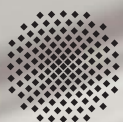


STUTTGARTER BEITRÄGE ZUR PRODUKTIONSFORSCHUNG

TOBIAS ENGEL

Reibadaptive Gleitführungen für Vorschubantriebssysteme



Universität Stuttgart



Fraunhofer

IPA

STUTTGARTER BEITRÄGE ZUR PRODUKTIONSFORSCHUNG BAND 63

Herausgeber:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl

Univ.-Prof. a. D. Dr.-Ing. Prof. E.h. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper

Tobias Engel

Reibadaptive Gleitführungen für Vorschubantriebssysteme

FRAUNHOFER VERLAG

Kontaktadresse:

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart
Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart
Telefon 07 11 9 70-00, Telefax 07 11 9 70-13 99
info@ipa.fraunhofer.de, www.ipa.fraunhofer.de

STUTTGARTER BEITRÄGE ZUR PRODUKTIONSFORSCHUNG**Herausgeber:**

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl
Univ.-Prof. a. D. Dr.-Ing. Prof. E.h. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart
Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb (IFF) der Universität Stuttgart
Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW)
der Universität Stuttgart

Titelbild:© ISW Universität Stuttgart

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie;
detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über www.dnb.de abrufbar.

ISSN: 2195-2892

ISBN (Print): 978-3-8396-1165-4

D 93

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2016

Druck: Mediendienstleistungen des Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB, Stuttgart
Für den Druck des Buches wurde chlor- und säurefreies Papier verwendet.

© by **FRAUNHOFER VERLAG**, 2017

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB
Postfach 80 04 69, 70504 Stuttgart
Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart
Telefon 07 11 9 70-25 00
Telefax 07 11 9 70-25 08
E-Mail verlag@fraunhofer.de
URL <http://verlag.fraunhofer.de>

Alle Rechte vorbehalten

Dieses Werk ist einschließlich aller seiner Teile urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die über die engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes hinausgeht, ist ohne schriftliche Zustimmung des Verlages unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen sowie die Speicherung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Warenbezeichnungen und Handelsnamen in diesem Buch berechtigt nicht zu der Annahme, dass solche Bezeichnungen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und deshalb von jedermann benutzt werden dürften. Soweit in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z.B. DIN, VDI) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert worden ist, kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen.

GELEITWORT DER HERAUSGEBER

Produktionswissenschaftliche Forschungsfragen entstehen in der Regel im Anwendungszusammenhang, die Produktionsforschung ist also weitgehend erfahrungsbasiert. Der wissenschaftliche Anspruch der „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ liegt unter anderem darin, Dissertation für Dissertation ein übergreifendes ganzheitliches Theoriegebäude der Produktion zu erstellen.

Die Herausgeber dieser Dissertations-Reihe leiten gemeinsam das Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA und jeweils ein Institut der Fakultät für Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik an der Universität Stuttgart.

Die von ihnen betreuten Dissertationen sind der marktorientierten Nachhaltigkeit verpflichtet, ihr Ansatz ist systemisch und interdisziplinär. Die Autoren bearbeiten anspruchsvolle Forschungsfragen im Spannungsfeld zwischen theoretischen Grundlagen und industrieller Anwendung.

Die „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ ersetzt die Reihen „IPA-IAO Forschung und Praxis“ (Hrsg. H.J. Warnecke / H.-J. Bullinger / E. Westkämper / D. Spath) bzw. ISW Forschung und Praxis (Hrsg. G. Stute / G. Pritschow / A. Verl). In den vergangenen Jahrzehnten sind darin über 800 Dissertationen erschienen.

Der Strukturwandel in den Industrien unseres Landes muss auch in der Forschung in einen globalen Zusammenhang gestellt werden. Der reine Fokus auf Erkenntnisgewinn ist zu eindimensional. Die „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ zielen also darauf ab, mittelfristig Lösungen für den Markt anzubieten. Daher konzentrieren sich die Stuttgarter produktionstechnischen Institute auf das Thema ganzheitliche Produktion in den Kernindustrien Deutschlands. Die leitende Forschungsfrage der Arbeiten ist: Wie können wir nachhaltig mit einem hohen Wertschöpfungsanteil in Deutschland für einen globalen Markt produzieren?

Wir wünschen den Autoren, dass ihre „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ in der breiten Fachwelt als substanziell wahrgenommen werden und so die Produktionsforschung weltweit voranbringen.

Alexander Verl

Thomas Bauernhansl

Engelbert Westkämper

Reibadaptive Gleitführungen für Vorschubantriebssysteme

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und
Fahrzeugtechnik der Universität Stuttgart zur Erlangung der
Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Tobias Engel
aus Filderstadt

Hauptberichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. mult. Alexander Verl
Mitberichter: Univ.-Prof. Dr. rer. nat. Dr. h.c. mult. Rainer Gadow

Tag der mündlichen Prüfung: 28. Oktober 2016

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und
Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart

2016

Vorwort des Autors

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart. Bedanken möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Alexander Verl für seine wohlwollende Unterstützung und Förderung dieser Arbeit, sowie für die Übernahme des Hauptberichts. Bei Herrn Prof. Dr. rer. nat. Dr. h.c. mult. Rainer Gadow möchte ich mich für die Übernahme des Mitberichts herzlich bedanken.

Bei Herrn Dr.-Ing. Karl-Heinz Wurst und Herrn Dr.-Ing. Alexander Huf bedanke ich mich herzlichst für die Grundsteinlegung, die zahlreichen Diskussionen, Anregungen und die kritische Durchsicht dieser Arbeit.

Meinen Eltern Andrea und Georg Heinze bin ich dankbar für ihre Unterstützung während meines Studiums und beim Schreiben dieser Arbeit.

Bei meinen Freunden Oliver Gerlach, Steffen und Ulrike Cornehl möchte ich mich für die langjährige und begleitende Unterstützung und Ermutigung bedanken.

Meiner Frau Kerstin danke ich von ganzem Herzen dafür, dass sie an mich glaubte und mir durch alle Höhen und Tiefen des Schreibprozesses beistand. Dankbar bin ich auch für ihr Verständnis für den privaten Zeitaufwand den eine solche Arbeit kostet und dafür, dass sie mir verdeutlichte, dass es im Leben Wichtigeres gibt als das Schreiben einer Doktorarbeit.

Und zu guter Letzt, ein aufrichtiges Dankeschön auch nach oben, zu meinem Gott, für sein treues Führen und Begleiten auf meinem Weg.

*"Wenn ich auch mitten in Bedrängnis wandeln muss
- du belebst mich." Psalm 138,7 (ELB)
in Klement und Maier (2013)*

Abstract

The precision of feed drive systems depends strongly on the frictional behaviour of the bearing elements. Friction has two effects onto the feed drive system, on the one hand it improves the damping and reduces vibrations and on the other hand it induces nonlinear effects that affect the motion quality in terms of precision and smoothness.

In this thesis, an idea is investigated that uses the good damping properties of sliding bearings and improves their frictional behaviour using high frequency oscillations. The phenomenon that friction is reduced in the presence of high-frequency oscillations was observed in various experiments since the 1950's and found its way into industrial applications such as ultrasonic deep drawing, drilling, grinding and cutting. However, the idea to use this effect to come up with new bearing elements has not been investigated yet.

The goal of this thesis is to develop a systematic design for sliding bearings that allow high-frequency oscillations. The theory of friction in the presence of vibrations is used to investigate the influence of vibration and motion parameters such as longitudinal, transversal, angular and higher harmonic vibrations onto the friction force. Chapter 4 introduces the basic setup of high-frequency sliding bearings containing a vibration module with actuator resonator and sliding elements. Basic design principles for the different components are developed in Chapter 5. The design of the resonator plays a key role in transmitting the vibrations from the actuator to the sliding elements. The design is based either on a two-mass model or as an waveguide depending on the dimension of the bearing. An demonstrator is developed in Chapter 6 using FEM to optimize the stiffness and vibration characteristics of the bearing.

Chapter 7 presents the results of experimental investigations of the vibrational and frictional properties of the developed bearing elements. It is shown, that the sliding and static friction can be reduced significantly and that the frictional force can be controlled using the actuator voltage and frequency. Thus, it is possible to actively design the frictional behaviour of the bearing element, giving the possibility to linearize the friction and thereby changing the damping and linearity properties of the bearing. Using these effects, experiments are made that show that the friction control allows to minimize and even eliminate the appearing of stick-slip during movement.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis und Formelzeichen	vi
Abbildungsverzeichnis	x
Tabellenverzeichnis	xiv
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	1
2 Stand der Forschung und Technik	3
2.1 Lageregelkreise in Werkzeugmaschinen	4
2.1.1 Methoden zur Verbesserung der Dämpfung in Vorschubantriebssystemen	5
2.1.2 Linearitätsverhalten im Lageregelkreis	10
2.2 Die Bedeutung der Führungsreibung in Vorschubantriebssystemen	11
2.2.1 Modellierung des Reibverhaltens von Führungen	12
2.2.2 Führungsarten von Maschinenschlitten und deren Reibverhalten	14
2.3 Methoden zur Verbesserung der durch Reibung beeinträchtigten Linearität	18
2.3.1 Antriebsbasierte Methoden	19
2.3.2 Adaptronische Methoden	22
2.4 Reibungsbeeinflussung durch Schwingungsüberlagerung	22
2.5 Körperschall und Ultraschalltechnik	24
2.5.1 Schallwellen im Festkörper	24
2.5.2 Piezoelektrische Ultraschallwandler	26
2.5.3 Eigenschaften piezoelektrischer Materialien	28
2.5.4 Erzeugung von Ultraschallschwingungen	30
2.5.5 Ultraschallschweißen von Metallen	32
2.6 Fazit zum Stand der Forschung und Technik	32
3 Zielsetzung und Vorgehensweise	35
4 Theoretische Betrachtungen zur Reibung bei Schwingungsüberlagerung	36
4.1 Reibreduktion bei überlagerten longitudinalen Schwingungen	36
4.1.1 Einfluss der Schwingamplitude und Frequenz auf den Reibreduktionsfaktor	37
4.1.2 Einfluss der Schwingungsform	39
4.1.3 Einfluss auf die verrichtete Reibarbeit	42

4.2	Reibreduktion bei transversalen und planaren Schwingungen	42
4.3	Einfluss der Reibreduktion auf die Linearität des Vorschub- antriebssystem	45
4.3.1	Modellierung und Simulation des Stick-Slip-Effekts in Vorschubantriebs- systemen	46
4.3.2	Einfluss der Reibungsreduktion auf den Stick-Slip-Effekt	49
4.3.3	Simulation des Stick-Slip-Effekts	51
4.4	Einfluss der Reibreduktion auf das Dämpfungsverhalten	53
4.5	Zusammenfassung und Bewertung der theoretischen Untersuchungen	54
5	Gestaltungsprinzipien für Schwingführungen	58
5.1	Prinzipien zur Schwingungserregung	58
5.2	Prinzipielle Anordnungen der Schwingführungskomponenten	59
5.3	Vorgehensweise zur Gestaltung des Schwingmoduls	61
5.3.1	Gestaltungsgrundlagen für den Aktor	61
5.3.2	Gestaltungsgrundlagen für den Resonator	63
5.3.3	Schwingschnellentransformation bei kurzen Schwingmodullängen	67
5.3.4	Gestaltungsgrundlagen für den Gleitbelag	68
5.3.5	Gestaltung der Montagefläche des Schwingmoduls	69
5.3.6	Prinzipieller Aufbau des Schwingmoduls	70
5.4	Vorgehensweise zur Qualifikation und Integration des Schwingmoduls	71
6	Modellbasierte Gestaltung von Schwingmodulen	73
6.1	Vorgehensweise zur FEM-Simulation von Schwingmodulen	74
6.1.1	Vereinfachungen für die FEM-Simulation	75
6.2	Entwurf eines Schwingmoduls	76
7	Experimentelle Untersuchung an Schwingführungen	84
7.1	Untersuchung des Schwingverhaltens	85
7.1.1	Einfluss der Vorspannschraube	85
7.1.2	Messung der Ansprechzeit	86
7.1.3	Einfluss der Aktorspannung und der Belastungskraft auf die Schwingschnelle	86
7.2	Untersuchung der Reibeigenschaften der Schwingführung	90
7.2.1	Untersuchung der Haftreibungsreduktion	90
7.2.2	Untersuchung der Gleitreibungsreduktion	91
7.2.3	Untersuchung des Stick-Slip-Effekts	94
7.2.4	Linearisierung der Reibung	95
7.3	Zusammenfassung	97
8	Zusammenfassung und Ausblick	99
8.1	Zusammenfassung	99
8.2	Ausblick	101
	Literaturverzeichnis	103

Abkürzungsverzeichnis und Formelzeichen

FEM	Finite Elemente Methode
FKG	Festkörpergelenk
PIC	PI-Ceramic Produktbezeichnung
PVC	Poly-Vinyl-Chlorid
α_s	Winkel zwischen Vorschubrichtung und Schwingungsrichtung [°]
δ	Geschwindigkeitsverhältnis [–]
ϵ, ϵ_{33}	Piezoelektrische Längendehnung in Polarisationsrichtung [–]
$\tilde{\epsilon}_\sigma$	Permittivität unter konstanter mech. Spannung [As/Vm]
ϵ_a	Piezoelektrische Längendehnung des gesamten Aktors [–]
ϵ^*	Piezoelektrische Längendehnung des Ersatzaktors [–]
γ	Reibreduktionsfaktor [–]
γ'	Ableitung des Reibreduktionsfaktors [–]
γ_l	longitudinaler Reibreduktionsfaktor [–]
γ_t	transversaler Reibreduktionsfaktor [–]
κ	Reibarbeitsverstärkung durch Schwingungsüberlagerung [–]
λ	Wellenlänge [m]
μ	Reibungszahl [–]
μ^*	Modifizierte Reibzahl [–]
μ_0	Haftreibungszahl [–]
μ_g	Gleitreibungszahl [–]

ν	Querkontraktionszahl $[-]$
ω	Kreisfrequenz der Schwingungsanregung $[rad/s]$
ω_0	Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems $[rad/s]$
ρ	Materialdichte $[g/cm^3]$
σ	Mechanische Spannung $[N/m^2]$
θ_C	Curie-Temperatur $[^\circ C]$
ξ	Formparameter für das exponentielle Stribeckmodell $[-]$
b	Faktor der viskosen Reibung $[1/(m/s)]$
b^*	Modifizierte Faktor der viskosen Reibung $1/m(/s)$
B_z	Vertikale Differenz der Gleitbelagpunkte $[mm]$
c	Kopplungssteifigkeit der Führung im Stick-Slip Modell $[N/m]$
c	Schallgeschwindigkeit $[m/s]$
c_B	Ausbreitungsgeschwindigkeit von BiegeWellen $[m/s]$
c_D	Ausbreitungsgeschwindigkeit von Dehnwellen $[m/s]$
c_L	Ausbreitungsgeschwindigkeit von Longitudinalwellen $[m/s]$
c_P	Ausbreitungsgeschwindigkeit im Piezo $[m/s]$
c_M	Ausbreitungsgeschwindigkeit innerhalb der Endmasse $[m/s]$
c_{Stab}	Ausbreitungsgeschwindigkeit in schlanken Stäben $[m/s]$
c_T	Ausbreitungsgeschwindigkeit von Transversalwellen $[m/s]$
d	Kopplungsdämpfung des Stick-Slip Modells $[1/(m/s)]$
D	Stabdurchmesser $[m]$
d, d_{33}	Piezoelektrische Ladungskonstante in Polarisationsrichtung $[C/N]$
D_l	Lehrsches Dämpfungsmaß $[-]$
D_e	Dielektrische Verschiebung $[C/m^2]$
\tilde{E}	Elektrisches Feld $[-]$

E	Elastizitätsmodul [N/m^2]
E^*	Elektrische Feldstärke am Ersatzaktor [V/m]
\vec{e}_x	Einheitsvektor in x-Richtung
\vec{e}_y	Einheitsvektor in y-Richtung
F	elliptisches Integral
F_R	Gleitreibungskraft [N]
F_{R0}	Haftreibungskraft [N]
F_a	Kraftamplitude bei der harmonischen FEM-Simulation [N]
F_A	Antriebskraft [N]
F_N	Normalkraft, Anpresskraft [N]
f_R	Resonanzfrequenz des Schwingmoduls [Hz]
Δf_R	Bandbreite der Resonanzfrequenzverschiebung [Hz]
\bar{F}_{Rx}	Gemittelte Gleitreibungskraft in Vorschubrichtung [N]
$F_{Rx}(t)$	Gleitreibungskraft in Vorschubrichtung [N]
f_s	Schwingfrequenz der überlagerten Schwingung [Hz]
g	Piezoelektrische Spannungskonstante [Vm/N]
h	Höhe eines Einzelaktors [mm]
h	Höhe eines passiven Einzelaktors [mm]
h^*	Höhe des Ersatzaktors [mm]
K_v	Lageregelkreisverstärkung ($[1/s]$)
L	Stablänge [m]
N_a	Anzahl aktiver Piezoringe
$\mathcal{P}, \mathcal{P}_i$	Vektor der Gestaltungsparameter
\hat{P}_1	Auswertepunkt 1 auf dem Gleitbelag
\hat{P}_2	Auswertepunkt 2 auf dem Gleitbelag

