialmodell. Dieses bietet die Möglichkeit die Materialwerte in Spannungs- (e) oder Dehnungsnotation (d) anzugeben. Ferner können entweder die Steifigkeitsmatrix C oder die E-Module, Poisson-Zahlen und Scher-Module angegeben werden.

In IEEE werden die Indizes 1-6 der sechs Freiheitsgrade in einer anderen Reihenfolge als in ADINA verwendet (Tabelle 22):

Tabelle 22: Zuordnung der verschiedenen Achsnotationen

| Index | IEEE        | ANSYS & ADINA (3D) | ADINA (2D)  |
|-------|-------------|--------------------|-------------|
| 1     | x           | x                  | y           |
| 2     | y           | y                  | z           |
| 3     | z           | z                  | yz = rot(x) |
| 4     | rot(x) = yz | xy = rot(z)        | x           |
| 5     | rot(y) = xz | xz = rot(x)        | -           |
| 6     | rot(z) = xy | yz = rot(y)        | -           |

Die offizielle Notation für die Matrix der piezoelektrische Spannungskoeffizienten  $\mathbf{e}$  nach ANSI/IEEE 176-1987, deren Indizes in der vorliegenden Arbeit verwendet werden, ist

$$\mathbf{e}^T = \begin{bmatrix} e_{11} & e_{21} & e_{31} \\ e_{12} & e_{22} & e_{32} \\ e_{13} & e_{23} & e_{33} \\ e_{14} & e_{24} & e_{34} \\ e_{15} & e_{25} & e_{35} \\ e_{16} & e_{26} & e_{36} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & e_{31} \\ 0 & 0 & e_{31} \\ 0 & 0 & e_{33} \\ 0 & e_{15} & 0 \\ e_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

In ANSYS und in ADINA (3D) sind die piezoelektrischen Spannungskonstanten  $e$  somit wie folgt anzugeben (Polarisation in z, allgemein und für PZT):

$$\mathbf{e}^T = \begin{bmatrix} e_{11} & e_{21} & e_{31} \\ e_{12} & e_{22} & e_{32} \\ e_{13} & e_{23} & e_{33} \\ e_{16} & e_{26} & e_{36} \\ e_{14} & e_{24} & e_{34} \\ e_{15} & e_{25} & e_{35} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & e_{31} \\ 0 & 0 & e_{31} \\ 0 & 0 & e_{33} \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & e_{15} & 0 \\ e_{15} & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Hierbei entspricht nach Konvention die Polarisation in Richtung 3 der z-Richtung des Materials. Wenn die Polarisation z.B. in y-Richtung sein soll, müssen y (IEEE: 2) und z (IEEE: 3), sowie xy (IEEE: 6) und xz (IEEE: 5) vertauscht werden. Damit ergibt sich eine Änderung der Einträge zu:

$$\mathbf{e}^T = \begin{bmatrix} e_{11} & e_{31} & e_{21} \\ e_{13} & e_{33} & e_{23} \\ e_{12} & e_{32} & e_{22} \\ e_{15} & e_{35} & e_{25} \\ e_{14} & e_{34} & e_{24} \\ e_{16} & e_{36} & e_{26} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & e_{31} & 0 \\ 0 & e_{33} & 0 \\ 0 & e_{31} & 0 \\ e_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & e_{15} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Bei der Verwendung von rotationssymmetrischen Modellen mit Polarisation in z-Richtung wird nur die y-z-Ebene benötigt. In ANSYS können dazu die

## A.5 Notation für piezokeramische Werkstoffkennwerte

---

vollen Matrizen verwendet werden. In ADINA 2D gilt hingegen eine veränderte Achsnummerierung, wie Tabelle 22 zu entnehmen ist:

$$\mathbf{e}^T = \begin{bmatrix} e_{22} & e_{32} \\ e_{23} & e_{33} \\ e_{24} & e_{34} \\ e_{21} & e_{31} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & e_{31} \\ 0 & e_{33} \\ e_{15} & 0 \\ 0 & e_{31} \end{bmatrix}$$

Die Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{C}$  wird analog von der IEEE-Notation

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} & c_{15} & c_{16} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} & c_{25} & c_{26} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} & c_{35} & c_{36} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} & c_{45} & c_{46} \\ c_{51} & c_{52} & c_{53} & c_{54} & c_{55} & c_{56} \\ c_{61} & c_{62} & c_{63} & c_{64} & c_{65} & c_{66} \end{bmatrix}$$

zur 3D-FEM (Polarisation in  $z$ )

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{16} & c_{14} & c_{15} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{26} & c_{24} & c_{25} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{36} & c_{34} & c_{35} \\ c_{61} & c_{62} & c_{63} & c_{66} & c_{64} & c_{65} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{46} & c_{44} & c_{45} \\ c_{51} & c_{52} & c_{53} & c_{56} & c_{54} & c_{55} \end{bmatrix}$$

bzw. in ADINA für die 2D-Simulation (Polarisation  $z$ ) zu

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{22} & c_{23} & c_{24} & c_{21} \\ c_{32} & c_{33} & c_{34} & c_{31} \\ c_{42} & c_{43} & c_{44} & c_{41} \\ c_{12} & c_{13} & c_{14} & c_{11} \end{bmatrix}$$

umgestellt. Zu beachten ist, dass die Steifigkeitsmatrizen symmetrisch sind (d. h.  $c_{ij} = c_{ji}$ ).

Abbildung 60 stellt die Koordinatenkonventionen für die Beschreibung der Materialeigenschaften von ANSI/IEEE 176-1987 mit der in der zwei- und dreidimensionalen FEM in ANSYS und ADINA gegenüber.

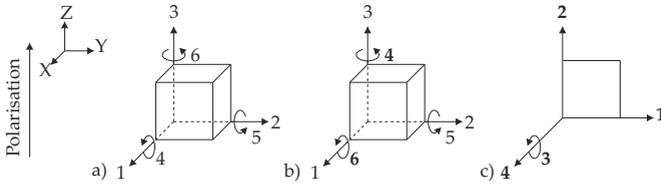


Abbildung 60: Vergleich der Koordinatenkonventionen der Materialeigenschaften von Piezokeramiken a) nach ANSI/IEEE 176-1987 mit b) ANSYS und der dreidimensionalen FEM in ADINA und c) der zweidimensionalen FEM in ADINA

## A.6 Darstellung exemplarischer Simulationsergebnisse

Zum besseren Verständnis der Simulationsergebnisse der einzelnen Modelle sind im Folgenden exemplarische Visualisierungen abgebildet. Ein Ergebnis der Strömungssimulation sind die in Abbildung 61 dargestellten Druckverteilungen in den Rand- (a-d) und Mittelelementen (e-h)).

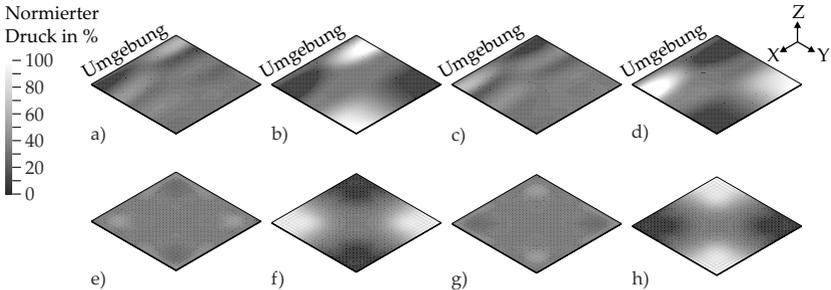


Abbildung 61: Druckverteilung für das Randelement zu den Phasen a)  $0^\circ$ , b)  $90^\circ$ , c)  $180^\circ$  und d)  $270^\circ$  sowie für das Mittelelement zu den Phasen e)  $0^\circ$ , f)  $90^\circ$ , g)  $180^\circ$  und h)  $270^\circ$  im eingeschwungenem Zustand.

Für das Modell einer exemplarischen Plattensonotrode resultiert die modale Simulation unter anderem in den in Abbildung 62 dargestellten Eigenmoden mit den jeweils zugeordneten Schwingungsformen.

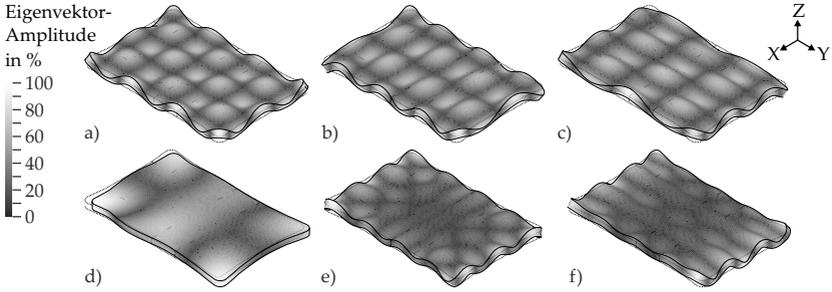


Abbildung 62: Eigenmoden der exemplarischen Plattensonotrode bei a) 35,59 kHz (gesuchte Eigenmode), b) 34,04 kHz, c) 35,20 kHz, d) 35,37 kHz, e) 36,91 kHz und f) 37,75 kHz

Abbildung 63 stellt – unter Vernachlässigung von Starrkörpermoden – die ersten vier Eigenmoden für das Modell einer exemplarischen Stabsonotrode dar.