\hat{P}_{1z}	z-Komponente des Auswertepunkt 1 auf dem Gleitbelag
\hat{P}_{2z}	z-Komponente des Auswertepunkt 2 auf dem Gleitbelag
p_a	Druckamplitude bei der harmonischen FEM-Simulation [Pa]
Q_m	Schwinggütefaktor $[-]$
R	Reflexionsfaktor $[-]$
R_μ	Verhältnis von Gleit- zu Haftreibung $[-]$
t_j	Zeitpunkte des Nulldurchgangs der Schwinggeschwindigkeit [s]
T_a	Ansprechzeit der Schwingmodule [s]
U_a	Aktorspannungsamplitude [V]
U^*	Ersatzspannung am Ersatzaktor für die FEM-Simulation [V]
v_f	Vorschubgeschwindigkeit [m/s]
v_{krit}	kritische Relativgeschwindigkeit bei Stick-Slip [m/s]
\vec{v}_{rel}	Vektor der Relativgeschwindigkeit [m/s]
v_{rel}	Relativgeschwindigkeit [m/s]
\hat{v}_s	Schwingschnelle [m/s]
$v_s(t)$	Schwinggeschwindigkeit [m/s]
W_R	Reibarbeit eines Gleitbelags [J]
W_{Rs}	Reibarbeit eines schwingungsüberlagerten Gleitbelags [J]
\hat{x}_a	Schwingamplitude am Aktor [m]
\hat{x}_s	Schwingamplitude [m]
Z, Z_0	Schallimpedanz [Ns/m^3]
z, \dot{z}, \ddot{z}	Lage, Geschwindigkeit und Beschleunigung des in die Ruhelage verschobenen Stick-Slip Modells [$m, m/s, m/s^2$]
Z_M	Schallimpedanz der Endmasse [Ns/m^3]
Z_M	Schallimpedanz des Piezo [Ns/m^3]

Abbildungsverzeichnis

2.1	Komponenten einer Vorschubachse Huf (2012)	3
2.2	Schema eines Vorschubantriebssystems mit Gleitführung	4
2.3	Struktur einer Lageregelung von Vorschubantriebssystemen	5
2.4	Zusammenhang von Lageregelverstärkung K_v , Eigenkreisfrequenz ω_0 und Systemdämpfung D Verl, Sawodny et al. (2008)	6
2.5	Vergleich der Dämpfung unterschiedlich gelagerter Maschinenschlitten Ispaylar (1996)	8
2.6	Nichtlinearitäten in Vorschubantriebssystemen Brecher und Weck (2006)	10
2.7	Auswirkung von Haftreibung und Stick-Slip bei einem Kreisformtest von Maschinenachsen Weck und Brecher (2006b)	11
2.8	Die vier wichtigsten Reibungsphänomene	13
2.9	Kraftverlauf und Positionierverhalten bei Stick-Slip nach Brecher und Weck (2006) . .	14
2.10	Reibkraft bei den verschiedenen Phasen der hydrodynamischen Schmierung Böge (2009)	15
2.11	Anforderungen an Führungen für den Einsatz in Werkzeugmaschinen Weck und Brecher (2006a)	16
2.12	Vergleich des Reibverhaltens von Gleit- und Wälzführungen Ispaylar (1996)	16
2.13	Einfluss der Dichtelemente auf das Reibverhalten IWM (2010)	17
2.14	Reibverhalten der vier häufigsten Führungstypen Grote (2011)	18
2.15	Einsatz verschiedener Führungstypen in Werkzeugmaschinen (2003) Weck und Brecher (2006a)	19
2.16	Prinzip der Reibungskompensation nach Olsson, Åström et al. (1998)	20
2.17	Versuche zur schwingungsüberlagerten Reduktion der Haftreibung verschiedener Werkstoffe gegen eine Stahlprobe C45 Popov (2009)	23
2.18	Theoretische und experimentelle Reibreduktion eines gleitenden Ultraschallkörpers für zwei Schwingungsrichtungen Storck, Littmann et al. (2002)	24
2.19	Verschiedene Wellenformen zur Schallausbreitung in Festkörpern Koch (2012)	25
2.20	Reflexion und Transmission von Körperschallwellen	26
2.21	Längenänderung einer piezoelektrischen Scheibe	27
2.22	Verschiedene Bauformen und Schwingungsmoden piezoelektrischer Keramiken	28
2.23	Verlauf der mechanischen Spannung und mechanische Belastungsgrenzen einer schwingenden Piezokeramik	29
2.24	Erregungsprinzipien von Transversal- und Rayleighwellen Kuttruff (1988)	30
2.25	Aufbau von Ultraschallaktoren nach dem Prinzip eines Verbundschwingers	31
2.26	Wellenleitung und Amplitudenverstärkung bei der Halbwellensynthese Littmann (2003)	32

2.27	Verlauf der Schwingamplitude und der mechanischen Spannung verschiedener Transformatorgeometrien Conrath (2006)	33
2.28	Methodische Ansätze zur Veränderung der Dämpfung und Übertragungslinearität in Vorschubantriebssystemen	34
4.1	Modell zur Erklärung der Gleitreibungsreduktion bei longitudinaler Schwingungsüberlagerung	36
4.2	Reduktionswirkung durch Richtungsumkehr und zeitliche Mittelung der Gleitreibungskraft	37
4.3	Theoretische und gemessene Reibungsreduktion	38
4.4	Zeit- und Reduktionsverlauf für dreieckförmige Schwingungsformen	40
4.5	Zeitverlauf und Reduktionswirkung von rechteckigen Schwingungsformen	40
4.6	Reduktionswirkung bei Schwingungen mit Rechteckapproximation	41
4.7	Zeitverlauf und Reduktionswirkung von höherharmonischer Schwingungsüberlagerung	42
4.8	Theoretische und gemessene Reibreduktion einer Stahl-Stahl Paarung bei $f_s = 50Hz$ mit höherharmonischem Anteil von $c_2 = 10\%$	43
4.9	Steigerung der Reibarbeit durch longitudinale Schwingungsüberlagerung	43
4.10	Schwingungsrichtungen des Gleitbelags im Bezug zur Vorschubrichtung	44
4.11	Verlauf der Reibreduktion für verschiedene planare Schwingungsrichtungen	45
4.12	Einfluss der Schwingungsform auf die Reduktionswirkung bei transversaler Schwingungsüberlagerung	46
4.13	Bandmodell zur Untersuchung von Stick-Slip in Vorschubantriebssystemen	47
4.14	Messwerte der Reibzahl einer Gleitführung	50
4.15	Einfluss verschiedener Modellparameter (Gl. 4.38) auf den Verlauf der Stribeckkurve	51
4.16	Signalflussplan zur Simulation des Reibmodelleinfluss auf das Stick-Slip Verhalten	52
4.17	Abhängigkeit der Erregung einer Stick-Slip Schwingung von den Reibmodellparametern	53
4.18	Verstärkung der viskosen Dämpfung für verschiedene Geschwindigkeitsverhältnisse bei longitudinaler und transversaler Schwingungsüberlagerung	55
4.19	Einfluss der Schwingungsüberlagerung auf die Veränderung der Resonanzüberhöhung und Phase im Mechanikfrequenzgang	55
4.20	Einfluss der Parameter der Schwingungsüberlagerung auf die Veränderung der Stribeckkurve	57
5.1	Ansätze zur Erregung einer Relativschwingung zwischen Gleitbelag und Schiene	58
5.2	Komponenten der Schwingführung bei wagenseitiger Schwingungserregung	59
5.3	Verschiedene Anordnungen von Führungen und Piezoaktoren auf Führungsbahnen Koch (2012)	60
5.4	Vorgehensweise für den Aufbau von Schwingführungen	61
5.5	Schwingmodul mit alternierend angeordneten Piezoaktoren im Unipolaren und Bipolaren Betriebsfall	63

5.6	Zusammenhang der Stablänge und Lage der ersten longitudinalen $\lambda/2$ -Eigenfrequenz verschiedener Materialien	64
5.7	Einfluss des Materials und des Stabdurchmessers auf die Lage der ersten longitudinalen Eigenfrequenz	65
5.8	Berechnete Schwingschnellen der ersten Longitudinalmode für Stabsonotroden	66
5.9	Amplitudentransformation bei Querschnittsprung eines Stabschwingers aus Titan	67
5.10	Resonatorprinzip für kurze Schwingmodule	68
5.11	Gängige Gleitmaterialpaarungen von in Werkzeugmaschinen verwendeten Gleitführungen	69
5.12	Komponenten und prinzipieller Aufbau eines als Wellenleiter aufgebauten Schwingmoduls	71
5.13	Bauweisen von Gleitführungen Denkena (2003)	72
6.1	Verschiedene Möglichkeiten zur Anregung von Schwingmodulmodellen	74
6.2	Systematik zur modellbasierten Gestaltung von Schwingmodulen	75
6.3	Reduktion der Modellkomplexität durch einen Ersatzaktor	77
6.4	a) Aufbau und Komponenten eines kurzen Schwingmoduls b) Aufbau des Aktors	77
6.5	Gestaltungsparameter des Resonators	78
6.6	Verschiedene Eigenformen und Eigenfrequenzen des Schwingmoduls	79
6.7	Einfluss der Gestaltungsparameter auf die Steifigkeit und erste longitudinale Resonanzfrequenz des Resonators	80
6.8	Einfluss der Gestaltungsparameter auf die Schwingungsgrößen	81
6.9	Schiefstellung des Schwingmoduls	82
6.10	Modifikationen am Schwingmodul zur Reduktion der Schiefstellung	82
6.11	Schiefstellung und Schwingschnelle bei Resonanz	83
6.12	Aufbau einer Schwingführung aus zwei Schwingmodulen in Anlehnung an eine marktübliche Schienengeometrie	83
7.1	Realisierte Schwingführung neben marktüblicher Gleitführung	84
7.2	Einfluss des Vorspannzustandes auf das Schwingschnellenspektrum der Schwingmodule	86
7.3	Einschwingverhalten des Schwingmoduls bei anlegen einer harmonischen Aktorspannung	87
7.4	Spektrum der Schwingschnelle bei Veränderung der Aktorspannung	88
7.5	Steigerung der Schwingschnelle und Verschiebung der Resonanz bei Veränderung der Aktorspannung	89
7.6	Leistungsaufnahme der Schwingführung	90
7.7	Aufbau zur Untersuchung der Reibeigenschaften der Schwingführung	91
7.8	Reduktion der Haftreibung bei steigender Aktorspannung	92
7.9	Versuchsaufbau zur Bestimmung der Gleitreibung	92
7.10	Reibzahlverlauf der Schwingführung für verschiedene Vorschubgeschwindigkeiten und Aktorspannungen; Materialpaarung: Stahl-Zedex100A Lastkraftgewicht $F_N = 63,7 N$	93
7.11	Diagramm über die Abhängigkeit der Stick-Slip-Grenzgeschwindigkeit von der Aktorspannung	95
7.12	Gleitreibverhalten bei steigender Spannung und bei aktiver Reiblinearisierung	96

7.13 Vorschub- und Relativschwinggeschwindigkeiten bei einer Verfahrbewegung ohne und mit Reibungslinearisierung	97
8.1 Aufbau einer Vorschubantriebssystems mit Schwingführungen	102

Tabellenverzeichnis

2.1	Schallgeschwindigkeiten verschiedener Wellenarten im schlanken Stab Hurlebaus (2005)	25
2.2	Übersicht Materialkennwerte	26
2.3	Kenngößen beispielhafter, harter Piezomaterialien	29
4.1	Identifizierte Reibmodellparameter der Gleitführung	50
5.1	Zusammenhang von Schwingamplitude und Schwingfrequenz	62
5.2	Materialklassen und Materialbeispiele für hochbelastete Ultraschallwerkzeuge Cheers (1995)	70
5.3	Materialkennwerte für Ultraschallwerkzeuge	70
6.1	Simulationsmodelle und berechenbare Größen des Schwingmoduls	73

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Vorschubantriebssysteme werden für die Erzeugung präziser Bewegungsabläufe der Maschinenschlitten von Werkzeugmaschinen eingesetzt. Im Kraftfluss der Antriebskraft befinden sich nachgiebige, mechanische Komponenten, die ein gekoppeltes System darstellen. Die daraus resultierende Schwingfähigkeit führt, in Kombination mit den auf das System wirkenden Antriebs- und Störkräften, zu Ungenauigkeiten im Bewegungsablauf. Um dem entgegenzuwirken und um die Bewegungsqualität zu verbessern, wird das Vorschubantriebssystem geregelt. Die Dynamik der Regelung steht dabei in direktem Zusammenhang mit der Eigendynamik des zu regelnden Systems und dessen Dämpfung.

Die Dämpfung eines Vorschubantriebssystems kann wiederum durch mechanische oder regelungstechnische Maßnahmen beeinflusst werden. Betrachtet man den mechanischen Aufbau, so spielen die Führungen hierbei eine wesentliche Rolle. Eine hohe Dämpfung kann beispielsweise durch die Erhöhung der Reibung in den Führungen erreicht werden. Die erhöhte Reibung jedoch führt zu einer Verstärkung nichtlinearer Reibkräfte, welche die Bewegungsqualität, beispielsweise bei der Feinpositionierung, vermindern. Das Erreichen einer hohen Bewegungsqualität steht damit in einem engen Zusammenhang mit der Linearität und der Dämpfung des Vorschubantriebssystems. Somit führt die Forderung nach hoher Dämpfung bei möglichst geringer Reibung zu einem Interessenkonflikt bei der Auslegung der Führungen von Vorschubantriebssystemen.

In der Forschung und Technik wurden verschiedene Methoden zur Beeinflussung von Dämpfung und Linearität entwickelt. Diese Methoden lassen sich in konstruktive, signalbasierte und adaptronische Verfahren einteilen. Allen Ansätzen ist dabei gemeinsam, dass sie zur Erzeugung einer dämpfenden Kraft führen, welche die unerwünschte Bewegungsenergie im System vermindert. Auch für die Verminderung von nichtlinearen Kräften sind dementsprechend konstruktive, signalbasierte und adaptronische Ansätze entwickelt worden. Die größten Schwierigkeiten bereiten die nichtlinearen Anteile der Reibung. Zwar lassen sich die Reibkräfte theoretisch durch Modelle abbilden und damit durch Kompensationsverfahren ausgleichen, jedoch sind die Modelle aufgrund der Vielzahl von Einflussfaktoren fehlerbehaftet und führen zu Fehlern durch Über- oder Unterkompensation.

Zur Beeinflussung der Reibung in Gleitführungen wird üblicherweise auf konstruktive Maßnahmen zurückgegriffen, wie die Änderung der Werkstoffpaarung, dem Einsatz von Schmiermitteln oder Veränderung der Kontaktgeometrie. Ein weiterer Ansatz zur Beeinflussung der Reibung bei Gleitkontakten ist aus der Fertigungstechnik bekannt. Hier wird durch den Einsatz von Ultraschallschwingungen die Reibung verändert und damit Prozesskräfte vermindert. Die Übertragung dieses Effekts auf Gleitführungen stellt eine bislang unerforschte Möglichkeit dar, die Reibung einer Gleitführung aktiv zu verändern und damit die Dämpfung und Linearität direkt einzustellen und während dem Betrieb zu verändern.

In der vorliegenden Arbeit werden Gestaltungsprinzipien von schwingfähigen Gleitführungen entwickelt und die Eigenschaften von schwingfähigen Gleitführungen hinsichtlich der Beeinflussung der Reibung, Dämpfung und Linearität untersucht.

2 Stand der Forschung und Technik

Eine Werkzeugmaschine fasst alle für eine Bearbeitung notwendigen Komponenten wie Werkzeug- und Werkstückhalterung, Kühlung, Abtransport von Material, Bearbeitungsspindel und Systeme zur Bewegungserzeugung zusammen. Die immer drängender werdende Forderung nach höherer Produktstückzahl in kürzerer Zeit, gepaart mit dem Anspruch an hohe Qualität und Genauigkeit, bringt die Entwicklung der Werkzeugmaschinen dabei in ein herausforderndes Spannungsfeld. Um die vom Produkt vorgegebene Geometrie präzise zu fertigen, muss die geplante Bahn bei der Bewegung von Werkstück und Werkzeug genau eingehalten werden. Das Vorschubantriebssystem einer Werkzeugmaschine ist für die Erzeugung der Bewegung und zur Aufnahme von Prozesskräften die wichtigste Komponente (vgl. Abbildung 2.1). Alle Anforderungen nach hoher Genauigkeit und Geschwindigkeit wirken sich somit direkt auf die technische Spezifikation des Vorschubantriebssystems und dessen Komponenten aus.

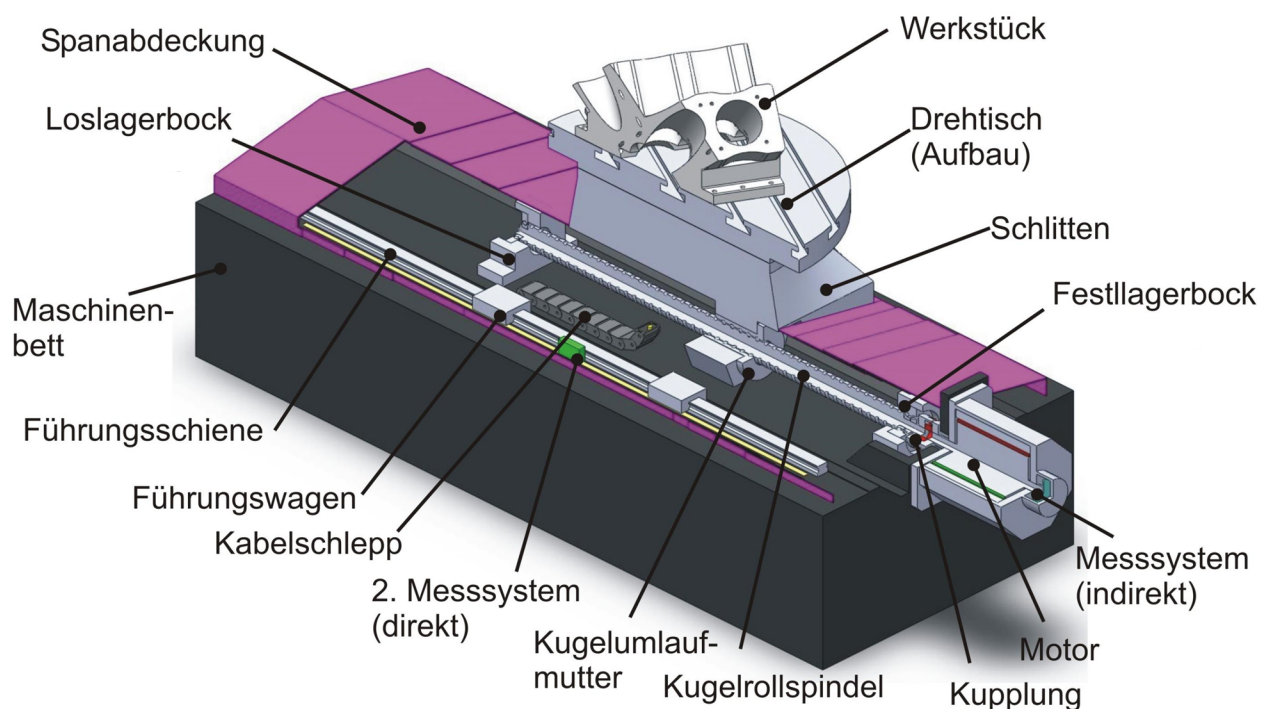


Abbildung 2.1: Komponenten einer Vorschubachse Huf (2012)

Das in Abbildung 2.2 dargestellte Schema eines allgemeinen Vorschubantriebssystems, umfasst die Steuerung zur Vorgabe der Führungsgrößen für die Bewegungsausführung, die Berechnung der Stellgröße im Lagereger, die Erzeugung der Vorschubkraft über den Antriebsverstärker und den Motor

sowie die Kraftübertragung auf den Maschinenschlitten durch mechanische Übertragungsglieder. Neben der Vorschubkraft wirken auf den Maschinenschlitten auch Prozesskräfte aus der Bearbeitung und Reibkräfte aus den mechanischen Übertragungsgliedern wie Lager, Mutter und den Führungen des Werkzeugmaschinenschlittens. Damit die Bewegung des Maschinenschlittens trotz der auftretenden Störkräfte möglichst den Sollvorgaben entspricht, wird ein Lageregelkreis eingesetzt. Dieser verfügt über einen Weggeber zur Erfassung der tatsächlichen Bewegung. Der Weggeber kann direkt am Maschinenschlitten oder indirekt am Antrieb angebracht werden (vgl. Abbildung 2.1).

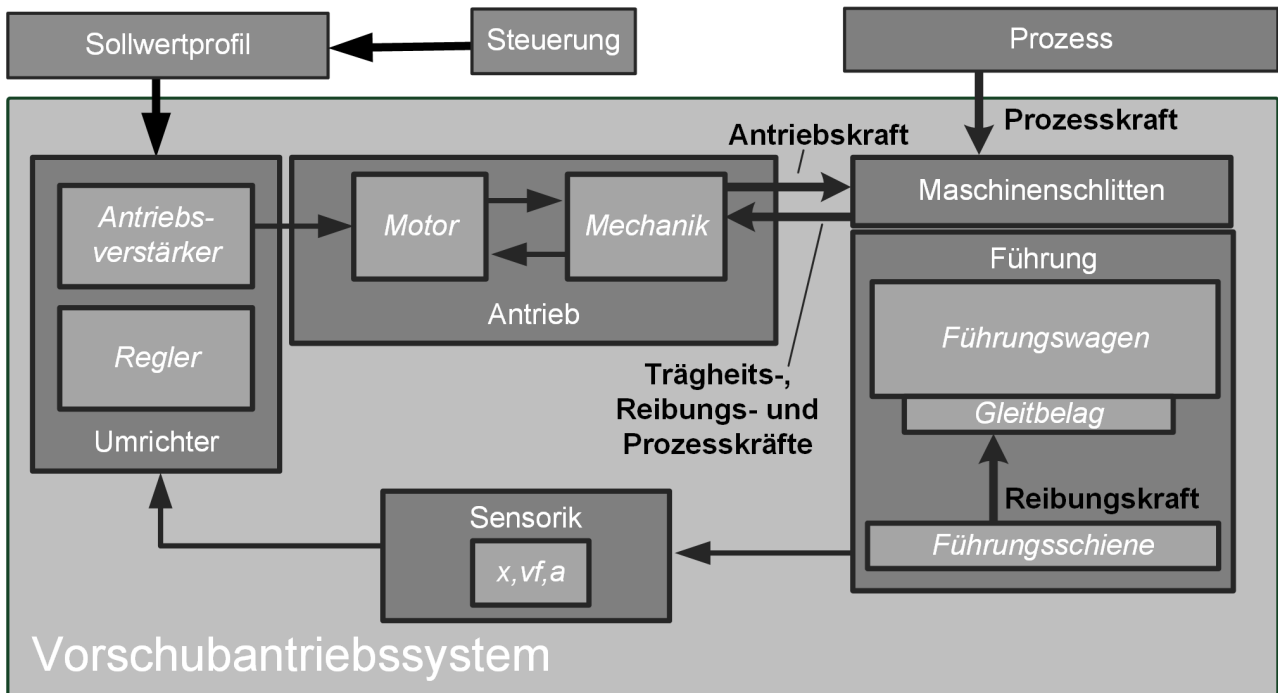


Abbildung 2.2: Schema eines Vorschubantriebssystems mit Gleitführung

2.1 Lageregelkreise in Werkzeugmaschinen

Für die Regelung von Bewegungsachsen in Werkzeugmaschinen werden in 90% der Fälle kaskadierte P-PI-Reglerstrukturen eingesetzt (Verl, Sawodny et al. (2008)). Gründe hierfür sind die einfache Optimierung des Kaskadenreglers von der inneren Schleife des Stromreglers nach außen zum Geschwindigkeits- und Lageregler. Darüber hinaus wird beim P-PI-Regler durch konservative Reglereinstellungen eine hohe Robustheit erreicht. Die einfache softwaretechnische Umsetzbarkeit ist ein weiterer Grund für den weit verbreiteten Einsatz dieser Reglerstruktur. Der Verbund aus elektrischem- und mechanischem System wird als Regelstrecke betrachtet. Das ideale Übertragungsverhalten von Sollvorgabe zu Ist-Lage entspräche einer direkten und unverzerrten Umsetzung der vorgegebenen Sollwerte für alle Eingangsfrequenzen. Die Trägheit und Schwingfähigkeit der mechanischen und elektrischen Teilsysteme verzögert jedoch die Übertragung. Dies führt durch Überschwingen und der notwendigen

Begrenzung der Bandbreite zu Bahnverzerrungen. Abbildung 2.3 zeigt den gängigen Aufbau eines P-PI Lageregelkreises am Beispiel eines elektromechanischen Vorschubantriebssystems.

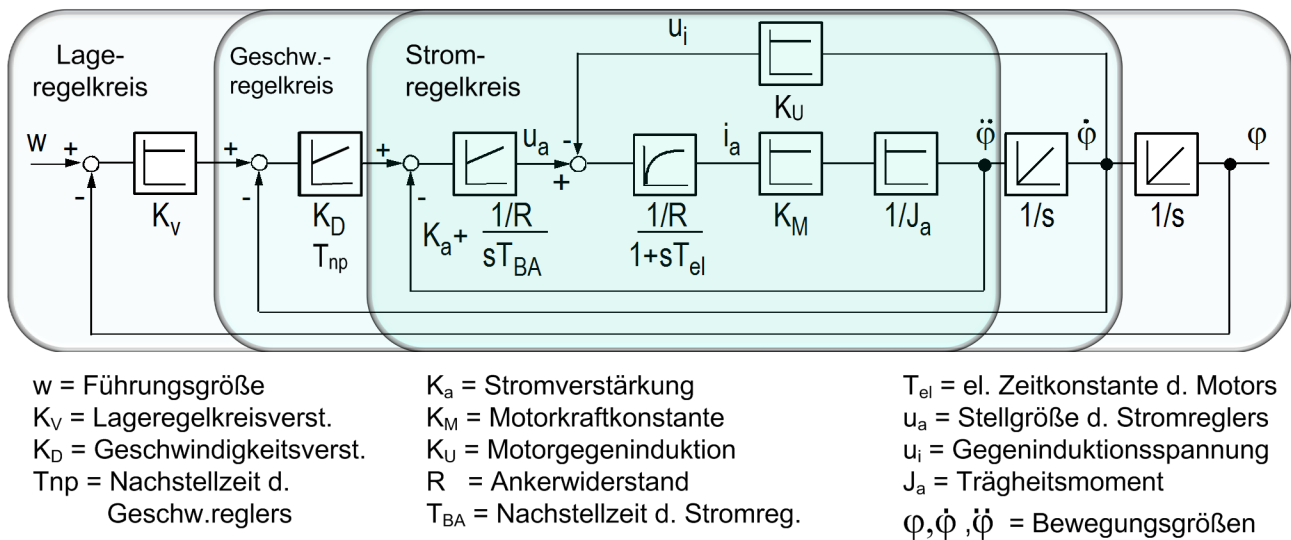


Abbildung 2.3: Struktur einer Lageregelung von Vorschubantriebssystemen Verl (2013)

Die Dynamik eines Vorschubantriebssystems wird durch die erreichbare Bandbreite des Lageregelkreises angegeben und ist proportional zum eingestellten K_V Faktor. Der höchste einstellbare K_V -Wert des Lageregelkreises ist durch die niedrigste Eigenfrequenz und dem zulässigen Überschwingen begrenzt. Der integrale Anteil im darunter liegenden Geschwindigkeitsregelkreis regelt bleibende Abweichung von der Sollgeschwindigkeit aus. Die Eigenschaften des geregelten Vorschubantriebssystems werden anhand des Führungs- und Störverhaltens bewertet. Aufgrund der komplexen Zusammenhänge des mechatronischen Systems werden Vorschubantriebssysteme häufig mit suboptimaler Parametrierung der Regelkreise betrieben. In Forschungsarbeiten finden sich daher zahlreiche Ansätze für die automatisierte Inbetriebnahme durch eine automatische Systemidentifikation und Parameteroptimierung Bretschneider (2000); Schütte (2003); Pruschek (2009). Das resultierende Gesamtverhalten eines geschlossenen, lageregelten Vorschubantriebssystems wird häufig anhand eines System 2. Ordnung beschrieben Verl (2013); Brecher und Weck (2006). Für die Beschreibung des Systemverhaltens sind dann zwei Parameter ausschlaggebend: die Eigenkreisfrequenz ω_0 und Dämpfung D des Systems.

2.1.1 Methoden zur Verbesserung der Dämpfung in Vorschubantriebssystemen

In jedem elastischen, und damit schwingfähigen System, spielt die Dämpfung eine wichtige Rolle. Die Dämpfung beschreibt das Abklingverhalten einer im System erregten Schwingung; je kleiner die Dämpfung, umso länger ist die Schwingungsdauer des Systems. In der VDI Richtlinie Ottl (2007) wird Dämpfung als irreversible Umwandlung mechanischer Energie in eine andere Energieform bezeichnet. Physikalisch betrachtet wird durch Dämpfung Bewegungsenergie aus dem System dissipiert. Um den Einfluss der Schwingfähigkeit auf den Positioniervorgang des Maschinenschlittens zu vermindern, ist eine hohe Systemdämpfung in Vorschubrichtung erstrebenswert.

Für das Gesamtverhalten des lagegeregelten Vorschubantriebssystems spielt die Dämpfung daher eine wesentliche Rolle, um das Überschwingen oder Aufschwingen des Maschinenschlittens bei hoher Dynamik zu vermeiden. Ein System mit zu geringer Dämpfung neigt zu starkem Überschwingen, woraus sich ein direkter Zusammenhang mit der maximal möglichen Dynamik des Lageregelkreises ergibt. Aber auch eine zu hohe Dämpfung verhindert eine hohe Lageregeldynamik, weil das System dann zu träge reagiert. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 2.4 deutlich: bei gegebener Eigenfrequenz des mechanischen Systems ω_0 und bekannter Systemdämpfung D kann aus dem Diagramm die optimale Lageregelkreisverstärkung K_v für überschwingungsfreies Positionieren bestimmt werden. Die optimale Dämpfung des unterlagerten Systems liegt zwischen $D = 0,5..0,6$. Besteht aus konstruktiver Sicht nicht die Möglichkeit die Dämpfung in diesem Bereich einzustellen, beschränkt dies die Dynamik (ω_0) des Geschwindigkeitsreglers Verl, Sawodny et al. (2008).

Neben der Dämpfung in Vorschubrichtung spielt auch die Dämpfung in Tragrichtung der Führung eine wichtige Rolle für die Laufruhe der Bewegung und für die Stabilität des Bearbeitungsprozesses Weck und Brecher (2006b). Die Dämpfung eines Vorschubantriebs lässt sich durch die zeitliche Abklingkurve bei einem Kraftsprung bestimmen oder durch die Amplitude der Resonanzüberhöhung im Übertragungsfrequenzgang der Mechanik angeben.

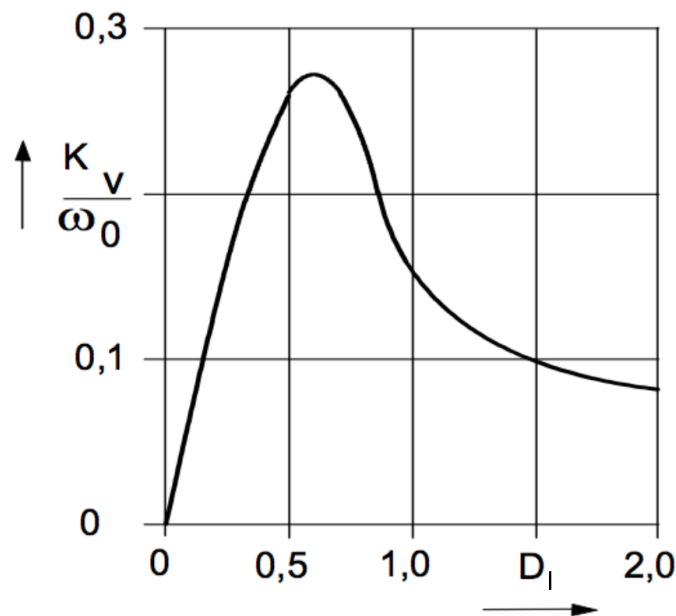


Abbildung 2.4: Zusammenhang von Lageregelverstärkung K_v , Eigenkreisfrequenz ω_0 und Systemdämpfung D Verl, Sawodny et al. (2008)

Die Dämpfung des Systems kann durch konstruktive, antriebsbasierte oder adaptronische Methoden beeinflusst werden (siehe Abbildung 2.28). Konstruktive Ansätze verfolgen das Ziel, die Dämpfung durch Schmierung, Werkstoffauswahl und Veränderung der mechanischen Kontaktbedingungen zu verändern. Antriebsbasierte Konzepte versuchen, ohne zusätzliche Aktorik die im Antrieb vorhandenen

Möglichkeiten auszunutzen, um dämpfende Kräfte zu generieren und den Vorschubkräften zu überlagern. Bei adaptiven Konzepten wird durch die Integration erweiterter Aktorik und Sensorik ein zusätzlicher Weg geschaffen, um mit Kräften dämpfend auf das System einzuwirken. Im folgenden Abschnitt werden die wichtigsten Methoden aus diesen Bereichen vorgestellt.

2.1.1.1 Konstruktive Methoden

Um auf konstruktivem Wege eine Verbesserung der Dämpfung zu erreichen, müssen dissipative Vorgänge im mechanischen Teilsystem des Vorschubantriebs betrachtet werden. Neben der meist schwachen Werkstoffdämpfung stellt vor allem die Reibung zwischen bewegten Maschinenteilen einen solchen Vorgang dar. Strebt man eine hohe Dämpfung der Führungen an, würde man daher auch eine hohe Reibung fordern, wie sie beispielsweise bei Gleitführungen auftritt. Eine hohe Reibung widerspricht jedoch der Anforderung, eine möglichst leichtgängige Führung einzusetzen. Die heutzutage vorwiegend eingesetzten Wälzführungen verfügen zwar über eine sehr niedrige Reibung und geringen Verschleiß, haben aber den Nachteil einer sehr geringen Dämpfung. Messungen zum Dämpfungsverhalten von Führungen zeigt Abbildung 2.5. Die Gleitführung zeigt ein um Faktor 15 niedrigere dynamische Nachgiebigkeit gegenüber der Wälzführung. Auf konstruktivem Weg lässt sich die Dämpfung des Maschinenschlittens mit Wälzführungen durch den Einsatz von Dämpfungswagen verbessern. Dämpfungswagen verfügen über einen hydrodynamischen Gleitfilm, der auf Schwingungen dämpfend wirkt. In den aufgeführten Untersuchungen konnte die Resonanzüberhöhung in Tragrichtung um den Faktor drei gesenkt werden. Auf die Dämpfung in Bewegungsrichtung hat diese Maßnahme jedoch nur einen geringen Einfluss. Umfangreiche Untersuchungen über den Einfluss konstruktiver Größen auf das Reibungsverhalten verschiedener Wälzführungen finden sich in Brecher, Kunc et al. (2010). Als dominante Faktoren werden hier die Wälzkörpergeometrie, Vorspannung, Baugröße und Dichtungsart aufgeführt. Bezüglich der Kraftverhältnisse einer Führung wird angegeben, dass bei Führungen der Baugröße 45 bei Geschwindigkeiten bis 0,7 m/s Reibkräfte in der Größenordnung von 150 N auftreten. Weitere konstruktive Maßnahmen zur Veränderung der Reibung werden in Abschnitt 2.2.2 aufgeführt.