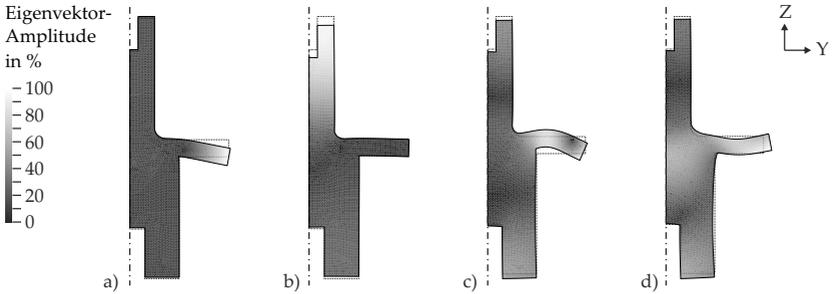


Abbildung 63: Eigenmoden der exemplarischen Stabsonotrode bei a) 13,80 kHz , b) 33,33 kHz (gesuchte Eigenmode), c) 53,64 kHz und d) 63,78 kHz

### A.7 Grundlagen der Optimierung

#### A.7.1 Multikriterielle Optimierung

Bei der Existenz mehrerer Zielfunktionen kann meist nicht für alle gleichzeitig das globale Optimum realisiert werden (RAO 2009, S. 763). Ein Zustand, bei dem keine Zielfunktion verbessert werden kann, ohne dass sich eine andere verschlechtert, wird als Pareto-Optimum bezeichnet (CHONG & ŽAK 2008, S. 543). Alle Pareto-Optima eines Problems bildet zusammen die Pareto-Menge. Für multikriterielle Optimierungsprobleme existieren somit zunächst mehrere gleichwertige Lösungen.

Die existierenden Methoden zur multikriteriellen Optimierung lassen sich nach DIWEKAR (2008, S. 187) in zwei Gruppen unterteilen. Die Entscheidungsverfahren (engl. „Preference Based Methods“) versuchen den Entscheidungsprozess des Anwenders zu quantifizieren. Hierzu werden häufig die Zielfunktionen relativ zueinander gewichtet oder für jede Funktion ein Zielwert vorgegeben, bevor die Optimierung durchgeführt wird („a priori“). Anschließend werden die einzelnen Zielfunktionen zu einer neuen, gemeinsamen Zielfunktion zusammengefasst und diese optimiert. Das multikriterielle Optimierungsproblem wird somit bereits vor der Optimierung auf ein eindimensionales Problem reduziert.

Die Generierungsverfahren (engl. „Generating Methods“) versuchen hingegen die Pareto-Mengen zu erzeugen bzw. anzunähern und dem Anwender zur Verfügung zu stellen. Dieser kann anschließend eine Lösung auswählen, wobei dies entweder intuitiv oder über eine nachträgliche Gewichtung der einzelnen Zielfunktionen („a posteriori“) geschehen kann.

Um die Automatisierbarkeit (A 4, Abschnitt 3.2.1) der Methode gewährleisten zu können, sollte der Anwender nicht in die Auswahl einer Lösung einbezogen werden. Aus diesem Grund werden in dieser Arbeit sowohl Entscheidungsverfahren als auch automatisierte a-posteriori-Generierungsverfahren betrachtet.

Eines der einfachsten Entscheidungsverfahren ist die Gewichtungsmethode, bei der die einzelnen Zielfunktionen mit Gewichtungsfaktoren  $w$  multipliziert und

zu einer neuen Zielfunktion  $O_w(\vec{X})$  aufsummiert werden. Jeder Gewichtungsfaktor  $w_i$  muss dabei größer null sein (DIWEKAR 2008, S. 192-193).

$$O_w(\vec{X}) = \sum_{i=1}^n w_i O_i(\vec{X})$$

Bei der Verwendung der Gewichtungsmethode sollten nach MIETTINEN (2008, S. 11) die Gewichtungsfaktoren so gewählt werden, dass die Wertebereiche aller Zielfunktionen normalisiert sind. Zudem erfassen sie bei nicht konvexen Optimierungsproblemen die Pareto-Menge unvollständig und können somit eventuell nicht das optimale Ergebnis erreichen (MIETTINEN 2008, S. 11).

### A.7.2 Simulated Annealing

Ein heuristisches Simulationsverfahren, welchem keine Annahmen über die Gleichungen des zu lösenden Problems zugrunde liegen und welches somit für jedes Optimierungsproblem angewendet werden kann, ist das Simulated Annealing (BANGERT 2012, S. 6). Wie die Übersetzung des Namens, „simuliertes Glühen“, andeutet, basiert das Vorgehen auf einer Analogie zur Glühbehandlung von metallischen Werkstoffen. Während eines langsamen Abkühlvorgangs bilden die einzelnen Atome ein homogenes Gefüge, sodass letztendlich ein geordneter Zustand minimaler Energie erreicht wird (PAPAGEORGIOU 2012, S. 57). Gemäß der Boltzmann-Statistik kann das Gefüge während des Abkühlens mit einer temperatur- ( $\Theta$ ) und energieabhängigen Wahrscheinlichkeit  $P$

$$P = e^{-\frac{E'_O - E_O}{k_B \Theta}} \quad (\text{A.12})$$

lokal von einem Zustand niedriger Energie  $E_O$  in einen Zustand höherer Energie  $E'_O$  übergehen, wobei  $e$  die eulersche Zahl und  $k_B$  die Boltzmannkonstante sind (BANGERT 2012, S. 168). Die Übertragung dieses Prinzips auf die Optimierung bedeutet, dass das Optimierungsverfahren mit abnehmender Wahrscheinlichkeit (Temperatur) auch Zustände mit schlechteren Zielwerten (höherer Energie) akzeptieren darf und somit lokale Optima zugunsten eines größeren Lösungsraums verlassen kann.

Der Ablauf des SA basiert im Wesentlichen auf zwei ineinander geschachtelten Schleifen (RAO 2009, S. 706). In der inneren Schleife werden der aktuelle

Referenzzustand  $\vec{X}$  mittels einer zufälligen Veränderung in einen neuen Zustand  $\vec{X}'$  überführt und die Werte der Zielfunktionen der beiden Zustände verglichen. Wenn dieser Zielwert des neuen Zustands besser ist als der des Referenzzustands, wird der Referenzzustand durch den neuen Zustand ersetzt. Andernfalls wird Gleichung A.12 zur Berechnung einer Wahrscheinlichkeit verwendet, um über die Annahme des neuen Zustands zu entscheiden. Nach einer meist fixen Anzahl an Iterationen wird die innere Schleife verlassen und die Temperatur entsprechend einer ausgewählten Abkühlfunktion reduziert. Falls die Temperatur die zuvor festgelegte Endtemperatur erreicht hat, wird der Algorithmus beendet, ansonsten wird erneut die innere Schleife ausgeführt.

Nach RAO (2009, S. 705) zählen zu den wesentlichen Vorteilen des SA unter anderem, dass die Qualität der Lösung nicht von dem Ausgangszustand  $\vec{X}_0$  und die Konvergenz der Lösung nicht von den Eigenschaften der Gleichungen abhängt.

### A.7.3 Genetische Algorithmen

Obwohl die Evolution kein explizites Wissen über die Zusammenhänge in der Umwelt besitzt, ist sie durch die Verfahren der Selektion, Reproduktion und Mutation in der Lage, für Lebewesen funktionell effiziente Lösungen auszubilden (BÄCK et al. 2000, S. 1). Die acfpGA, häufig auch als evolutionäre Algorithmen bezeichnet, haben diesen biologischen Prozess der Evolution als Vorbild (RAO 2009, S. 694). Dementsprechend existiert bei genetischen Algorithmen GA in jeder Generation (den Iterationen) nicht nur ein einzelnes Individuum (Zustand), sondern eine Population aus mehreren Individuen. Die Designparameter werden in den Individuen nicht als Vektoren reeler Zahlen, sondern als eine Reihe binärer Variablen fester Länge, den Chromosomen oder auch Genen, abgebildet (PAPAGEORGIOU 2012, S. 58).