2.1.1.2 Antriebsbasierte Methoden

Antriebsbasierte Methoden kommen vor allem dann zu tragen, wenn keine konstruktiven Maßnahmen möglich sind, um das Dämpfungsverhalten zu verbessern. Die Dämpfung wird dabei durch antriebsregte Kräfte erreicht. In Swoboda (1987) werden partielle und vollständige Zustandsrückführungen für schwach gedämpften Roboterachsen eingesetzt, um die Dämpfung auf den optimalen Wert von 0,7 anzuheben. Die für eine Zustandsregelung notwendige Kenntnis über den Verlauf der Zustandsgrößen kann entweder durch Beobachter (erhöhter Rechenaufwand) oder zusätzliche Sensorik zur Zustandserfassung gewonnen werden. Die Herausforderung besteht in der robusten Einstellung der Regler- und Beobachterparameter hinsichtlich der Modellfehler. Aufgrund der begrenzten Antriebsdynamik sind diese Verfahren hauptsächlich für Systeme mit niedriger mechanischer Eigenfrequenz einsetzbar.

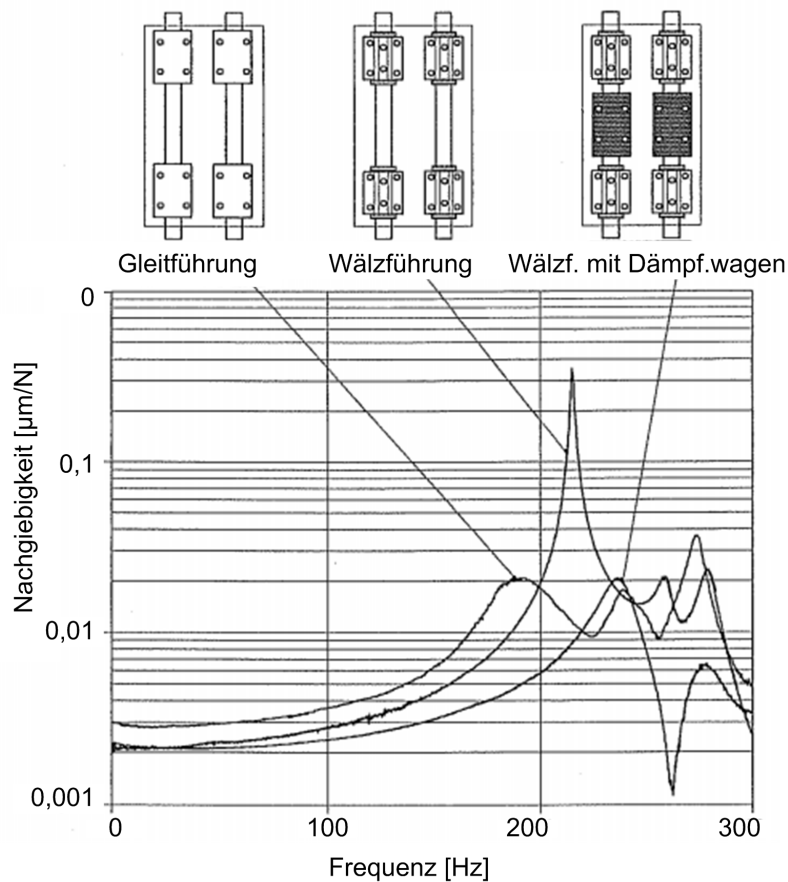


Abbildung 2.5: Vergleich der Dämpfung unterschiedlich gelagerter Maschinenschlitten Ispaylar (1996)

Eine gute Dynamik ist mit Antrieben zu erreichen, deren Bandbreite die Mechanik um das dreifache übersteigt. In Erkorkmaz und Altintas (2001) wird ein ähnliches Regelungsschema ohne zusätzliche Sensorik für den Einsatz bei hochdynamischen CNC-Achsen vorgestellt. Die Dämpfung und Bandbreite des Lage- und Geschwindigkeitsregelkreises werden dabei über eine Polvorgabe eingestellt. Die dazu notwendigen Zustandssignale werden mittels Kalmanfilter online berechnet. Bei praxisnahen Untersuchungen konnte auf diese Weise eine Bahnabweichungen von $10\mu\text{m}$ bei einer Bahngeschwindigkeit von 170 mm/s erreicht werden.

Den Weg über eine zusätzliche Sensorik zur Erfassung der Beschleunigung geht Lehner (2005) durch den Einsatz von Ferraris-Sensoren. Das Beschleunigungssignal wird zur Phasenhebung des Geschwindigkeitsregelkreises verwendet und damit eine um 150 Prozent höhere Dynamik erreicht. Unregelmäßigkeiten im Gleichlaufverhalten konnten damit von $1,5\mu\text{m}$ auf $0,8\mu\text{m}$ gedämpft werden. Der hohe Aufwand durch zusätzliche Sensorik am Maschinenschlitten und der aufwendigen Aufbereitung der Messdaten erscheint gegenüber den erreichbaren Verbesserungen unverhältnismäßig. Ein anderen Ansatz stellen die in Dietmair, Sekler et al. (2007) vorgestellten antriebsbasierten Verfahren zur Schwingungsunterdrückung dar. Ein Beschleunigungssensor erfasst die zum Überschwingen führende Strukturschwingung und leitet über den Antrieb eine gegenphasige Schwingung in das System ein,

welche die unerwünschte Strukturschwingungen dämpft. In Experimenten konnte damit eine Senkung der Resonanzüberhöhung um 20dB erreicht werden. Nachteil der Methode ist die zur Messung der Schwingung benötigte zusätzliche Sensorik und die Bestimmung der Phasenlagen und Amplitude der Gegenschwingung sowie das Vorwissen für die Höhe der Resonanzfrequenz.

Der Vorteil von antriebsbasierten Methoden zur Beeinflussung der Dämpfung liegt in der einfachen Anwendbarkeit ohne zusätzliche konstruktive Eingriffe. Der Aufwand liegt dabei entweder in der Berechnung oder der Messung der benötigten Zustandsgrößen. Eine prinzipbedingte Grenze für den Einsatz antriebsbasierter Methoden ergibt sich aus der Dynamik des Antriebs.

2.1.1.3 Adaptronische Methoden

Zu den adaptronischen Ansätzen zählen alle Verfahren, welche durch die zusätzliche Einbringung von Stellgliedern das Erregen einer Dämpfungskraft ermöglichen. Adaptronische Verfahren können weiterhin in semiaktive und aktive Verfahren eingeteilt werden. Bei semiaktiven Verfahren werden die wirksamen Kräfte indirekt durch die Veränderung von Systemparametern beeinflusst. Aktive Verfahren erlauben eine direkte Einbringung von Kräften um unerwünschte Bewegung im System zu dämpfen.

Semiaktive Verfahren bedienen sich der Änderung von Systemparametern und der dadurch herbeigeführten Veränderung der wirkenden Kräfte.

In Frey (2013) wird die Relativgeschwindigkeit zwischen Maschinenschlitten und Antrieb gemessen, um ein Maß der überschüssigen Bewegungsenergie zu erhalten. Eine am Tisch angebrachte hochdynamische Bremse dämpft diese Bewegungsenergie durch gezielte Bremsimpulse mittels eines separaten Bremsregelkreis. Durch diese zusätzliche Dämpfung konnte in einem Demonstrator die Resonanzüberhöhung vermindert und eine Steigerung der Lageregeldynamik um 50 % erreicht werden.

Eine weiteres semiaktives Konzept wird in Roseira (2009) vorgestellt. Durch einen adaptiven Reibtilger wird unerwünschte Bewegungsenergie dissipiert. Durch die aktive Veränderung der Normalkraft lässt sich die mittels Beschleunigungssensor gemessene Eigenfrequenz des Tilgerschwingers anpassen und so gleichzeitig zwei Schwingungsmoden bedämpfen. Experimentelle Untersuchungen wurden an einem Maschinenschlitten durchgeführt und zeigen, dass durch die adaptive Reibfläche die Schwingungsamplitude des Maschinenschlittens halbiert werden konnte. Welche Auswirkung diese zusätzliche Dämpfung auf die Dynamik des Vorschubantriebes haben, wird jedoch nicht diskutiert.

In Croon (2008) wird ein aktives Dämpfungsverfahren für einen Kugelgewindetrieb vorgestellt. Es basiert darauf, dass das Festlager der Gewindespindel durch einen axial wirksamen Antrieb ersetzt wird und dadurch eine aktive Dämpfung in axialer Richtung erreicht werden soll. Die aufgeführten simulativen Untersuchungen versprechen eine Erhöhung der Lageregelbandbreite um 50 Prozent.

Ein aktiver, adaptronischer Ansatz wird mit der in Neugebauer, Pagel et al. (2011) dargestellten Kugelgewindemutter gezeigt. Der Maschinenschlitten wird über zwei niedervolt Piezostapelaktoren mit der Gewindemutter gekoppelt. Diese Anordnung erlaubt es direkt in Vorschubrichtung zusätzliche Kräfte

mit hoher Dynamik einzuprägen. Als Regelgröße dient die Relativverschiebung zwischen Spindelmut- ter und Maschinentisch. Von den Autoren wird ein dezentrales Reglerkonzept eingesetzt, das parallel zur P-PI Lageregelkaskade arbeitet. Im Experiment gelingt eine Absenkung der Resonanzüberhöhung um 50dB und damit eine Verdopplung der Dynamik.

Ein weiterer aktiver, adaptronischer Ansatz stellt das in Denkena, Hackelöer et al. (2011) vorgestellte Magnetlager dar. Für die Bewegung und Dämpfung der Hauptspindel kommt hier eine kontaktlose, geregelte Magnetlagerung zum Einsatz. Die Autoren nutzen diese Möglichkeiten, um einerseits die von der Spindel angeregten Schwingungen von der Maschinenstruktur zu isolieren und andererseits bei vorhandenen Strukturschwingungen geeignete Kompensationsbewegungen auszuführen, um die Genauigkeit der Spindelposition zu erhalten. Dieses Konzept bietet die meisten Einflussmöglichkeiten, bedeutet aber aufwendige konstruktive Eingriffe, sowie hohen sensorischen und rechentechnischen Aufwand für die benötigte Mehrgrößenregelung und den Zustandsbeobachters.

Eine Zusammenfassung der wichtigsten Methoden zur Veränderung der Dämpfung findet sich am Ende des Kapitels in Abbildung 2.28. Neben der Dämpfung des Systems hat auch die Linearität der Übertragungsglieder einen großen Einfluss auf die Umsetzung eines Sollwertprofils.

2.1.2 Linearitätsverhalten im Lageregelkreis

Nichtlinearitäten in der Krafterzeugung und Kraftübertragung verzerren den tatsächlichen Verlauf der Bewegung oder führen zu niedrigem Gleichlauf und zu Instabilitäten im System. Abbildung 2.6 zeigt verschiedene Arten von Nichtlinearitäten und deren Quellen innerhalb einer elektromechanischen Vorschubachse.

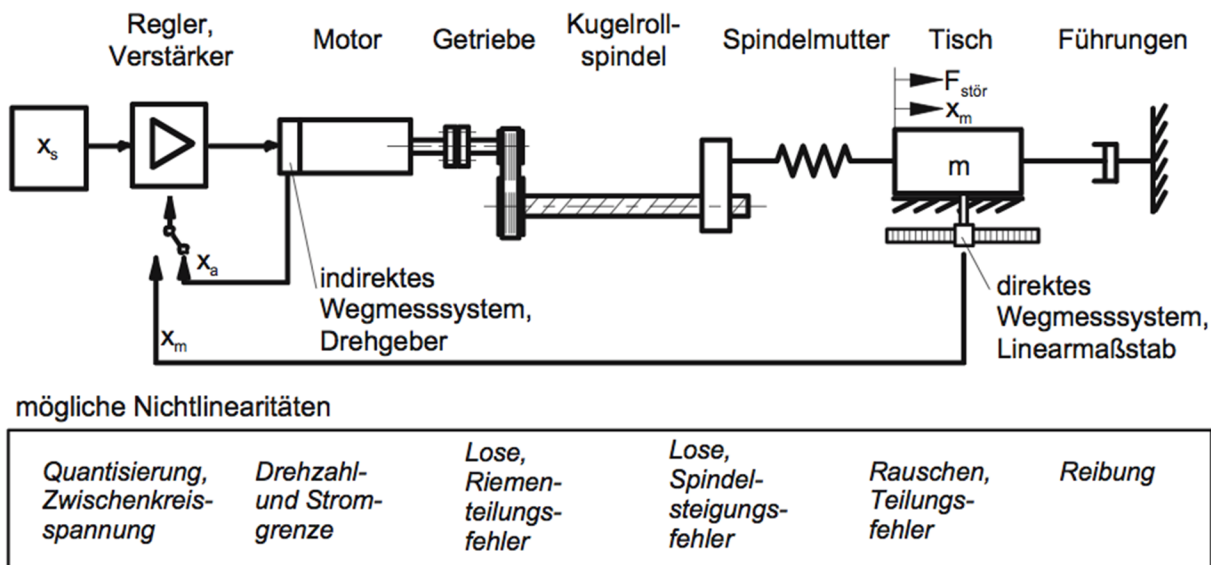
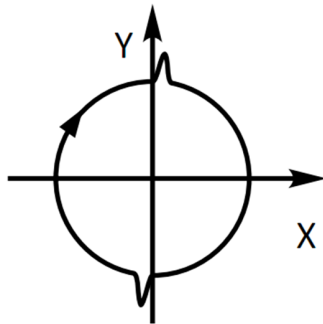


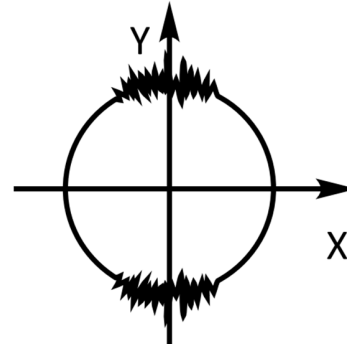
Abbildung 2.6: Nichtlinearitäten in Vorschubantriebssystemen Brecher und Weck (2006)

Zu den dominanten Nichtlinearitäten gehören die Reibungseffekte im Vorschubantriebssystem. Deren Auswirkungen auf die Konturtreue einer Bewegung kann mit dem Kreisformtest sichtbar gemacht werden. Hierbei wird einem Verbund aus zwei Vorschubantriebssystemen eine Kreiskontur als Sollwert vorgegeben und mit dem tatsächlich entstandenen Kreis verglichen. Abbildung 2.7 zeigt die Fehlercharakteristika von Haftreibung und Stick-Slip. Die Auswirkung der Haftreibung führt bei Nulldurchgängen der Geschwindigkeit zu Kraftpeaks, die sich im Kreisformtest als Spitzen in den Quadrantenübergängen zeigen. Stick-Slip tritt vor allem bei geringen Verfahrgeschwindigkeiten nahe der Quadrantenübergängen auf und äußert sich in einer ungleichmäßigen Bewegung der Achse Weck und Brecher (2006b).



Ausreißer an den Quadrantenübergängen:

- Haftreibung
- Spiel im Antriebsstrang
- geringe Steifigkeit des Antriebsstrangs
- Falsche Reglereinstellung



Rauschen in zwei gegenüberliegenden Quadrantenübergängen:

- Stick-Slip (hier Y-Achse)
- Defekte Führung
- Schmierung unzureichend

Abbildung 2.7: Auswirkung von Haftreibung und Stick-Slip bei einem Kreisformtest von Maschinenachsen Weck und Brecher (2006b)

2.2 Die Bedeutung der Führungsreibung in Vorschubantriebssystemen

Sowohl die Dämpfung als auch die Linearität eines Vorschubantriebssystems stehen in direktem Zusammenhang mit der im System wirkenden Reibung. Im folgenden Abschnitt werden Modelle vorgestellt, welche häufig zur Beschreibung des Reibverhalten von Führungen herangezogen werden. Anschließend werden die für bestimmte Führungsarten typischen Reibcharakteristika dargestellt und wichtige Einflussgrößen genannt.

2.2.1 Modellierung des Reibverhaltens von Führungen

Zu den wichtigsten Reibeigenschaften von Führungen gehören deren Gleit-, Haft- und Stribeckeeigenschaften. Im folgenden werden diese Eigenschaften kurz erklärt und Modellierungsansätze vorgestellt.