Nach DEB (2008, S. 61-64) laufen GA grundsätzlich in den fünf in Abbildung 64 dargestellten Schritten ab, wobei Schritte zwei bis fünf iterativ wiederholt werden. Ausgehend von einer meist zufälligen *Initialisierung* der Startpopulation werden im zweiten Schritt alle Individuen *bewertet*, indem aus den Werten der Zielfunktionen die sogenannte Fitness berechnet wird. Um aus der Zielfunktion

eines Minimierungsproblems  $O_{\min}$  eine Fitnessfunktion  $F_{GA}(\vec{X})$  zu erhalten, wird nach RAO (2009, S. 696) meist die folgende Formel verwendet:

$$F_{GA}(\vec{X}) = \frac{1}{1 + O_{\min}(\vec{X})}$$

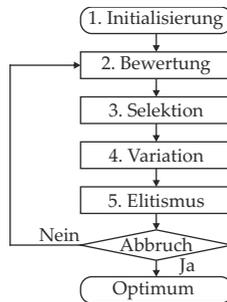


Abbildung 64: Flussdiagramm des grundsätzlichen Ablaufs der Optimierung mittels genetischer Algorithmen nach DEB (2008, S. 62)

Anschließend wird eine bestimmte Anzahl an Individuen (Eltern) *selektiert*, wobei auf Basis einer stochastischen Auswahl Individuen mit einer höheren Fitness bevorzugt werden. Häufige Verfahren hierzu sind das Wettbewerbs- und das Rouletteverfahren. Bei dem ersten wird das jeweils bessere von zwei zufällig ausgewählten Individuen ausgewählt. Bei dem zweiten entspricht jedes Individuum einem entsprechend seiner Fitness gewichteten Teil eines festen Wertebereichs. Anschließend wird mittels einer Zufallszahl aus diesem Wertebereich ein Individuum bestimmt wird.

Die so ausgewählten Eltern werden im vierten Schritt, der *Variation*, für die Erzeugung der Nachkommen mittels Reproduktion und Mutation verwendet. Bei der Reproduktion wird ein Teil der Eltern zufällig paarweise rekombiniert, wobei Teile der Chromosomen ausgetauscht werden. Bei der Mutation werden aus dem anderen Teil der Eltern durch eine zufallsbasierte Veränderung der Chromosomen die Nachkommen erzeugt. Für beide Teile der Variation existiert eine Vielzahl an Methoden, welche eine breitere Durchsuchung des Lösungsraums und eine schnellere Konvergenz ermöglichen sollen.

Im fünften Schritt, dem *Elitismus*, wird zunächst die Population der aktuellen

Generation um die neuen Individuen ergänzt. Bei der anschließenden Erzeugung der neuen Generation wird darauf geachtet, dass deren Population eine bessere Performance als die vorhergehende aufweist. Hierzu werden nur die besten Individuen der erweiterten Population übernommen, wobei zusätzlich auf eine ausreichende Diversifikation der neuen Generation geachtet wird. Die Größe der Population ändert sich somit nicht über die Generationen. In Abhängigkeit der gewählten Abbruchkriterien wird anschließend mit Schritt zwei fortgesetzt oder die Optimierung beendet. Häufige Abbruchkriterien sind z. B. die Anzahl der erzeugten Generationen, die Konvergenzrate der Fitness oder das Erreichen vorgegebener Zielwerte.

Nach BÄCK et al. (2000, S. 20-21) sind die wesentlichen Vorteile der GA ihre Robustheit bezüglich unbekannter Gleichungen und die Möglichkeit zur Parallelisierung der Berechnung.



### A.8 Kostengünstige Sensorik zur Amplitudenmessung

Grundsätzlich kann sowohl der Weg als auch die Geschwindigkeit oder die Beschleunigung als Messgröße für die Amplitudenmessung verwendet werden. Aufgrund der geringen Dämpfung der Systeme fällt die Schwingungsamplitude schon bei geringen Frequenzabweichungen stark ab. Für die Auswahl der Sensorik wird ein möglicher Frequenzbereich der Handhabungssysteme von 20 kHz bis 100 kHz angenommen. Bei niedrigeren Frequenzen besteht die Gefahr der Wahrnehmung durch Menschen, wohingegen höhere Frequenzen in sehr kurzen Wellenlängen und Ultraschallschwingern resultieren, welche nur eine geringe Leistung besitzen.

Für die Amplitude wird auf Basis der Erfahrungswerte aus dem Stand der Technik (Abschnitt 3.4.4) ein Messbereich von 0,1  $\mu\text{m}$  bis 10  $\mu\text{m}$  bei einer Auflösung von mindestens 0,02  $\mu\text{m}$ , beziehungsweise eine äquivalente Geschwindigkeits- und Beschleunigungsauflösung, gefordert.

Zur Erfassung von Schwingungen stehen unter anderem inertielle Beschleunigungs-, Wirbelstrom-, Ultraschall-Abstands-, kapazitive und diverse optische Sensoren zur Verfügung. Aufgrund der Anforderungen an Messauflösung und -frequenz sowie der minimalen Wechselwirkung mit dem Handhabungssystem werden optische Sensoren präferiert. Die hochgenauen Sensoren zur Lasertriangulation sind in der Regel nicht für dynamische Anwendungen ausgelegt und decken deshalb nicht den erforderlichen Frequenzbereich ab. Laser-Doppler-Vibrometer hingegen erfüllen zwar alle technischen Anforderungen, sind aufgrund ihres hohen Preises für einen wirtschaftlichen Einsatz der Handhabungssysteme nicht geeignet.

Eine weitere Sensorklasse bilden die Fokussensoren optischer Laufwerke, deren grundsätzlicher Aufbau Abbildung 65 entnommen werden kann. Bei diesen wird ein Laser über einen Strahlteiler und optische Linsen einerseits auf einen Datenträger und andererseits auf eine Fotodiode fokussiert. Das an dem Datenträger reflektierte Licht wird durch die Linsen und den Strahlteiler ebenfalls auf die Fotodioden projiziert. Dabei treten zwischen den beiden Strahlengängen konstruktive bzw. destruktive Interferenzen auf, welche den gespeicherten Daten entsprechen. Die korrekte Fokussierung auf die Datenspur des Datenträgers stellt für dieses Verfahren eine wichtige Voraussetzung dar, weshalb die Fokuslinse aufgrund des Signals eines Fokussensors verschoben

werden muss. Der Abstand des optischen Systems zur Fotodiode ist konstruktiv festgelegt und bedarf deshalb keiner dynamischen Korrektur.

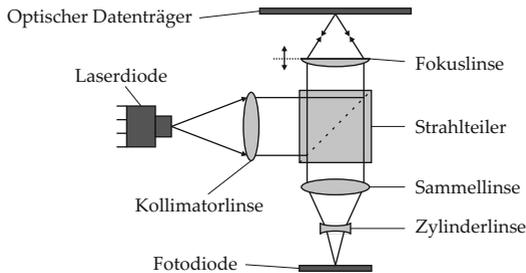


Abbildung 65: Aufbau der Sensoren in optischen Laufwerken mit Strahlengang des Lasers nach MASTYLO (2012, S. 18)

Ein häufig verwendeter Effekt zur Detektion von Fokusfehlern, welcher im Folgenden exemplarisch vorgestellt werden soll, ist der axiale Astigmatismus. Dieser bei unvollkommenen Linsen auftretende Effekt bewirkt, dass ein kreisförmiges Objekt je nach Abstand zur Fokusebene in der Bildebene zu einer quer- oder längsliegenden Ellipse verzerrt wird. Bei einer Anordnung von vier Fotodioden im Quadrat kann durch eine entsprechende Verschaltung ein zum Fokusabstand proportionales Spannungssignal erzeugt werden. Wie in Abbildung 66 a) dargestellt, wird der Laserstrahl bei korrekter Fokussierung als Punkt alle vier Fotodioden gleichermaßen beleuchten. Bei einer Abweichung zwischen Objektabstand und Fokusabstand – einem Fokusfehler – werden zwei diagonal liegende Dioden stärker beleuchtet als die anderen beiden (Abbildung 66 b) und c)).

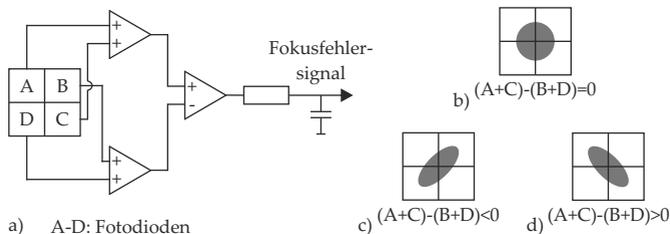


Abbildung 66: a) Verschaltung der vier Fotodioden zur Erzeugung eines Fehlerfokussignals und deren Beleuchtung in Abhängigkeit der Fehlfokussierung bei Ausnutzung des axialen Astigmatismus nach MASTYLO (2012, S. 19) bei b) korrekter Fokussierung, c) negativer Fokusabweichung und d) positiver Fokusabweichung.

Werden die Spannungen der diagonal angeordneten Dioden addiert und die Differenz der beiden Summen gebildet (Abbildung 66 d), ergibt sich um den Fokuspunkt ein Spannungssignal proportional zum astigmatischen Effekt der verwendeten Linse. Wie MASTYLO (2012, S. 32) anhand Abbildung 67 zeigte, hat die Brennweite der verwendeten Fokuslinse einen signifikanten Einfluss auf den Messbereich.