2.2.1.1 Gleitreibung

Das am häufigsten verwendete Modell zur Beschreibung der Führungsreibung geht davon aus, dass die Widerstandskraft F_R , die eine Führung bei Bewegung mit der Geschwindigkeit v erfährt, nur von der auf die Führung wirkenden Belastungskraft F_N abhängt. Für die Auslegung von Vorschubantriebssystemen finden sich für verschiedene Führungsarten und Vorspannungsklassen dann empirisch ermittelte Faktoren μ . Anhand des Coulombschen Modells (Abbildung 2.8a) lässt sich damit die Reibkraft abschätzen zu

$$F_R = -\text{sign}(v)\mu F_N. \quad (2.1)$$

2.2.1.2 Haftreibung

Um einen Körper aus seiner Ruhelage in Bewegung zu versetzen muss eine kritische Kraftschwelle F_{R0} überwunden werden. Dieser sogenannte Haftreibungsschwellwert (Abbildung 2.8b) ist ebenfalls proportional zur Anpresskraft F_N . Die Reibkraft F_R beschreibt im Falle des Haftens eine Reaktionskraft, welche der von außen wirkenden Antriebskraft F_A mit gleichem Betrag entgegenwirkt. Für die Reibkraft unter Berücksichtigung der Haftreibung gilt somit:

$$F_R = -F_A \quad \text{wenn gilt} \quad v = 0 \text{ und } |F_A| < F_{R0} \quad (2.2)$$

Der proportionale Zusammenhang zwischen Haftreibungsschwellwert und Anpresskraft F_N wird durch den empirisch ermittelten Quotienten μ_0 beschrieben:

$$\mu_0 = \frac{F_{R0}}{F_N} \quad (2.3)$$

2.2.1.3 Viskosereibung (Reibkraftzunahme)

Vorallem beim Einsatz von Schmiermitteln beobachtet man eine Zunahme der Reibkraft bei höher werdenden Geschwindigkeiten (Abbildung 2.8c). Dieser Effekt ist auch als viskose Reibung bekannt und wurde erstmals von O. REYNOLDS Reynolds (1886) untersucht. Die einfachste Form der Modellierung viskoser Reibung erfolgt durch die lineare Abhängigkeit der Reibkraft von der Geschwindigkeit

$$F_R = \mu v. \quad (2.4)$$

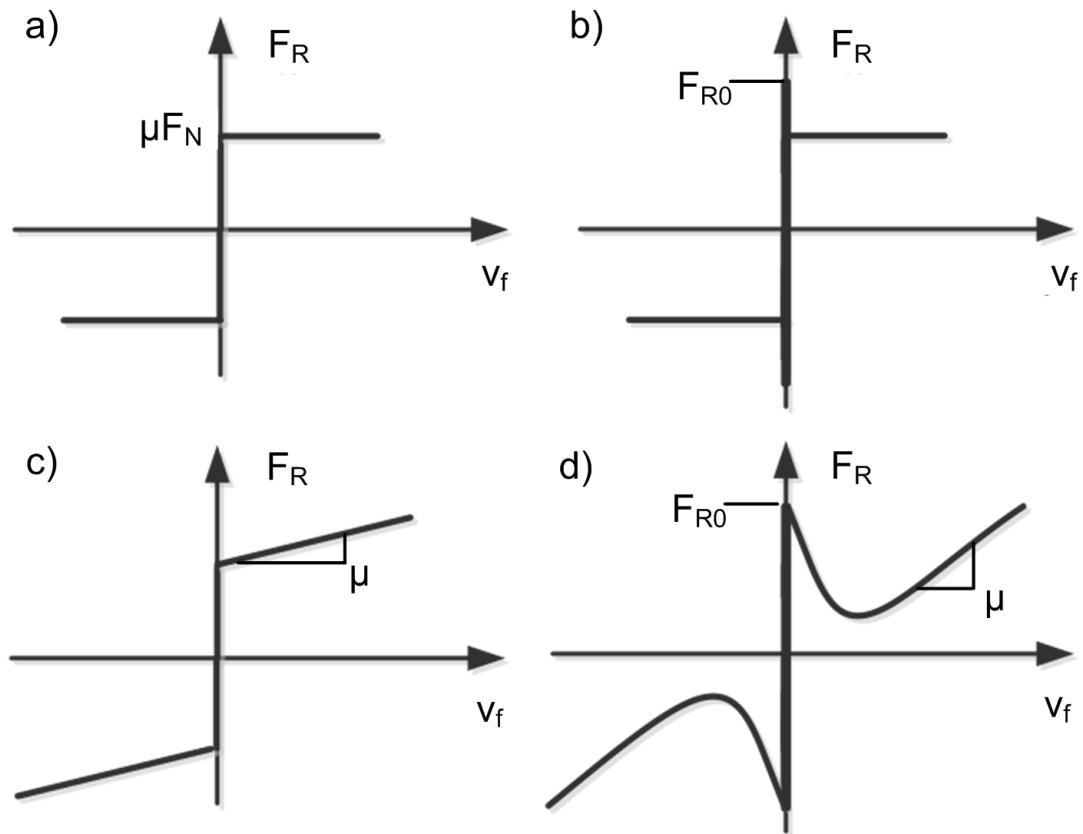


Abbildung 2.8: Die vier wichtigsten Reibungsphänomene: a) Coulomb-Reibung, b) Haftreibung, c) Viskose-Reibung; d) Stribeck-Kurve

2.2.1.4 Stribeckeffekt (Reibkraftabnahme)

In näheren Untersuchungen des viskosen Reibverhaltens von Lagern, entdeckte Stribeck (1903), dass die Reibkraft für kleine stationäre Geschwindigkeiten zunächst abnimmt und erst bei höheren Geschwindigkeiten die viskose Reibkraftzunahme eintritt (Abbildung 2.8d). Der Effekt der Reibkraftabnahme bei geringen Geschwindigkeiten wird Stribeck-Effekt genannt. Die Kurve mit Reibabnahme und viskoser Reibzunahme wird als Stribeckkurve bezeichnet. Vom Stillstand der Kontaktflächen bis zum Ausbilden eines kontinuierlichen Schmierfilms kommt es zur sogenannten Mischreibung, bei der abschnittsweise sowohl Viskosereibung als auch Festkörperreibung auftritt. Ein Modell zur Abbildung dieses Effekts beinhaltet eine geschwindigkeitsabhängige Abschwächung der Reibkraft sowie ein viskoses Reibmodell für hohe Geschwindigkeiten Olsson (1996). F_{Rg} gibt dabei das Niveau der Gleitreibung an, v_m ist die sogenannte Stribeck-Geschwindigkeit, die auch als Ausklink-Geschwindigkeit bezeichnet wird. Der Parameter ξ dient als Formparameter für die Anpassung an Messdaten und b beschreibt das Reibverhalten im viskosen Bereich.

$$F_R = F_{Rg} + (F_{R0} - F_{Rg})e^{-|v_f/v_m|^\xi} + bv_f \quad (2.5)$$

2.2.1.5 Stick-Slip

Stick-Slip, auch als Ruck-Gleiten bezeichnet, beschreibt ein Phänomen das vor allem bei niedrigen Geschwindigkeiten beobachtet wird und zu einer ungleichförmigen Bewegung des Vorschubantriebssystems führt. Stick-Slip kann dann auftreten, wenn im Kraftfluss zwischen Reibkörper und Antriebskraft nachgiebige Elemente vorhanden sind. Wie in Popov (2009) gezeigt, wird die gleichförmige Bewegung eines solchen Systems dann instabil, wenn die Reibkraft einen negativen Gradienten über dem Geschwindigkeitsverlauf aufweist, d.h. wenn es zu einer Reduktion der Reibkraft kommt wenn die Geschwindigkeit zunimmt (siehe Abbildung 2.9).

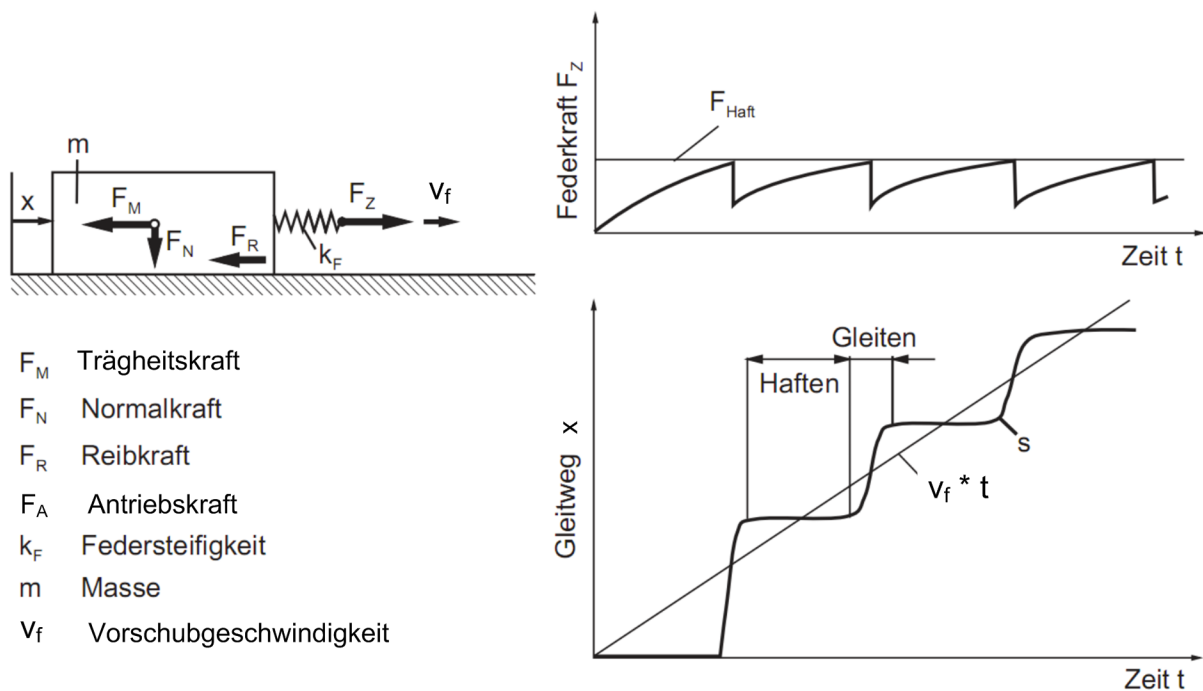


Abbildung 2.9: Kraftverlauf und Positionierverhalten bei Stick-Slip nach Brecher und Weck (2006)

2.2.1.6 Fazit zur Reibungsmodellierung

Zu Beschreibung des Reibverhalten von Führungen stehen eine Vielzahl von Reibmodellen zur Verfügung. Ein Kernproblem der Reibungsmodellierung ist die Identifikation und Gültigkeitsbereiche der Modellparameter. Ein Grundproblem ist die starke Streuung des Reibverhaltens selbst bei identischen Führungselementen und der zeitlichen Veränderung der Reibverhaltens während des Betriebs Reuss und Verl (2011).

2.2.2 Führungsarten von Maschinenschlitten und deren Reibverhalten

Führungen von Maschinenschlitten ermöglichen die Bewegung von Maschinenteilen entlang eines definierten Pfades. Von Führungen wird gefordert, dass sie in Führungsrichtung eine möglichst reibungsar-

me Bewegung ermöglichen und Antriebskräfte gleichmäßig übertragen. Gleichzeitig müssen Führungen Belastungskräfte aufnehmen, die nicht in Bewegungsrichtung wirken. Um die konkurrierenden Anforderungen aus Leichtgängigkeit und Steifigkeit zu erfüllen, wurden verschiedene Führungsmechanismen entwickelt. Zu den wichtigsten gehören die Gleitführungen und die Wälzführungen. Im Bereich der Werkzeugmaschinen kamen bis in die späten 1980er Jahre vorrangig Gleitführungen zum Einsatz. Zu Verminderung der hohen Reibung bei Gleitführungen wurden Schmiermittel eingesetzt (Abbildung 2.10). Der Ablauf typischer Fertigungsprozesse bei Werkzeugmaschinen erfordern häufige Rich-

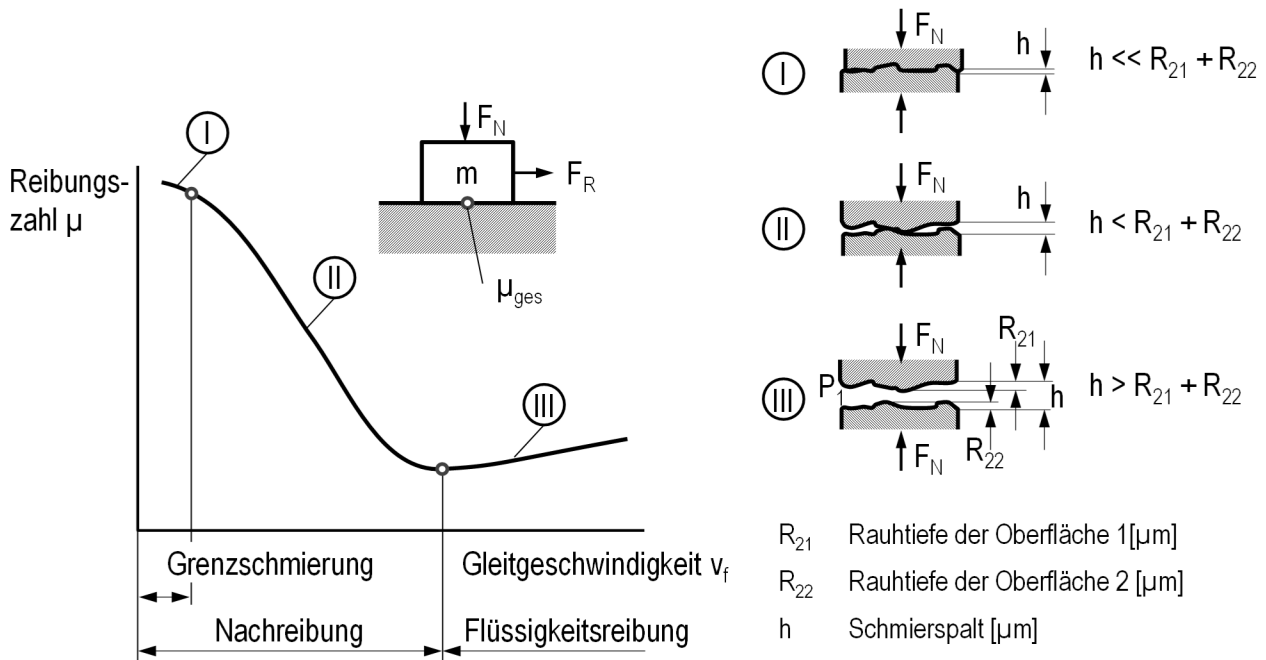


Abbildung 2.10: Reibkraft bei den verschiedenen Phasen der hydrodynamischen Schmierung Böge (2009)

tungswechsel, Anfahr- und Bremsbewegungen der Maschinentische. Bei hydrodynamisch geschmierten Gleitführungen führen derartige Bewegungsprofile dazu, dass diese hauptsächlich im kritischen Mischreibungsbereich betrieben werden. In dieser Phase sind die Gleitflächen der Führungen nicht vollständig getrennt. Die Reibcharakteristik in dieser Phase weist eine starke Nichtlinearität auf und macht das Übertragungsverhalten von Kraft und Geschwindigkeit ungleichmäßig. In der Positionierung äußert sich dies durch ein ruckartiges Bewegen oder durch Schwingungen, die sich auch im Bearbeitungsergebnis niederschlagen.

Neben der Leichtgängigkeit und der Dämpfung muss eine Führung weiteren Anforderungen gerecht werden. In Abbildung 2.11 sind die wichtigsten Anforderungen bei der Auswahl von Führungen zusammengefasst.

Die vom Gleitkontakt herrührenden Nachteile der Gleitführungen führten zur Entwicklung der Wälzführung mit rollenden Wälzkörpern. In Bewegungsrichtung sind Wälzführungen sehr leichtgängig, in Sperrichtung werden Belastungskräfte durch das Zusammenpressen der Wälzkörper aufgenommen.

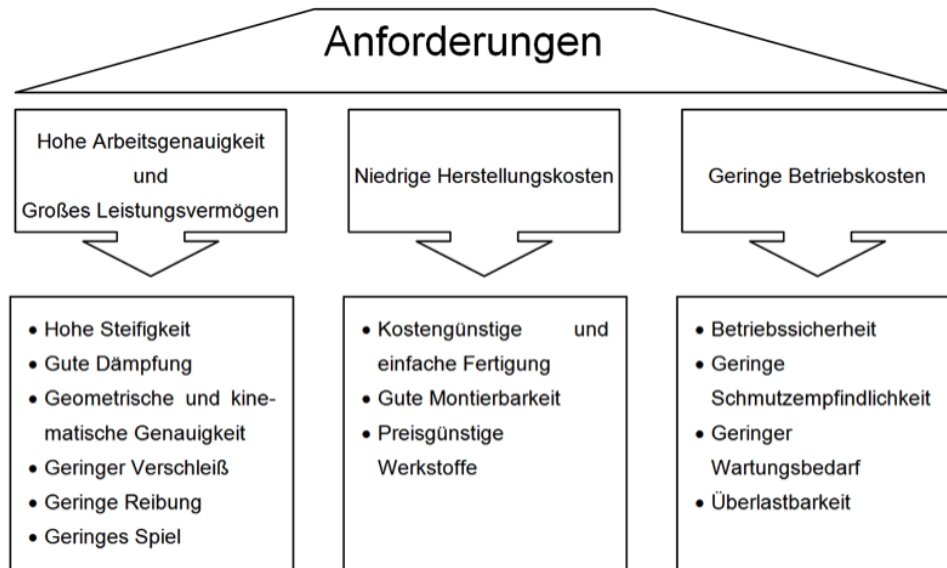


Abbildung 2.11: Anforderungen an Führungen für den Einsatz in Werkzeugmaschinen Weck und Brecher (2006a)

Die Herstellung von Wälzführungen als Norm- und Massenbauteil begann in der Mitte des 20. Jahrhunderts. Die damit verbundene Verbesserung und Standardisierung der Wälzführungen führte dazu, dass seit Mitte der 1990er Jahre in Bearbeitungsmaschinen hauptsächlich Wälzführungen eingesetzt werden. Vergleicht man die Reibkräfte von Wälzführungen mit denjenigen von Gleitführungen (Abbildung 2.12), so wird deutlich, dass die Reibkräfte von Wälzführungen in der Größenordnung um den Faktor Zehn kleiner sind, als die Reibkräfte bei vergleichbaren Gleitführungen.

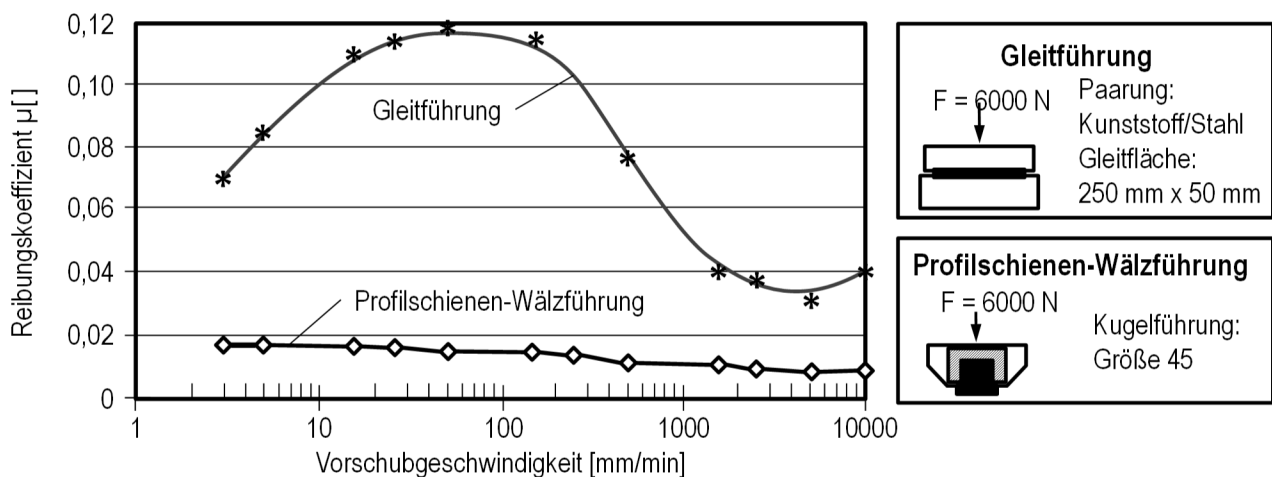


Abbildung 2.12: Vergleich des Reibverhaltens von Gleit- und Wälzführungen Ispaylar (1996)

Aufgrund der hohen punkt- oder linienförmigen Belastung der Wälzkörper, können bereits kleine Verschmutzungen eine Zerstörung der Wälzführung bewirken. Um dies zu verhindern, werden an Wälz-

führungen Dichtelemente angebracht, welche die Führungsbahn abstreifen. Durch diese Dichtelemente werden jedoch wieder Gleitreibungsanteile in das bewegte System eingebracht, welche die Reibcharakteristik der Führung negativ beeinflussen. Der Einfluss der Dichtelemente auf das Reibverhalten wird in IWM (2010) untersucht, Abbildung 2.13) zeigt die nichtlineare Abhängigkeit der Reibung von der Geschwindigkeit. Eine weitere Beeinträchtigung der Laufruhe von Kugelwälzführungen erfolgt durch das Ein- und Austreten der Wälzkörper in den Kugelumlauf, ein Vorgang, der zu Pulsationen im Führungswagen mit bis zu $0,5\mu\text{m}$ Amplitude führt und sich im Bearbeitungsergebnis niederschlagen kann Frölich, Scheuermann et al. (2010); Ispaylar (1996).

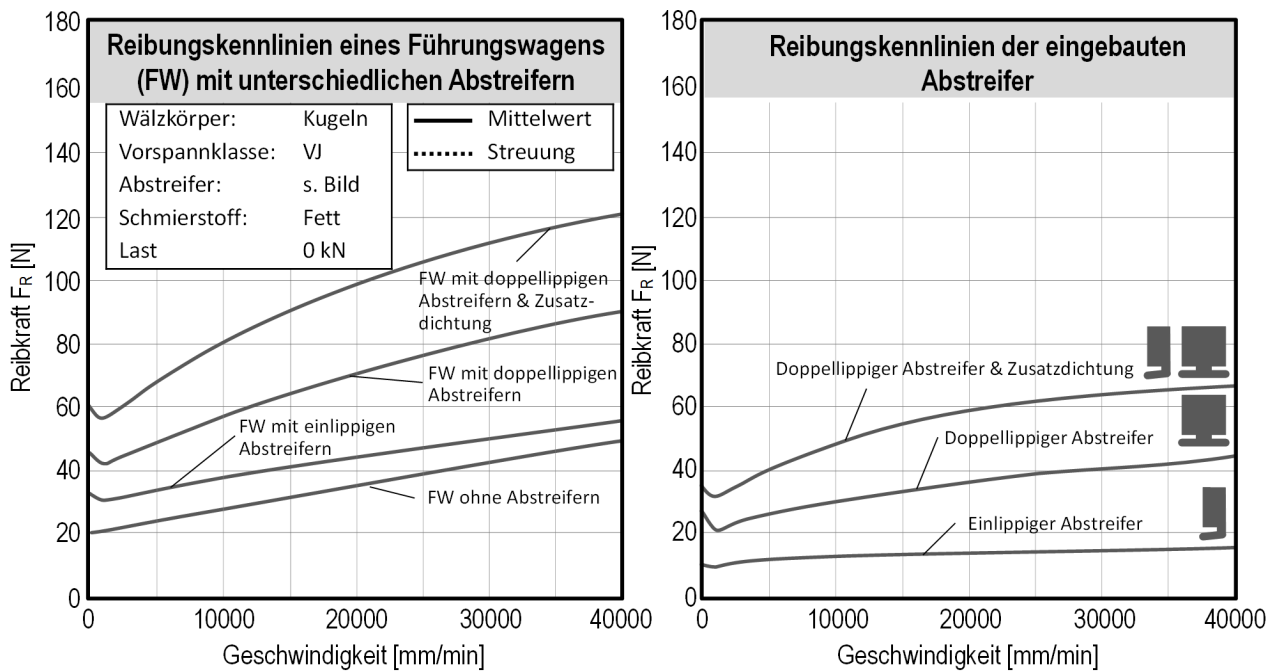


Abbildung 2.13: Einfluss der Dichtelemente auf das Reibverhalten IWM (2010)

Bei der Auswahl von Führungssystemen stellt die Reibcharakteristik ein wichtiges Kriterium dar. Abbildung 2.14 zeigt die Reibkraftverläufe für verschiedener Führungstypen. Gegenüber hydrodynamischen Gleitführungen haben aero- und hydrostatische Führungen den Vorteil eines nahezu linearen Reibverhaltens. Dieser Vorteil bedeutet einen hohen technischen Aufwand für die Versorgung mit Luft bzw. Öl und kommt daher nur selten zum Einsatz. Das Ergebnis einer Umfrage (Abbildung 2.15) zeigt die Verbreitung diverser Führungstypen in Werkzeugmaschinen. In Fräsmaschinen werden demnach hauptsächlich Wälzführungen eingesetzt. Bei Schleifmaschinen ist das Spektrum eingesetzter Führungen breiter. Dies ist begründet in der Tatsache, dass beim Schleifen selbst kleinste Ungenauigkeiten im Bewegungsablauf in der Oberflächenqualität des Werkstücks sichtbar werden. Beim Schleifen wird daher an das Thema Laufruhe und Schwingungsdämpfung der Maschinenkomponenten ein besonders hoher Anspruch gelegt. Die gute Laufruhe, robuste Überlastbarkeit und Dämpfungseigenschaften von Gleitführungen sind Merkmale die dazu führen, dass auch in modernen Werkzeugmaschinen Gleitführungen eingesetzt werden. Die Haupteinsatzgebiete von Gleitführungen sind die Feinbearbeitung wie Dreh- und Schleifmaschinen sowie Pressen und andere Maschinen aus dem Schwermaschinenbau

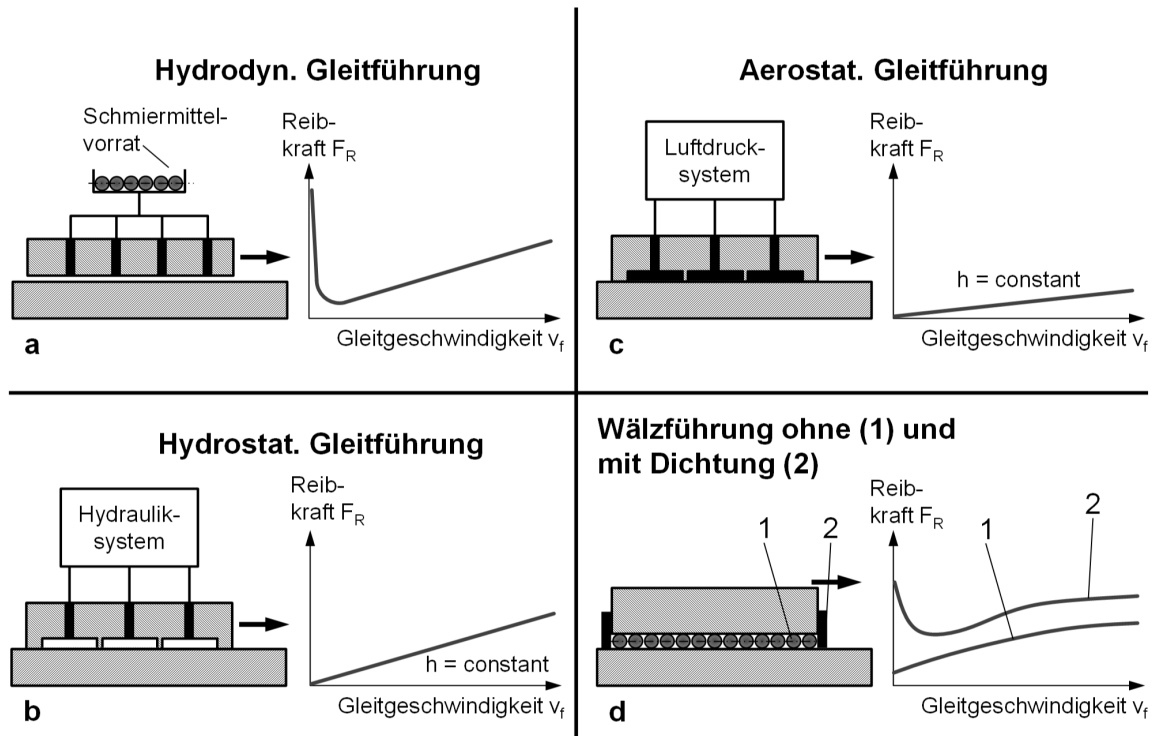


Abbildung 2.14: Reibverhalten der vier häufigsten Führungstypen Grote (2011)

Brecher und Weck (2006). Auch im Spezialmaschinenbau von Anlagen zum Hartdrehen finden sich Gleitführungen, hier müssen sehr hohe Kräfte aufgenommen werden und auftretende Schwingungen stark gedämpft werden. In den dafür eingesetzten Maschinen kommen hydrostatische Führungen und Gleitführungen zum Einsatz. Maschinen mit hydrostatischen Führungen haben hierbei eine bessere Bearbeitungsqualität jedoch haben diese Maschinen etwa den doppelten Anschaffungspreis wie vergleichbare Maschinen mit Gleitführungen Wolfgang (2012). Die Problematik zwischen guter Dämpfung und Nichtlinearität zeigt sich laut Itazu (2013) bei Schleifmaschinen, in denen die erreichbaren Genauigkeit durch Stick-Slip Effekte im 50 nm Bereich begrenzt wird.

2.3 Methoden zur Verbesserung der durch Reibung beeinträchtigten Linearität

Nichtlineare Reibphänomene wie Haften und Stribeckreibung in den Führungen stellen eine Hauptursache für ein ungleichmäßiges Bewegungsverhalten dar. Zur Verbesserung der Linearität finden sich in der Forschung und Technik, ähnlich wie bei der Dämpfung, konstruktive, antriebsbasierte und adaptronische Methoden (siehe auch Abbildung 2.28). Neben den bereits vorgestellten passiven Methoden durch eine Änderung der Führungskonstruktion werden im Folgenden die bisher untersuchten antriebsbasierten- und adaptronischen Methoden vorgestellt und bewertet.

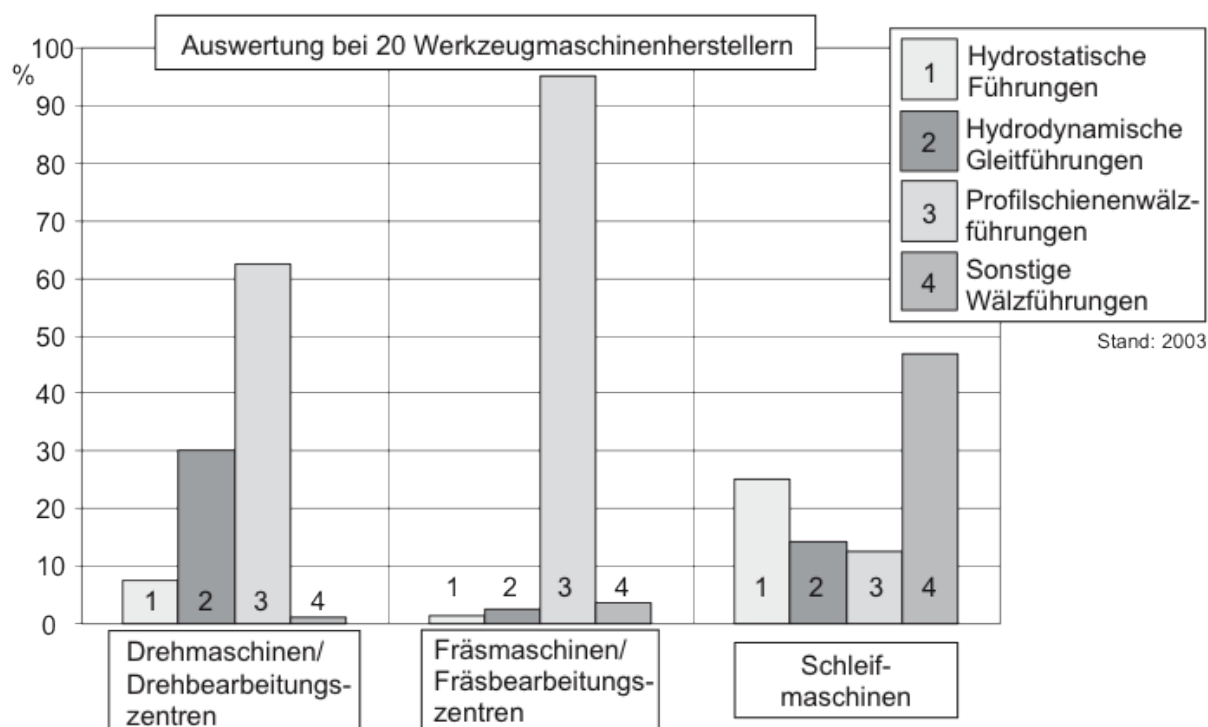


Abbildung 2.15: Einsatz verschiedener Führungstypen in Werkzeugmaschinen (2003) Weck und Brecher (2006a)

2.3.1 Antriebsbasierte Methoden

Mit dem aufkommen höherer Rechenleistung entstand die Möglichkeit ein so komplexen Vorgang wie die Entstehung der Reibkraft in Modellen zu berechnen und mittels Antriebstechnik zu kompensieren. Eine Übersicht über diverse Reibmodelle und Kompensationsmethoden gibt Armstrong-Hélouvy, Dupont et al. (1994); Ruderman (2012).

2.3.1.1 Kompensationsmethoden

Der Grundgedanke der Reibungskompensation ist, dass in einem reibungsbehafteten System, frühzeitig eine geeignete, der Reibkraft entgegenwirkende Kompensationskraft eingeleitet wird. Dadurch gleicht sich die Wirkung von Reibkraft und Kompensationskraft am Maschinenschlitten aus. Die kritische Voraussetzung dafür ist, dass das Reibverhalten bekannt ist und sich exakt mathematisch berechnen lässt. Der Verlauf der nötigen Kompensationskraft wird anhand eines Reibkraftmodells berechnet und durch den Antrieb selbst in das reibungsbehaftete System eingeleitet (siehe Abbildung 2.16). Für diesen Ansatz wurden zahlreiche Reibmodelle entwickelt, die sich in der Modellierung der Reibungsphänomene und im Rechenaufwand unterscheiden.

Eine Anwendung einer Reibungskompensation in einem Labor-Positionierantrieb findet sich in Olsson, Åström et al. (1998). Ohne Reibungskompensation treten dort deutliche Reibungspeaks auf, die mittels

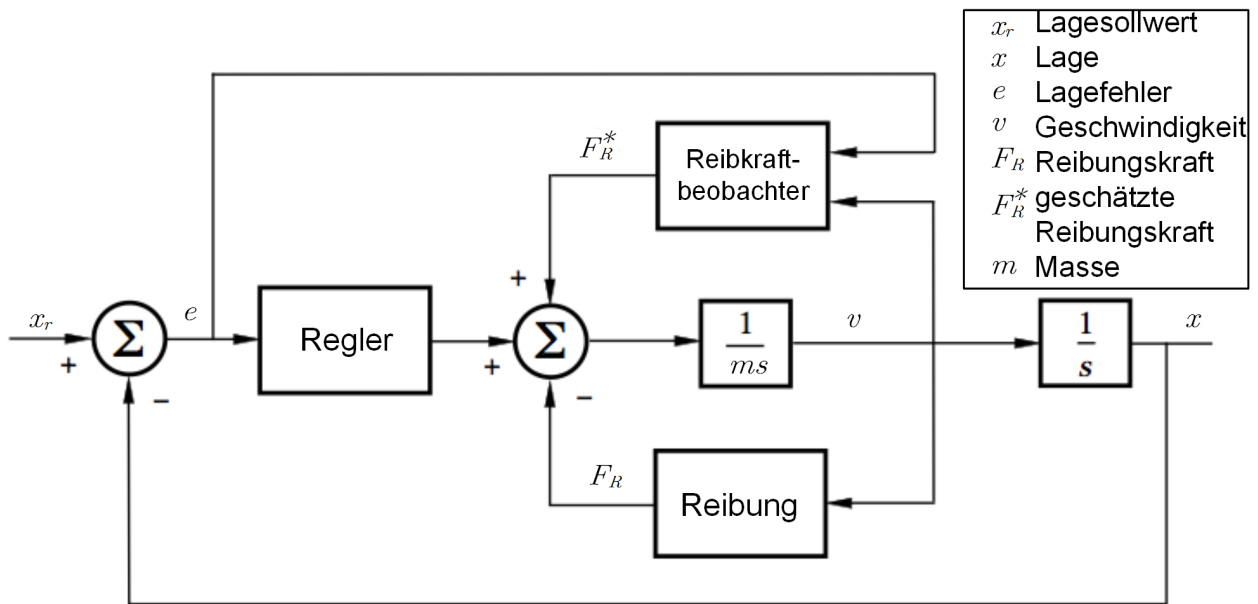


Abbildung 2.16: Prinzip der Reibungskompensation nach Olsson, Åström et al. (1998)

beobachtergestützten Verfahren im Experiment von 0.1 rad auf 0.05 rad halbiert werden konnten. Die Autoren zeigen jedoch in einem weiteren Experiment, dass diese Kompensation bei einer Veränderung des Reibungszustands zu einer erheblichen Überkompensation führt (Fehler mit 0,15 rad) und schlagen vor, die Veränderung der Reibung durch die Umsetzung eines Adaptionsschemas beherrschbar zu machen.