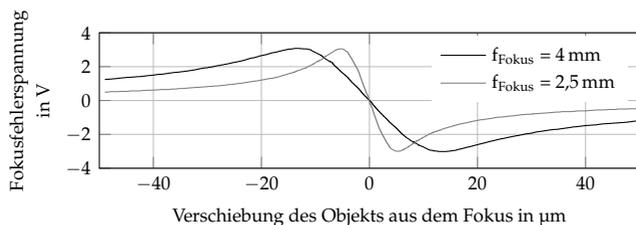


Abbildung 67: Einfluss der Brennweite der Fokuslinse auf den Messbereich der Fokussiereinheit nach MASTYLO (2012, S. 32)

Neben dem axialen Astigmatismus existieren weitere Fokussierverfahren für optische Laufwerke, wie die Foucault'sche Schneide, welche ebenfalls auf der Verschaltung und Auswertung von Fotodioden beruhen. In jedem Fall liefern die zugrunde liegenden optischen Effekte eine analoge Auflösung der Amplitude, wobei in erster Linie die Abtastrate des Spannungssignals das

Messsignal beschränkt. Bezüglich der Messfrequenz müssen die Fotodioden in optischen Laufwerken ausreichend schnell sein. Bereits die Datenrate einer CD mit  $1,2 \text{ Mbit/s}$  erfordert bei der bitweisen Auswertung mindestens eine Messfrequenz von  $1,2 \text{ MHz}$ . Bei DVDs oder Blu-ray Discs muss die Messfrequenz entsprechend um ein Vielfaches höher liegen.

Häufig werden die einzelnen Elemente der Leseinheiten in opto-elektronische Bausteine integriert. In sogenannten Hologram Laser Units sind beispielsweise Laser, Fokussensor und die Fotodioden zur Datenerfassung enthalten. Diese Sensoren sind in sehr großen Stückzahlen in günstigen Consumer-Produkten verbaut, welche bei stark variierenden Umgebungsbedingungen zuverlässig funktionieren. Zudem vereinfacht die Verwendung von Hologram Laser Units den Aufbau der Sensoren signifikant, da die Positionierung und Montage der Komponenten entfällt. Für funktionsfähige Sensoren werden zusätzlich lediglich je eine Kollimator- und Fokulinse benötigt.

Für die vorliegende Arbeit werden Schwingungssensoren aufgebaut, welche aus der Hologram Laser Unit HUL7203 von Panasonic sowie einer Kollimatorlinse mit einer Brennweite von  $4,64 \text{ mm}$  und einer Fokulinse mit einer Brennweite von  $18,33 \text{ mm}$  bestehen. Die nominelle Wellenlänge des Lasers beträgt  $795 \text{ nm}$ , welche dem nicht sichtbaren Infrarot-Bereich zuzuordnen ist. Wegen des somit fehlenden Lidschlussreflexes kann trotz der geringen Lichtleistung von  $0,3 \text{ mW}$  eine Gefährdung des Auges vorliegen, weswegen der Sensor in die Laserklasse 3R nach DIN EN 60825-1 einzuordnen ist.

Der Messbereich der aufgebauten Sensoren wird mithilfe von manuellen Linear- und Rotationstischen zur Feinpositionierung der Firma Newport untersucht. Hierzu wird die Sensoreinheit auf den Positioniertischen montiert und im Abstand von ungefähr  $18 \text{ mm}$  senkrecht auf eine reflektierende Platte ausgerichtet. Hierbei ist die Darstellung des Infrarotlasers mit Kamerasensoren – beispielsweise aus Fotokameras oder Smartphones – hilfreich, da diese meist noch für einen Teil des Infrarotbereichs empfindlich sind, wie aus Abbildung 68 a) ersichtlich wird. Anschließend wird das Fokussignal beobachtet, während der Abstand zwischen Schwingungssensor und Platte mittels eines Lineartischs definiert verändert wird. Die minimalen und maximale Spannungen markieren dabei das obere und untere Ende des möglichen Messbereichs. Für die aufgebauten Sensoren liegt der Messbereich bei  $60 \text{ }\mu\text{m}$  bei einem Spannungsbereich von  $-2 \text{ V}$

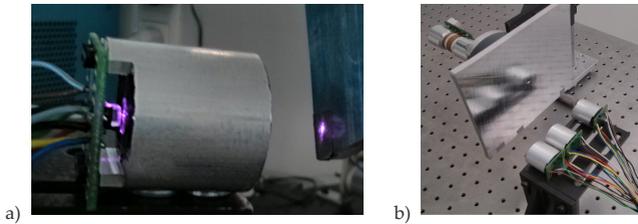


Abbildung 68: a) Darstellung des Infrarotlichts der Hologram Laser Unit mit einer Smartphone-Kamera. b) Messaufbau zur Ermittlung des Messbereichs der selbstgebauten HLU's.

bis 2 V. Bei einer Signalaufösung von 1 mV ergibt dies eine Messaufösung von  $0,015 \mu\text{m}/\text{mV}$ . Der Aufbau zur Ermittlung des Messbereichs ist in Abbildung 68 b) dargestellt.



### A.9 Konstruktionszeichnungen der Referenz-Komponenten

Auf den folgenden Seiten sind die Konstruktionszeichnungen der im Laufe der Arbeit eingesetzten Komponenten abgebildet:

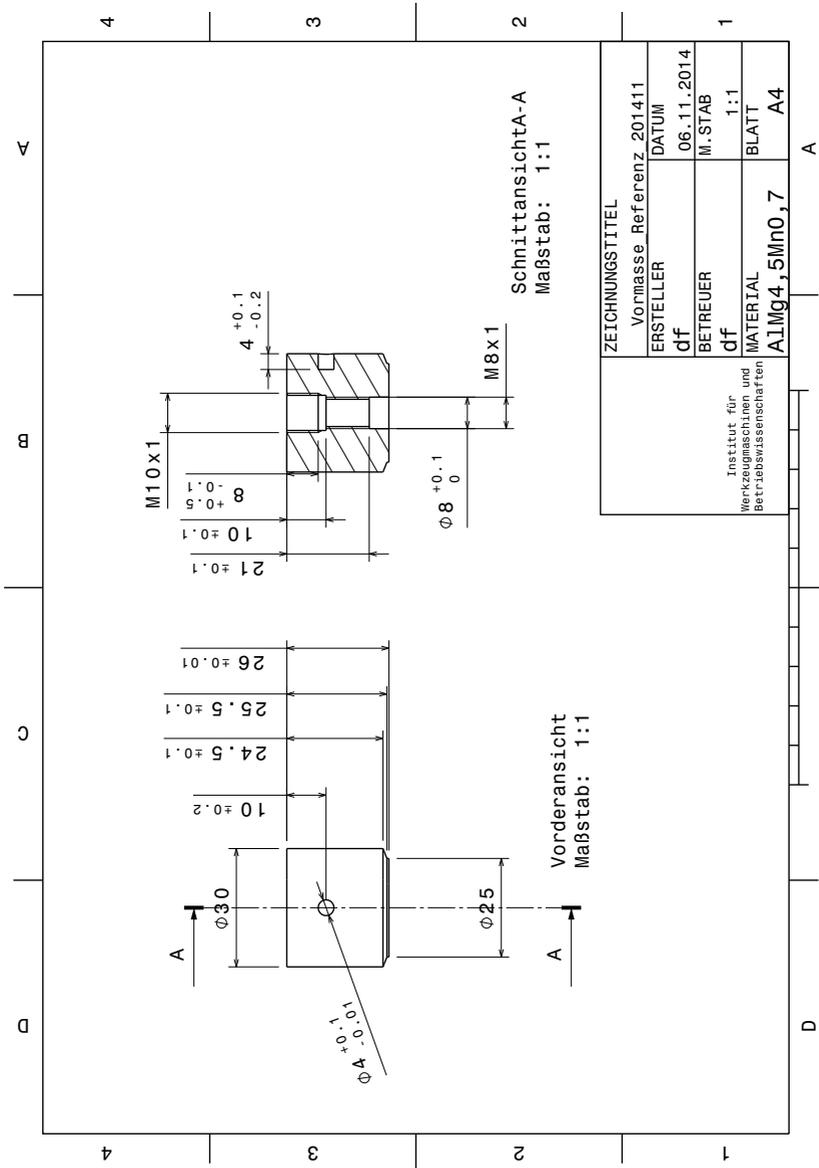


Abbildung 69: Vormasse des LBT für die Referenzversuche in Abschnitt 4.4.4

## A.9 Konstruktionszeichnungen der Referenz-Komponenten

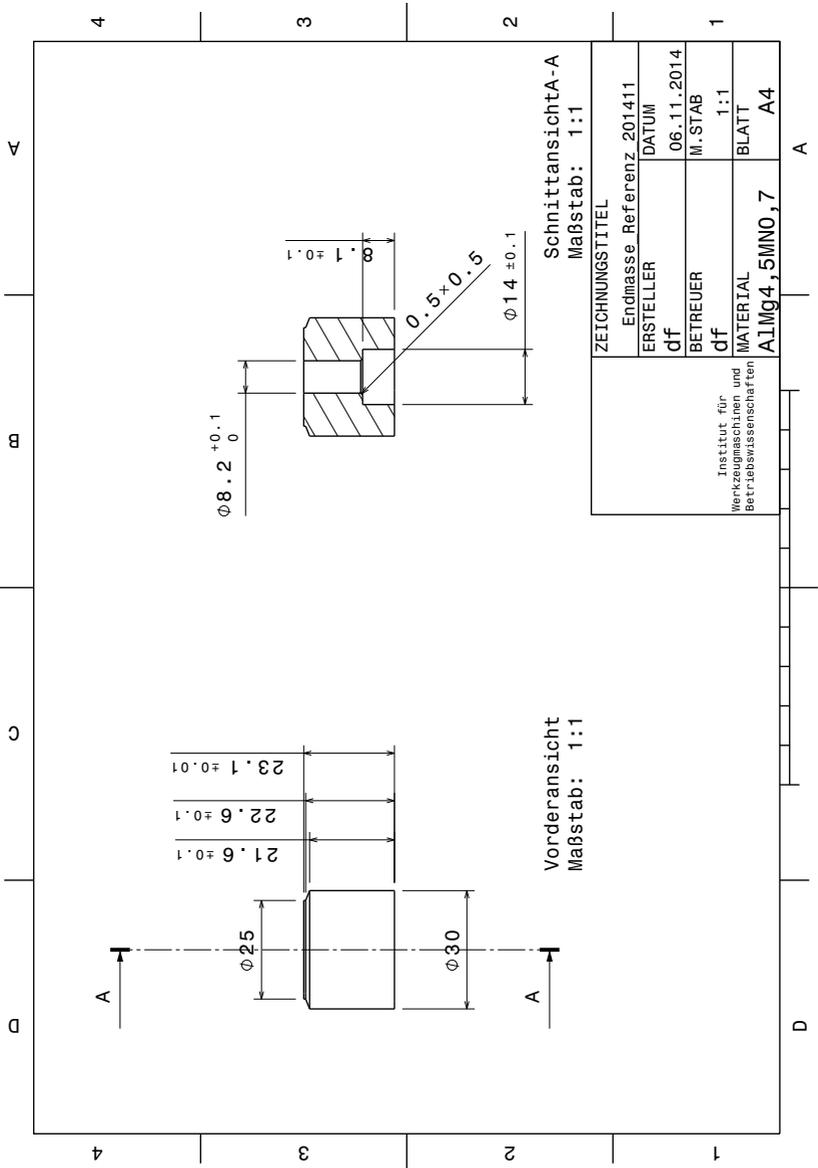


Abbildung 70: Endmasse des LBT für die Referenzversuche in Abschnitt 4.4.4

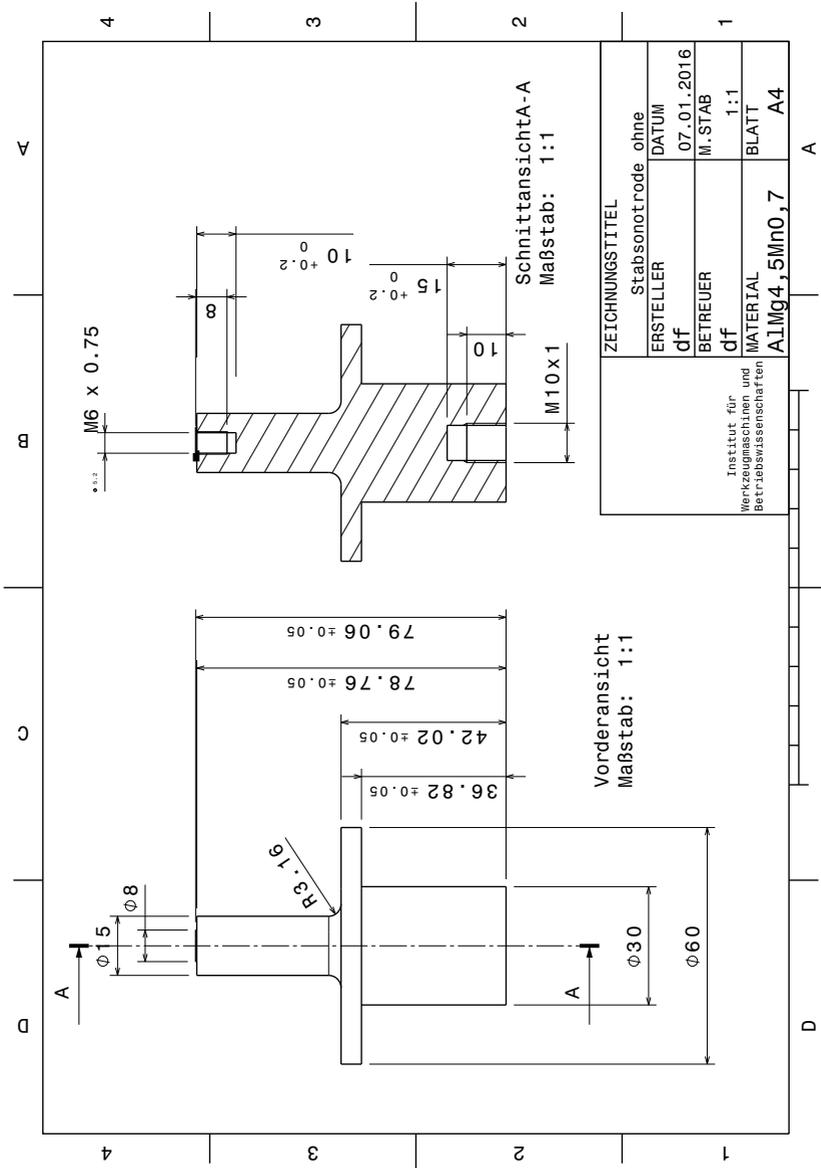


Abbildung 71: Stabsonotrode, ausgelegt auf 33,3 kHz ohne Berücksichtigung des Gewindestifts in Abschnitt 4.4.6

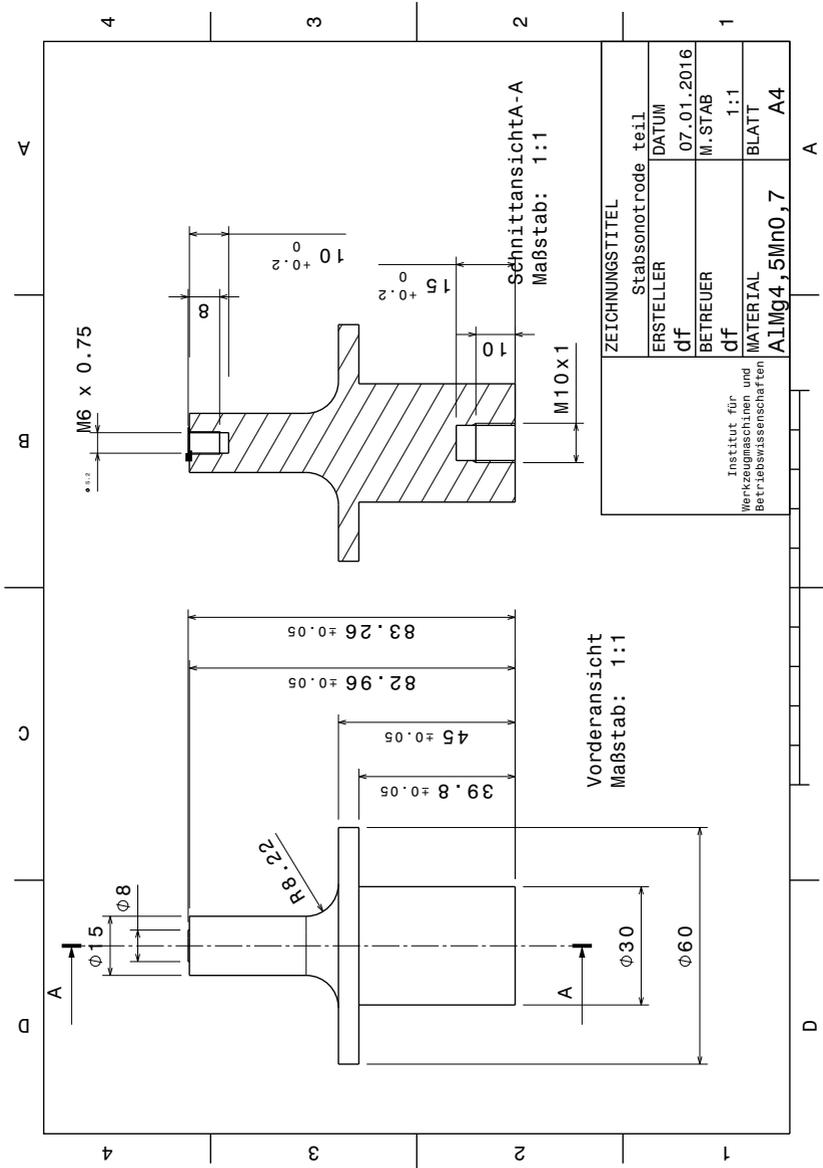


Abbildung 72: Stabsonotrode, ausgelegt auf 33,3 kHz unter Berücksichtigung des halben Gewindestifts in Abschnitt 4.4.6