Ein adaptives Schema zur Anpassung des zeitlich variablen Modellparameter des Losbrechmoments wird von Klotzbach und Henrichfreise (2002) in einem Positionierantrieb umgesetzt. Durch Lernfahrten werden die Maximalmomente immer wieder neu eingestellt. Als Grundkonzept wird ein linearer Störkraftbeobachter eingesetzt, um Reibungskräfte zu kompensieren. Aufgrund von Haftreibungseffekten kommt es jedoch zu einer bleibenden Lageregelabweichung von $8 \mu\text{m}$. Als Ursache hierfür wird die langsame Rekonstruktion der Störkraft durch den linearen Beobachter genannt. Der Beobachter kann die schnell einwirkende Haftreibungskraft beim Nulldurchgang in der Geschwindigkeit nicht dynamisch genug kompensieren. Als erweiterte Strategie wird zur Kompensation der Losbrechmomente eine Störgrößenaufschaltung mit nichtlinearem Signum-Reibmodell eingesetzt. Mit diesem adaptiven Reibmodell kann im Experiment die Lageabweichung durch einen Störkraftsprung um $10 \mu\text{m}$ (30 Prozent) reduziert werden und eine bleibende Regelabweichung unter $1 \mu\text{m}$ erzielt werden.

Ein vergleichbares Kompensationsschema wird von Erkorkmaz und Altintas (2001) zur Kompensation von Reibungseinflüssen bei einer Positionsregelung eines Werkzeugmaschinen Schlittens gezeigt. Die Reibungskompensation kommt dort zusätzlich zur Zustandsregelung zum Einsatz, um Konturfehler im $10 \mu\text{m}$ Bereich bei den Quadrantenübergängen zu kompensieren. Experimentelle Ergebnisse zeigen, dass durch das Kompensationsschema zwar manche, aber nicht alle Haftreibungsspeaks ausgeglichen werden konnten. Die Reibungskompensation zeigt darüber hinaus keine deutliche Verbesserung der

Konturfehler. Von den Autoren wird das durch die im Vergleich zu den Störgrößen verhältnismäßig kleinen Reibkräfte und Messunsicherheiten begründet. Der Autor merkt an, dass dieses Reibkompensationsverfahren der Veränderung der Reibeigenschaften nicht Rechnung trägt und es daher zu Überkompensation kommen kann.

2.3.1.2 Vorschubantriebsbasiertes Dithering

Ein anderer Ansatz zur Vermeidung der oftmals durch Haftreibung verursachten Nichtlinearitäten stellt das sogenannte *Dithering* (dt. schwanken, zittern) dar. Der Grundgedanke hierbei ist, mithilfe einer permanenten Mikrobewegung zu verhindern, dass die Führungen überhaupt in einen Haftzustand gelangen.

Nachdem die eher zufällig entdeckte Wirkung von Dither Oppelt (1976) viele technische Anwendungsfälle nach sich zog, wurde die Wirkung der Mikrobewegungen erst später auch auf Seiten der Forschung untersucht. Als Dither werden hochfrequente Signale bezeichnet, die in ein System eingeführt zu einer Modifikation des Systemverhaltens führen. Ein systemtheoretischer Ansatz zur Erklärung der Wirkungsweise von Dither liefern Mossaheb (1983); Brockett und Cebuhar (1988); Lee und Meerkov (1991). Im Fall der Reibungsnichtlinearitäten bedeutet dies, dass durch die Mikrobewegung Nichtlinearitäten geglättet werden. Wichtig ist dabei, dass die Dither-Funktion möglichst nahe am Auftreten der Nichtlinearität in das System eingeleitet wird. In Armstrong-Hélouvy, Dupont et al. (1994) werden zwei prinzipielle Wirkrichtungen von Dither vorgestellt: Normal zur Reibfläche und in Bewegungsrichtung. Experimentelle Untersuchungen finden sich beispielsweise in Godfrey (1967) wobei der Reibkoeffizient durch eine 1 kHz Vibration in Normalenrichtung von 0,15 auf 0,06 reduziert werden konnte.

Neben den zahlreichen Anwendungen von Dither zur besseren Reaktion von Hydraulikventilen Brockett und Cebuhar (1988), finden sich auch Anwendungen in Positioniersystemen. In Gawronski und Parvin (1998) beispielsweise wird dieses Prinzip eingesetzt um eine gleichförmige Bewegung eines Radioteleskops zu ermöglichen, das aufgrund der sehr langsamen Geschwindigkeit für Stick-Slip anfällig ist und dadurch zu Fehlern im Positioniervorgang neigt. Die sehr große Teleskopstruktur mit Eigenfrequenzen kleiner als 10 Hz, ermöglichten es, dass bereits durch ein dem Antriebssignal überlagerter Dither mit 30 Hz eine Verbesserung der Positioniergenauigkeit gelang. Der Einsatz von antriebsbasiertem Dither in Vorschubantriebssystemen für Produktionseinheiten wird aufgrund der begrenzten Antriebsdynamik erschwert, wenn es nicht möglich ist, eine Schwingung vom Antrieb in die Führungswagen zu übertragen ohne den Maschinenschlitten anzuregen.

Eine weitere, aus der Dither-Technik entstandene Form der Lageregelung zur Überwindung von Haftreibungseffekten ist die sogenannte Impulsive-Control-Methode Yang und Tomizuka (1988); Yang (2001). Hierbei werden dem Antriebssystem gezielte Stromimpulse zugeführt, deren Kraftamplitude über der Haftreibungsschwelle liegen. Durch Variation der Impulsdauer wird die Schrittweite definiert und so direkt durch die Impulse eine gezielte Positionierbewegung erzeugt.

2.3.2 Adaptronische Methoden

Das Ziel der adaptronischen Ansätzen ist es, die nichtlinearen Reibungseinflüsse durch eine gezielte Einwirkung auf das tribologische System schon auf physikalischer Ebene zu beeinflussen. Der Vorteil gegenüber den vorgestellten Ansätzen zur Reibungskompensation liegt darin, dass die Entstehung einer Reibkraft unterbunden wird und daher auch keine parametersensitive Kompensation nötig ist. Genügt die Bandbreite des Antriebs beispielsweise nicht, um eine reibungsverändernde Mikrobewegung einzuleiten, oder will man vermeiden, dass durch die Einleitung einer überlagerten Bewegung mithilfe des Antriebs störende Nebeneffekte auftreten, so besteht die Möglichkeit, durch die Verwendung zusätzlicher Aktorik direkt Mikrobewegungen zu erregen. Anwendungen solcher Ansätze finden sich beispielsweise bei der Verbesserung des Ansprechverhalten von Ventilen, die durch sogenannte *Knocker* Hägglund (1997) in einer mikroskopischen Gleitbewegung gehalten werden.

Ein bislang unerforschter Ansatz für eine weitere adaptronische Methode der Reibungsbeeinflussung stellen die aus der Prozesstechnik bekannten Effekte der Reibungsveränderung durch Schwingungsüberlagerung dar.

2.4 Reibungsbeeinflussung durch Schwingungsüberlagerung

Während in den vorgestellten Ditherverfahren hauptsächlich eine Reduktion der Haftreibung verfolgt wird, bleibt der nichtlineare Charakter der Stribeckkurve welcher zu Stick-Slip Effekten führt weitgehend unbeachtet. Aus der Untersuchung zahlreicher Fertigungsprozesse ist jedoch bekannt, dass es durch Überlagerung mit hochfrequenten Schwingungen gelingt die reibungsbedingte Prozesskraft zu reduzieren und daher auch eine Reduktion der Gleitreibung möglich ist. Um das Potential der Reibungsveränderung durch Schwingungsüberlagerung aufzuzeigen, werden im folgenden Abschnitt Ergebnisse aus verschiedenen prozesstechnischen Anwendungen dargestellt.

Beim Tiefziehen konnte durch eine Schwingungsanregung (10 Hz - 20 Hz) des Niederhalters eine bessere Gleitbewegung erzielt und somit das überschreiten der zulässigen Zugspannung im Blech verhindert werden Ziegler (1997). Beim Transport von Schüttgut über Rutschen und Förderrinnen mit flachen Neigungswinkel kann der Transport durch Vibration (50 Hz - 1 kHz) verbessert werden PAJER, KUHNNT et al. (1988); Rouijaa, Krülle et al. (2004). Dafür werden Motoren mit Unwucht an der Rinne angebracht. In der Textilverarbeitung werden Fäden mittels Umlenkelementen geführt. Die auftretenden Reibkräfte, welche zur Erhöhung der Fadenspannung führen können durch Ultraschallanregung der Umlenkstäbe (20 kHz - 30 kHz) deutlich gesenkt werden Vajnhandl und Majcen Le Marechal (2005). Zudem finden sich eine Reihe von mit Ultraschall überlagerter spanender Prozesstechniken (20 kHz - 60 kHz) wie Drehen, Schneiden, Fräsen und Bohren um eine deutliche Verminderung der Prozesskräfte zu erreichen und eine Steigerung der Oberflächenqualität herbeizuführen Rozenberg und Kazantsev (1964); Moriwaki und Shamoto (1991); Heisel und Eber (2010); Eber (2013); Conrath (2006).

Bei Untersuchungen über den Einfluss der Schwingungsamplitude auf die Haftreibung stellt Popov (2009) fest, dass zwar eine deutliche Abnahme der Haftreibung eintritt, diese Reduktionswirkung aber mit höheren Schwingungsamplituden konvergiert (siehe dazu Abbildung 2.17).

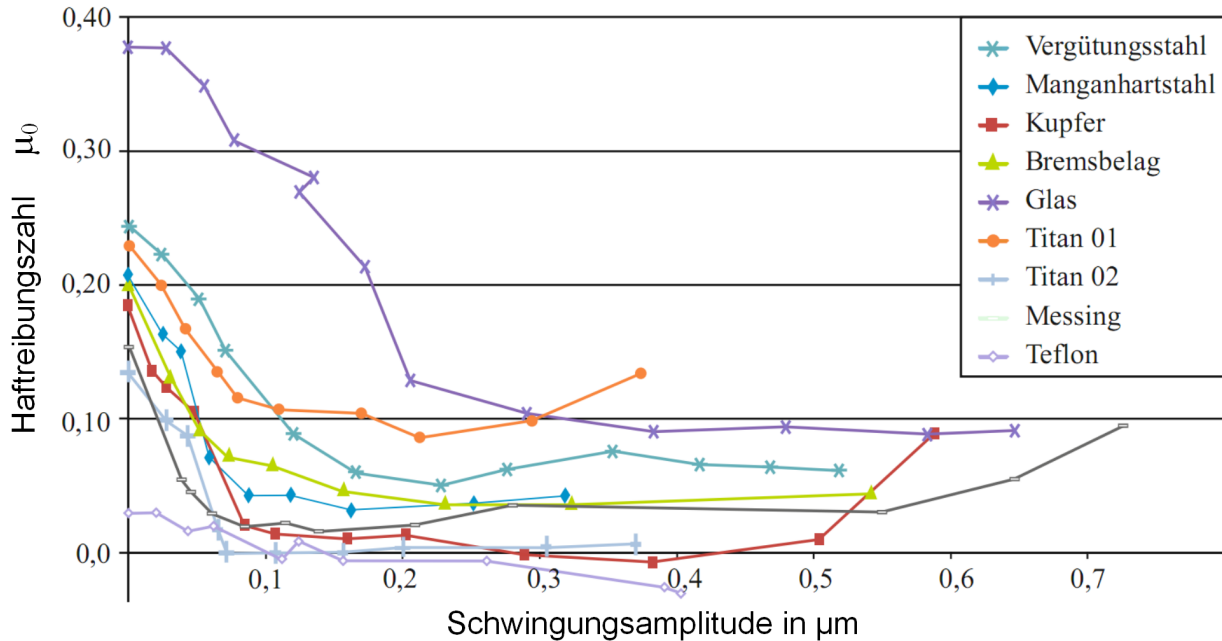


Abbildung 2.17: Versuche zur schwingungsüberlagerten Reduktion der Haftreibung verschiedener Werkstoffe gegen eine Stahlprobe C45 Popov (2009)

Ein kinetisches Erklärungsmodell für die Reduktion der Reibung bei Ultraschallschwingungen wird in Littmann, Storck et al. (2001) entwickelt und mit einem einfachen Schwingkörper experimentell validiert. Die Reduktion der Reibung wird auf Grundlage des Coulombschen Reibmodells dadurch erklärt, dass durch die Schwingung die Wirkrichtung der Reibung zeitweise umgekehrt wird und so bei einer zeitlichen Mittelung weniger Reibung entgegen der Bewegungsrichtung wirkt (siehe Kapitel 4.1). Modelle zur Erklärung des Phänomens unterscheiden hinsichtlich der räumlichen Skala, in welchem der Reibvorgang beschrieben wird. In Putzar (2007) werden die Erklärungsmodelle daher in makroskopische und atomare Ultraschallreibung unterteilt. Für viele technische Anwendungen ist die Herleitung der Reibvorgänge aus atomaren Betrachtungen jedoch mit zu großem Rechenaufwand und Modellunsicherheiten verbunden. In Storck, Littmann et al. (2002) wird das kinematische Erklärungsmodell auf eine in der Ebene, aber transversal zur Bewegungsrichtung modulierte Schwingung erweitert und auch dafür eine Reduktion der Reibung hergeleitet und mit Messergebnissen an einem Piezoschwinger validiert (Abbildung 2.18). Dargestellt ist der Verlauf des Reibreduktionsfaktor γ über dem Geschwindigkeitsverhältnis δ , dem Quotienten aus Schwinggeschwindigkeit $\hat{v}s$ und Vorschubgeschwindigkeit v_f . Die Ergebnisse zeigen, dass die Gleitreibung durch longitudinale und transversale Schwingungen deutlich reduziert wird. Das theoretische Modell stellt einen quantitativen Zusammenhang der kinematischen Größen und der Reibungsreduktion für gleitende Körper her. Die vom Modell

vorhergesagten Reduktionswerte weichen zwar quantitativ von den gemessenen Werten ab, begründen aber einen qualitativen Zusammenhang des kinematischen Erklärungsmodells mit dem Phänomen.

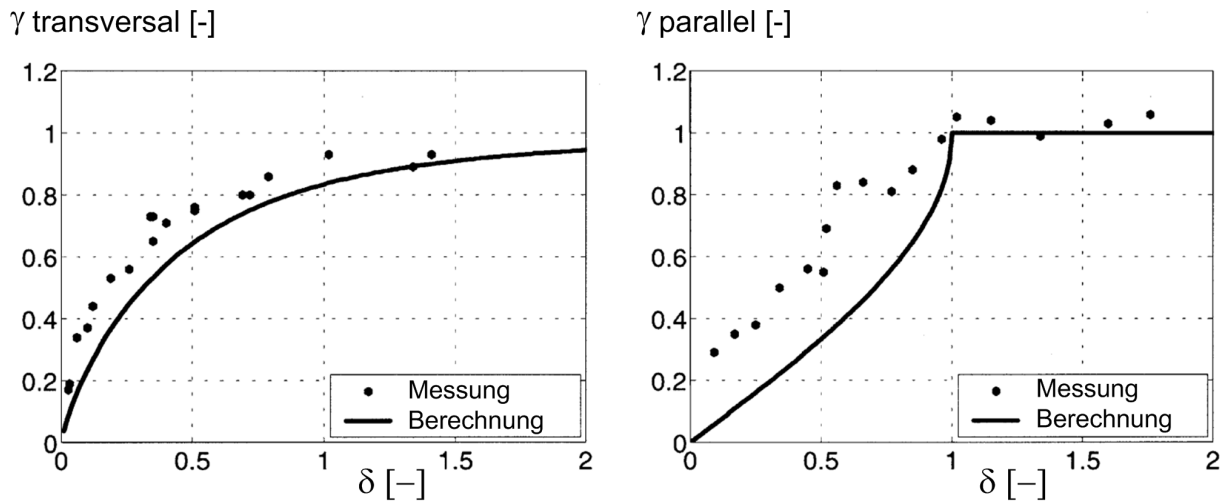


Abbildung 2.18: Theoretische und experimentelle Reibreduktion eines gleitenden Ultraschallkörpers für zwei Schwingungsrichtungen Storck, Littmann et al. (2002)

2.5 Körperschall und Ultraschalltechnik

Für die Übertragung des Prinzips der schwingungsüberlagerten Reibungsreduktion auf Gleitführungen sind Kenntnisse aus dem Bereich des Körperschalls und der Ultraschalltechnik wichtig. Im Folgenden werden relevante Grundlagen aus diesen Bereichen zusammengefasst.