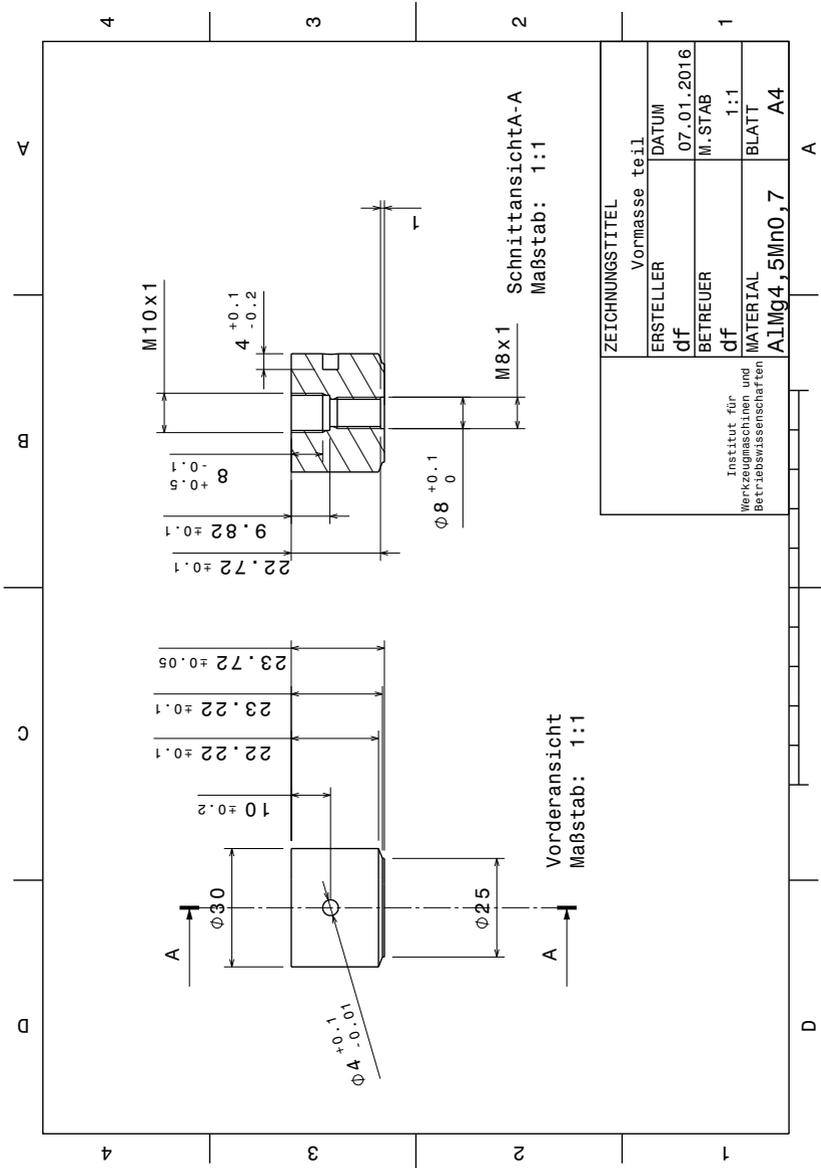


Abbildung 73: Vormasse, ausgelegt auf 33,3kHz unter Berücksichtigung des halben Gewindestifts in Abschnitt 4.4.6

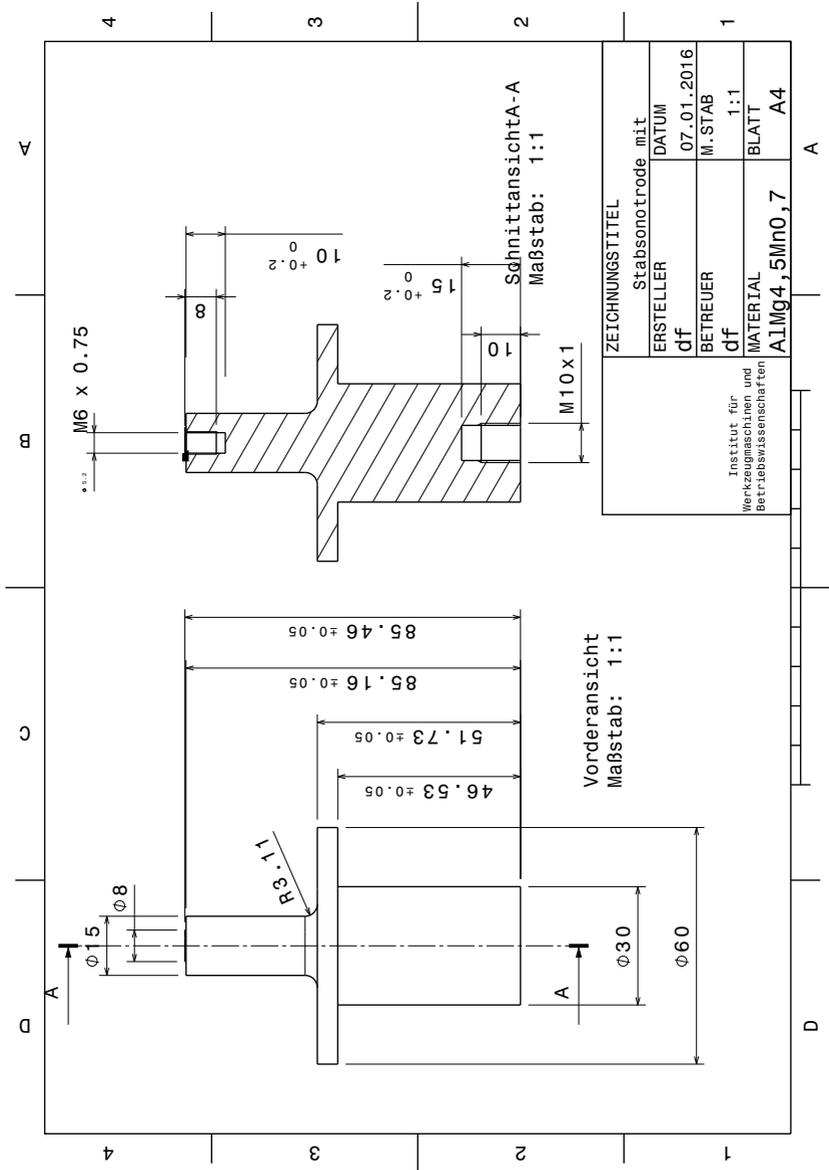


Abbildung 74: Stabsonotrode aus Auslegung von Stabsonotrode und LBT in einem gemeinsamen Modell auf 33,3 kHz unter Berücksichtigung des Gewindestifts in Abschnitt 4.4.6

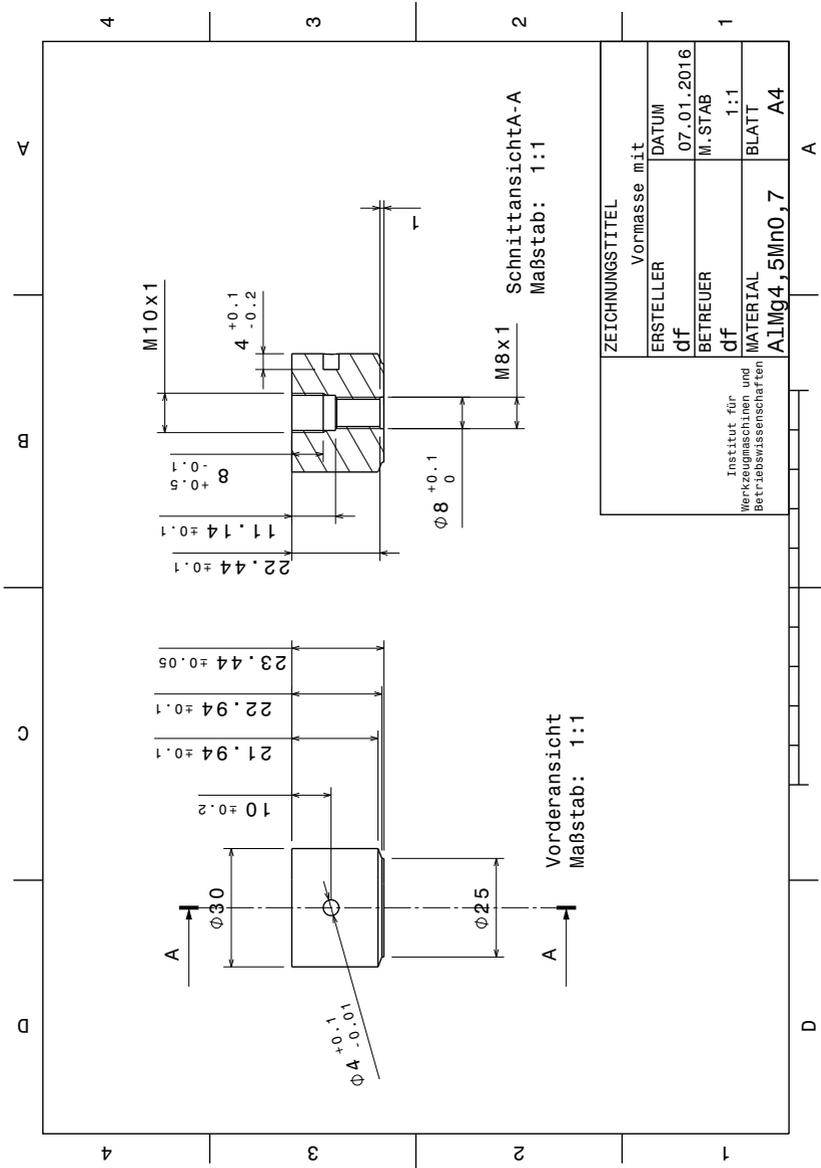


Abbildung 75: Vormasse aus Auslegung von Stabsonotrode und LBT in einem gemeinsamen Modell auf 33,3 kHz unter Berücksichtigung des Gewindestifts in Abschnitt 4.4.6

## A.9 Konstruktionszeichnungen der Referenz-Komponenten

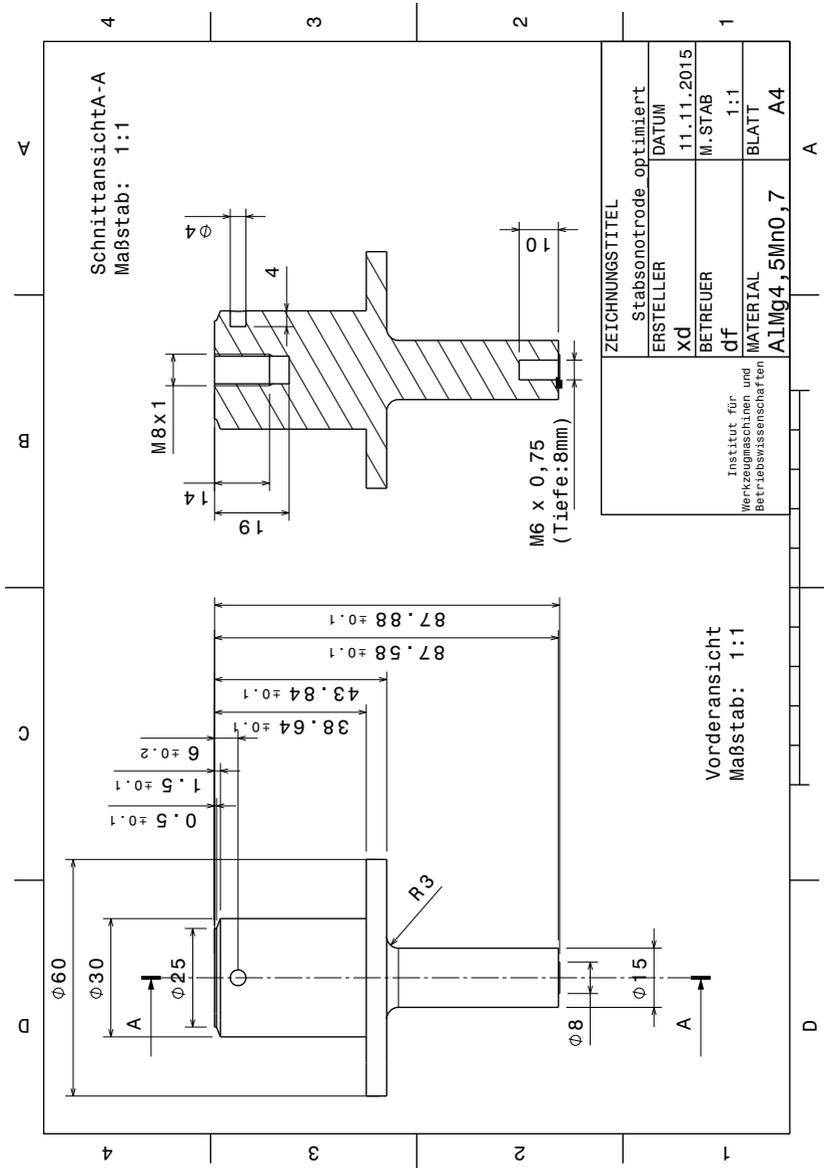


Abbildung 76: Stabsonotrode mit integrierter Vormasse aus Auslegung von Stabsonotrode und LBT in einem gemeinsamen Modell auf 33,3kHz in Abschnitt 4.4.6

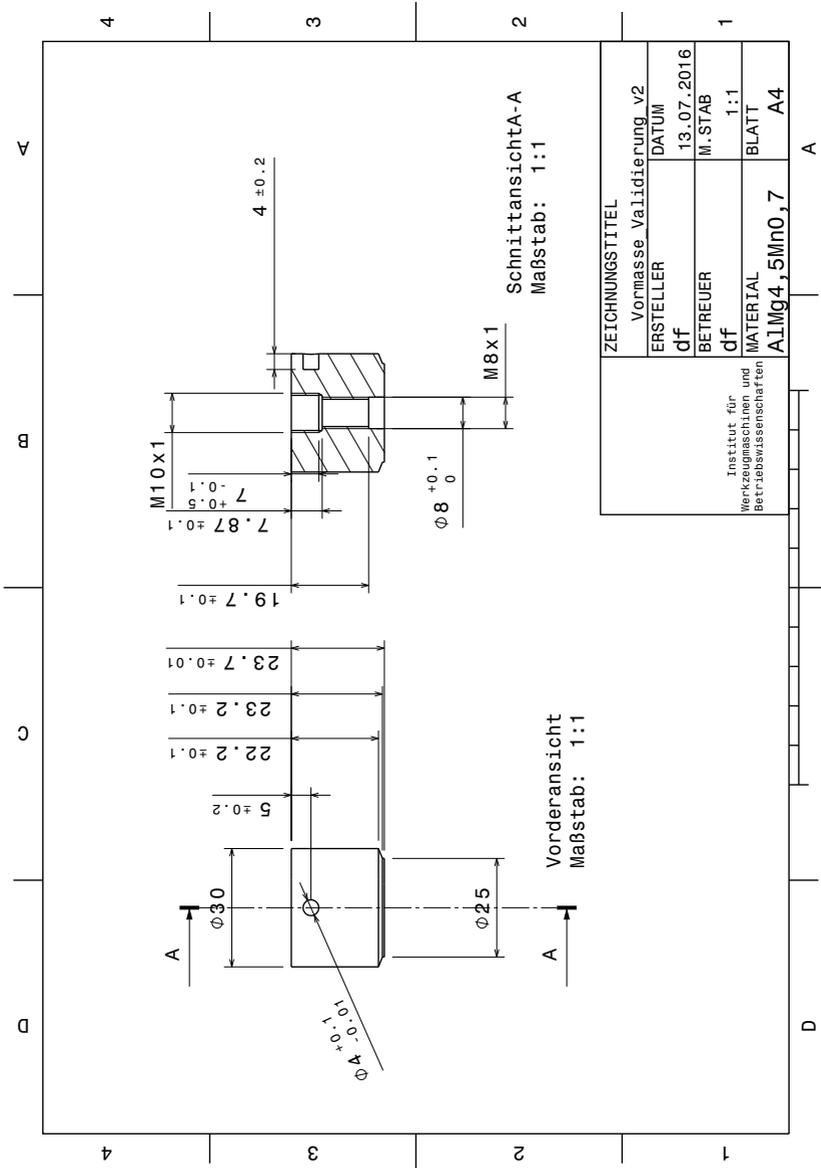


Abbildung 77: Vormasse des LBT für die Validierungsversuche in Abschnitt 7.3

## A.9 Konstruktionszeichnungen der Referenz-Komponenten

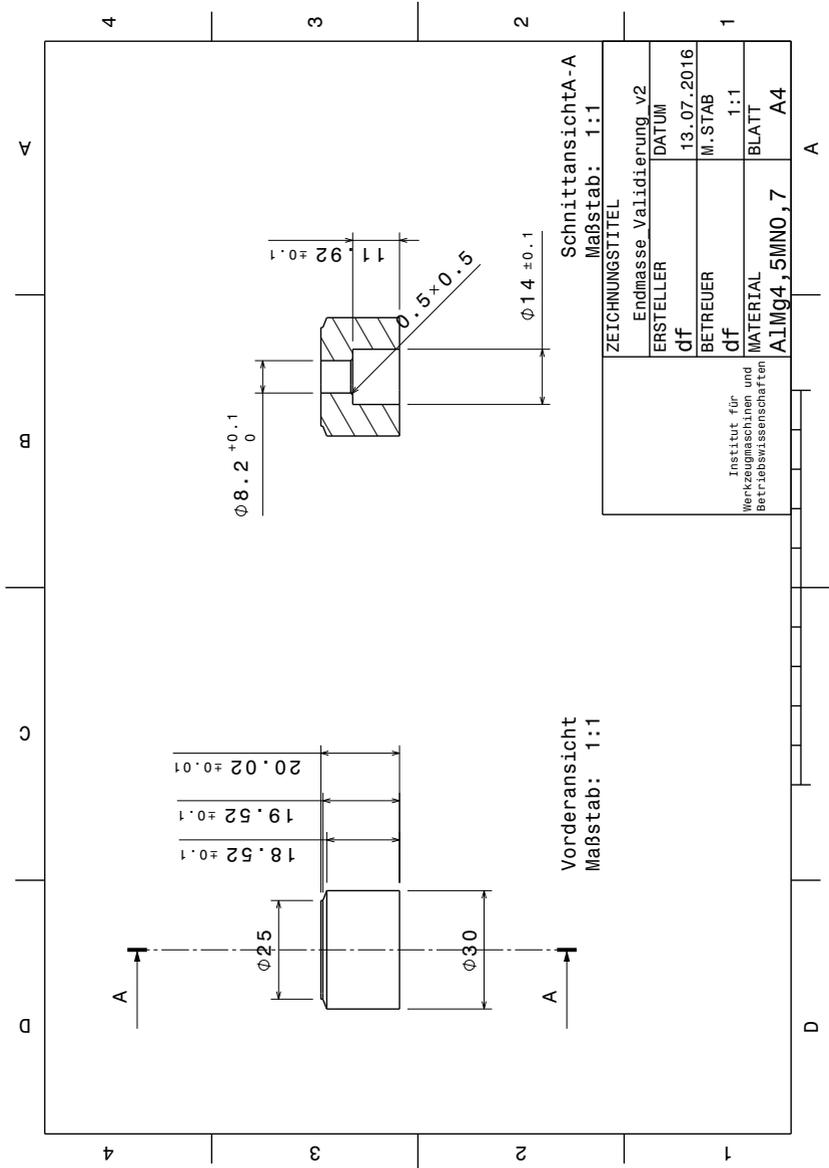


Abbildung 78: Endmasse des LBT für die Validierungsversuche in Abschnitt 7.3

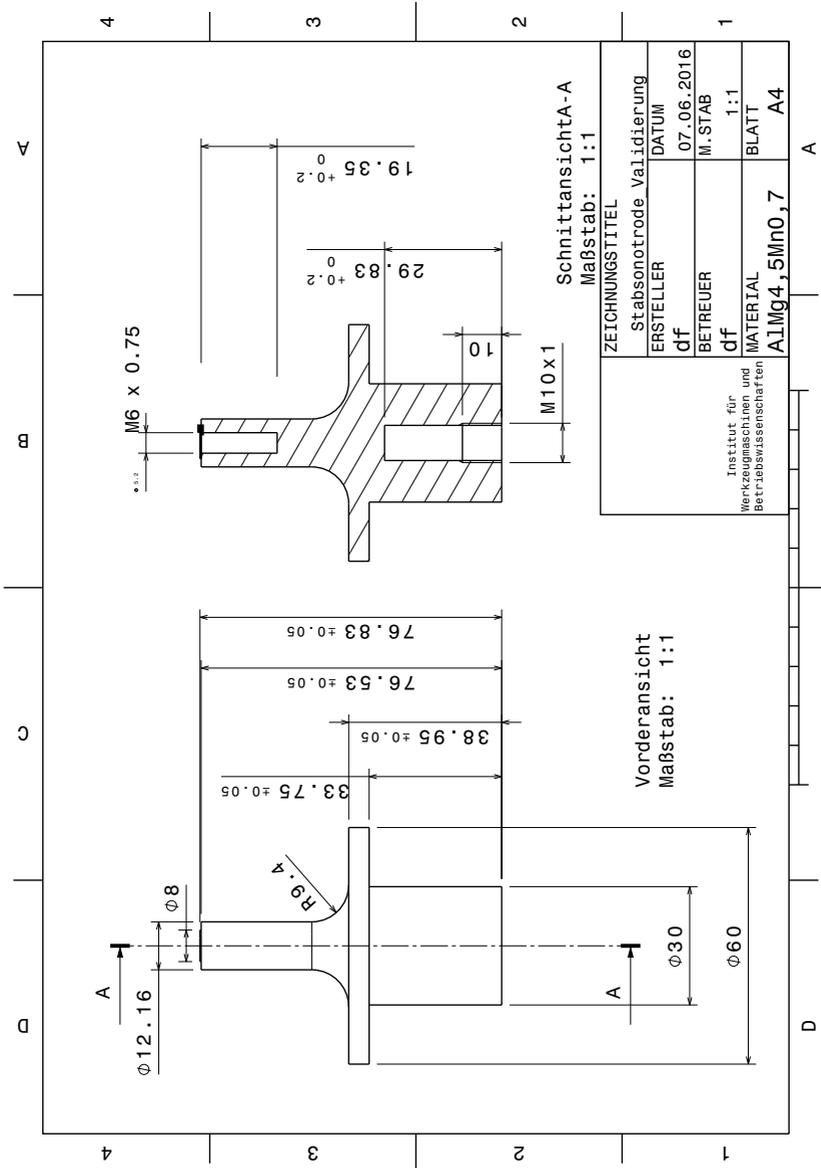


Abbildung 79: Stabsonotrode für die Validierungsversuche in Abschnitt 7.3

## A.9 Konstruktionszeichnungen der Referenz-Komponenten

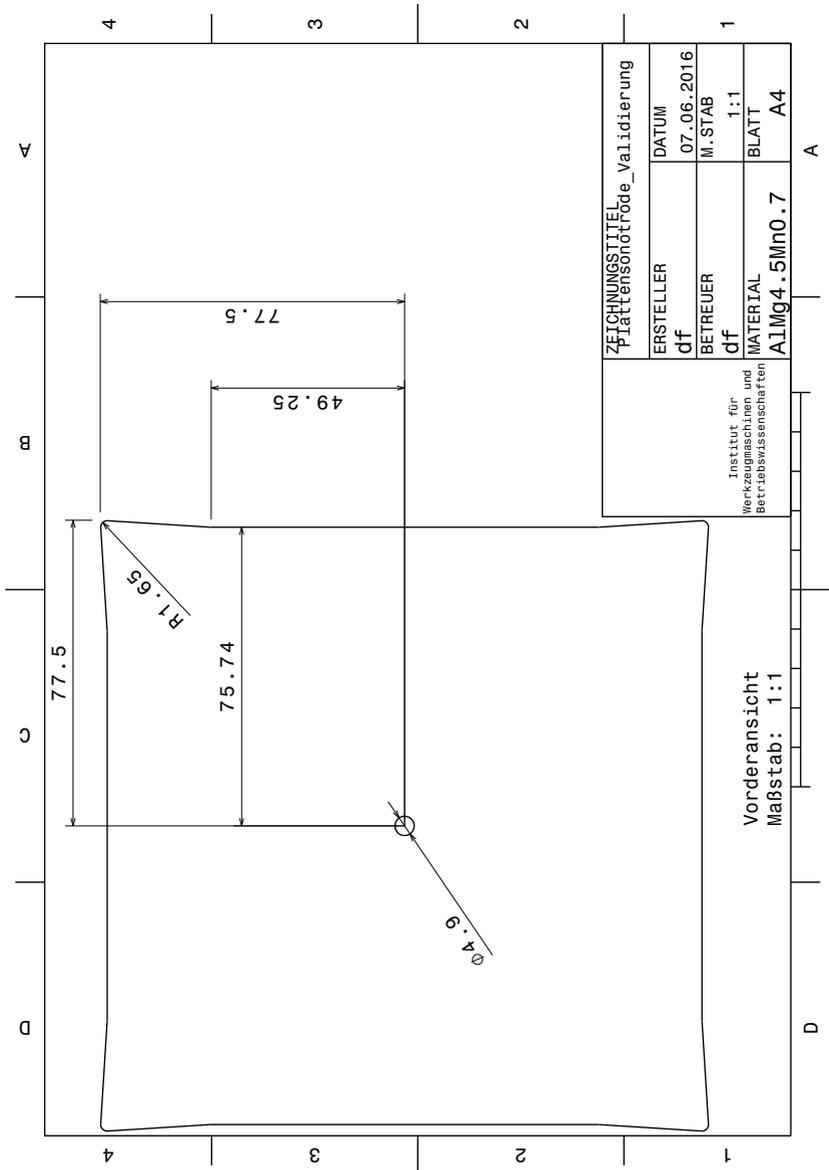


Abbildung 80: Plattensonotrode für die Validierungsversuche in Abschnitt 7.3