2.5.1 Schallwellen im Festkörper

Die Ausbreitung von Ultraschallschwingungen in Festkörpern wird von der Theorie der Schallwellen in elastischen Körpern behandelt. Detaillierte Ausführungen hierzu finden sich beispielsweise in Kuttruff (1988). Aufgrund der Formelastizität von Festkörpern gibt es eine Vielzahl möglicher Wellenformen von Ultraschallschwingungen. Abbildung 2.19 zeigt sechs der häufigsten Wellenarten in Festkörpern. Bei Longitudinalwellen, auch als Dichtewellen bezeichnet, wandern Bereiche höher Dichte entlang der Wellenausbreitungsrichtung. Transversalwellen hingegen bewirken eine zur Ausbreitungsrichtung orthogonale Volumenverschiebung. Aufgrund der verschiedenen Formen der Wellenausbreitung, fallen auch die Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Wellen, die Schallgeschwindigkeiten, unterschiedlich aus. Den größten Einfluss auf die Schallgeschwindigkeit haben der Elastizitätsmodul und die Dichte des Materials. Aber auch Geometrie und Frequenz können sich auf die Schallgeschwindigkeit auswirken. Ein Übersicht einiger Schallgeschwindigkeiten für schlanke Stäbe mit Durchmesser D finden sich in

Tabelle 2.1. Bei bekannter Schallgeschwindigkeit c gilt für den Zusammenhang der Wellenlänge λ und der Schwingfrequenz f_s

$$f_s = c/\lambda. \tag{2.6}$$

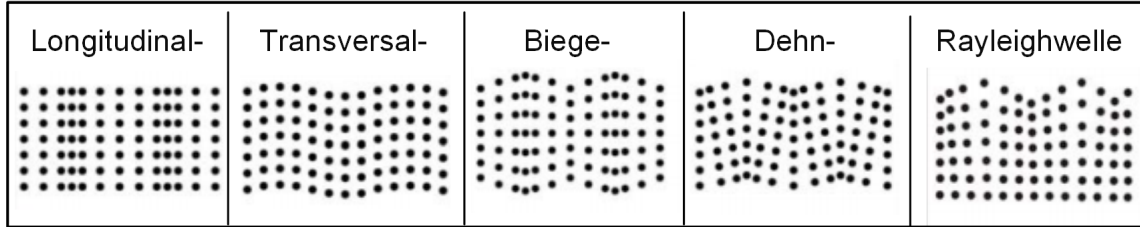


Abbildung 2.19: Verschiedene Wellenformen zur Schallausbreitung in Festkörpern Koch (2012)

Longitudinalwelle	Transversalwelle	Biegewelle	Dehnwelle	Rayleighwelle
$c_L = \sqrt{\frac{2L_1+L_2}{\rho_0}}$	$c_T = \sqrt{\frac{L_1}{\rho_0}} \approx 0.53c_L$	$c_B = \sqrt{\frac{1}{2}D\omega\sqrt{E}}$	$c_D = \sqrt{\frac{E}{\rho_0}}$	$c_R \approx 0,92\sqrt{\frac{L_1}{\rho_0}}$
mit $L_1 = \frac{E}{2(1+\nu)}$ und $L_2 = \frac{\nu E}{(1+\nu)(1-\nu)}$				

Tabelle 2.1: Schallgeschwindigkeiten verschiedener Wellenarten im schlanken Stab Hurlebaus (2005)

Ist der Stabdurchmesser kleiner als die Wellenlänge ($D \ll \lambda$), so muss der Einfluss der Querkontraktion ν auf die Ausbreitungsgeschwindigkeit berücksichtigt werden. Für endliche, schlanke Stäbe ergibt sich

$$c_{Stab} = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{\rho(1-\nu-2\nu^2)}}. \tag{2.7}$$

2.5.1.1 Wellenleitung im Festkörper

Bei der Beschreibung der Wellenausbreitung innerhalb von Materialübergängen spielt der Wellenwiderstand Z , die sogenannte Schallimpedanz, eine wesentliche Rolle. Für ein Material mit der Dichte ρ und der Schallgeschwindigkeit c gilt für die Schallimpedanz

$$Z = \rho c. \tag{2.8}$$

Damit Schallwellen bei einem Materialübergang möglichst verlustarm übertragen werden, muss darauf geachtet werden, dass der Reflexionsfaktor R der Wellenleiter möglichst gering ausfällt. Für den Übergang zwischen zwei Medien, wie in Abbildung 2.20 für $b = 0$ dargestellt, gilt

$$R = \frac{Z_0'' - Z_0}{Z_0 + Z_0''}. \tag{2.9}$$

Ist ein Zwischenmedium Z_0' vorhanden mit $b > 0$, so kann die Schallwellenübertragung durch eine Impedanzanpassung (Reflexionsfaktor $R = 0$) optimiert werden. Für die Impedanzen muss dabei folgender Zusammenhang gelten

$$Z_0' = \sqrt{Z_0 Z_0''} \quad \text{und} \quad b = \lambda'/4. \tag{2.10}$$

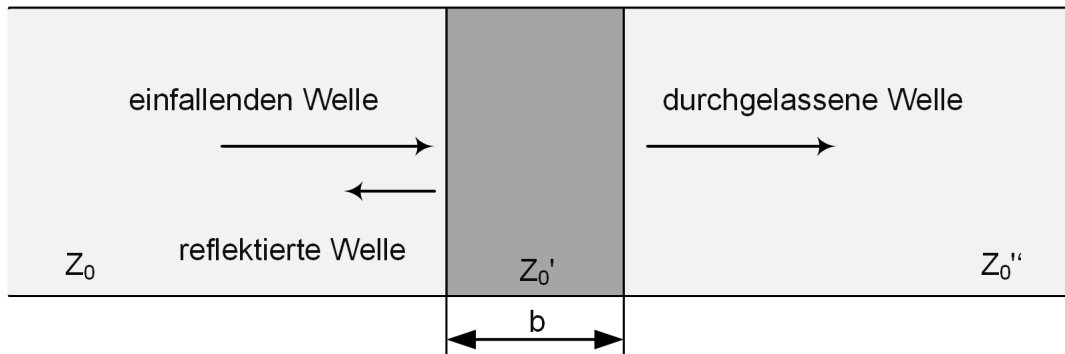


Abbildung 2.20: Reflexion und Transmission von Körperschallwellen beim Medienübergang Kuttruff (1988)

Eine Übersicht einiger Materialkennwerte zur Berechnung der Ausbreitungsgeschwindigkeit ist in Tabelle 2.2 dargestellt. In der untersten Tabellenzeile ist beispielhaft, für eine Schwingung mit $f_s = 25\text{ kHz}$, die entsprechende Wellenlänge angegeben. Für einen Stab mit der halben Länge der dort angegebenen Wellenlänge, ergibt sich entsprechend eine $\lambda/2$ Resonanz bei 25 kHz .

Materialkennwerte	Symbol	Einheit	Stahl	Titan	Kupfer	Alu
E-Modul	E	kN/mm^2	210	105	130	70
Dichte	ρ	g/cm^3	7,9	4,5	8,9	2,7
Querkontraktionszahl	ν	-	0,3	0,35	0,34	0,34
Schallgeschw.	c_∞	km/s	5,16	4,83	3,82	5,1
	c_{Stab}	km/s	5,99	6,12	4,74	6,33
akkust. Impedanz	Z_{Stab}	$10^6 Ns/m^3$	47,3	27,5	42,2	17,1
Wellenlänge für $f_s = 25\text{ kHz}$	λ_{Stab}	mm	239,6	244,8	189,6	253,2

Tabelle 2.2: Übersicht verschiedener Materialkennwerte und Wellenlänge für $f_s = 25\text{ kHz}$

2.5.2 Piezoelektrische Ultraschallwandler

Für die Erzeugung von Körperschall im Bereich des Leistungsumschalls werden üblicherweise piezoelektrische Aktoren eingesetzt. Alternativ kann auch der magnetostruktive Effekt für die Erzeugung von Leistungsumschall angewendet werden Conrath (2006). Aufgrund der starken Wärmeentwicklung ist bei vergleichbaren Betriebseigenschaften die konstruktive Gestaltung von Aktoren mit magnetostruktiven Werkstoffen im Vergleich zu piezoelektrischen Werkstoffen jedoch deutlich aufwändiger Cheers (2014).

Piezoelektrisch aktive Materialien zeichnen sich dadurch aus, dass sie bei aufbringen eines mechanischen Drucks eine elektrische Spannung erzeugen. Der inverse piezoelektrische Effekt ruft bei diesen Materialien durch das Einbringen in ein elektrisches Feld $\vec{E} = \frac{U_a}{L}$ eine Ausdehnung der Geometrie

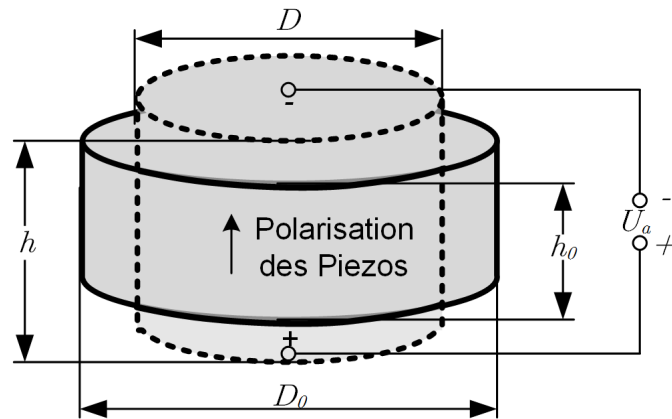


Abbildung 2.21: Längenänderung einer piezoelektrischen Scheibe

(Abbildung 2.21) und eine Kraft hervor. Für detaillierte Ausführungen zum piezoelektrischen Effekt sei auf Kuttruff (1988); Littmann (2003); Melz (2002) verwiesen.

Eine wichtige Kenngröße für die Beschreibung des piezoelektrischen Effekts ist die piezoelektrische Ladungskonstante d_{33} . Für die piezoelektrische Dehnung ϵ_{33} eines unbelasteten Piezoaktors der Länge L_0 gilt dann

$$\epsilon_{33} = \frac{L}{L_0} = d_{33} \tilde{E}. \quad (2.11)$$

Das piezoelektrische Verhalten ist jedoch nicht auf eine Raumrichtung begrenzt. Das angelegte Elektrische Feld \tilde{E} , bewirkt aufgrund des räumlichen piezoelektrischen Effekts und der Volumendehnung des Kristallgitters immer auch eine Veränderung orthogonal zur Polarisationsrichtung. Dies führt zu einer Vielzahl möglicher Bauformen und Schwingungsmoden, die sich je nach Polarisierung und angelegtem elektrischen Feld anregen lassen. Geometrie und Schwingungsformen handelsüblicher Keramiken sind in Abbildung 2.22 aufgeführt. Im Bereich des Leistungsumschalls wird aufgrund der erforderlichen effizienten Umsetzung der elektrischen in eine mechanische Schwingung, hauptsächlich der d_{33} -Effekt angewendet und damit eine longitudinal Strukturschwingung angeregt. Das wechselwirkende elektromechanische Verhalten von piezoelektrischen Medien wird durch Gleichungssysteme aus folgender Beziehung hergeleitet (zur vereinfachten Darstellung der Zusammenhänge wurden Indizes der Tensoren weggelassen):

$$\begin{aligned} \epsilon &= E\sigma + d\tilde{E} \\ D &= d\sigma + \tilde{\epsilon}_\sigma \tilde{E} \end{aligned}$$

Dabei steht ϵ für die Dehnung, E für das Elastizitätsmodul, d für die piezoelektrische Konstante, \tilde{E} für das elektrische Feld, D_e für die Dielektrische Verschiebung und $\tilde{\epsilon}_\sigma$ für die Permittivität unter konstanter mechanischer Spannung. Die vollständige Darstellung der Tensoren wird im Standard IEEE 176-1987 beschrieben.

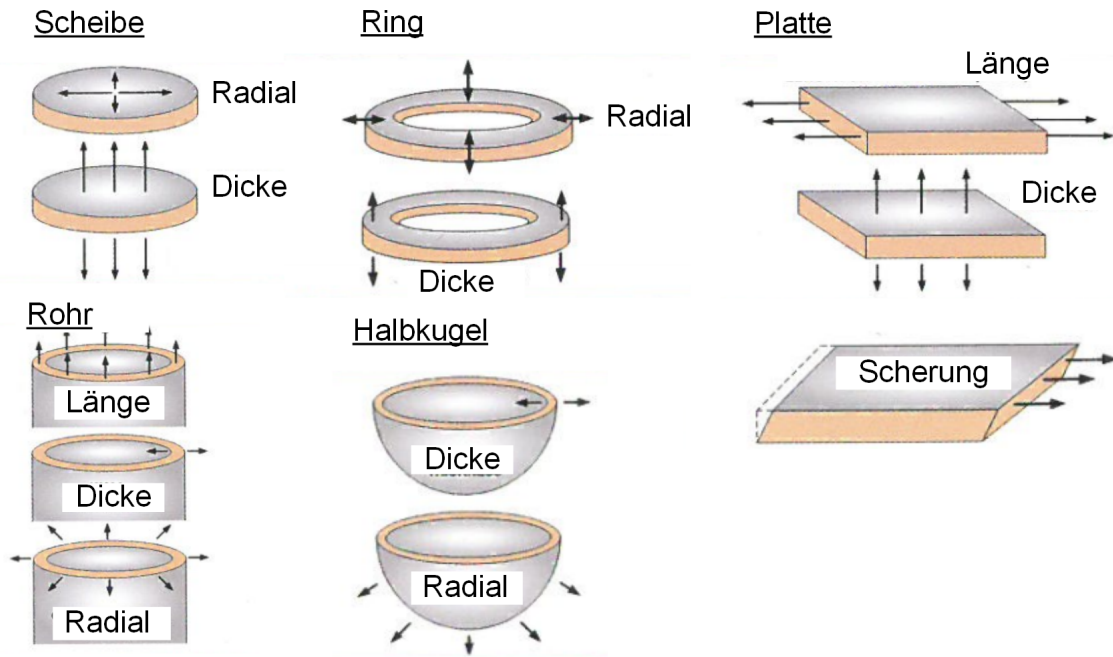


Abbildung 2.22: Verschiedene Bauformen und Schwingungsmoden piezoelektrischer Keramiken
Cheers (2007)

2.5.3 Eigenschaften piezoelektrischer Materialien

Bei der Konstruktion mit piezoelektrischen Bauteilen ist zu beachten, dass die Keramiken empfindlich auf Zugspannung reagieren und ab einer Zugspannung von σ_{Dmax} zerstört werden. Um das auftreten derartiger Zugspannung zu vermeiden muss der Piezostapel unter einer Druckvorspannung betrieben werden. Bei der Festlegung der piezoelektrischen Eigenschaften sind drei weitere wichtige Grenzwerte zu berücksichtigen: die Curie-Temperatur θ_C , die Koerzitivfeldstärke \tilde{E}_{max} und die mechanische Depolarisationsspannung σ_{Dmax} . Um eine thermische Depolarisation zu Vermeiden ist durch entsprechende Wärmeleitung sicherzustellen, dass die Temperatur stets weit unterhalb der Curie-Temperatur liegt. Gängige Werte für harte Piezokeramiken liegen dabei bei etwa $300^\circ C$. Auch das Anlegen eines elektrischen Feldes mit entgegengesetzter Polarisation führt, sofern die Feldstärke die sogenannte Koerzitivfeldstärke überschreitet, zur Depolarisation. Typische Werte liegen bei $1000 V/mm$. Ein weiterer Depolarisationsmechanismus tritt durch hohe mechanische Druckspannungen auf. Auch wenn die passive Keramik selbst mechanischen Belastungen bis Druckspannungen von $800 N/mm^2$ aushält, gibt es eine weitaus geringere Grenze der mechanischen Depolarisationsspannung mit $\sigma_{Dmin} = -40.. -150 N/mm^2$ Melz (2002). Die mechanische Vorspannung muss daher so gewählt werden, dass sich die durch die Schwingung auftretenden Spannungen stets im reinen Druckspannungsbereich aber überhalb der mechanischen Depolarisationsspannung befinden (Abbildung 2.23).

Von den Herstellern werden Piezokeramiken in weiche und harte Keramiken eingeteilt. Weiche Keramiken haben eine weniger ausgeprägte Resonanzspitze. Diese wird auch mit dem Schwinggütefaktor Q_m beschrieben und liegt bei weichen Keramiken bei etwa 90, bei harten Keramiken über 500 Cheers

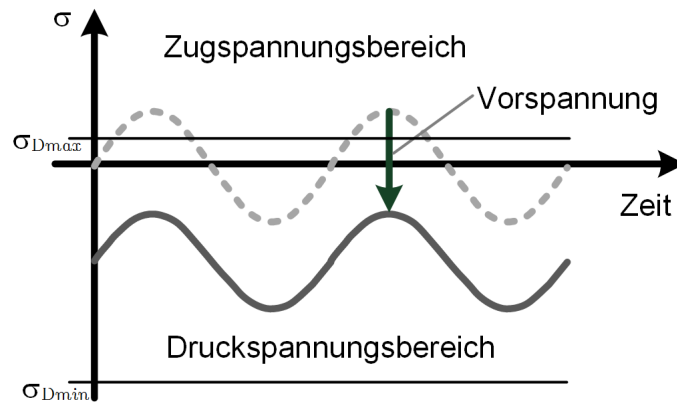


Abbildung 2.23: Verlauf der mechanischen Spannung und mechanische Belastungsgrenzen einer schwingenden Piezokeramik

(2007). Weiche Keramiken neigen im Leistungsbereich bei Frequenzen über 1 kHz zu hohen Eigenverlusten, welche die Keramik durch eine zu hohe Wärmeentwicklung zerstören. Für die resonante Schwingungserregung im Ultraschallbereich werden deswegen harte Piezokeramiken eingesetzt. Einen Überblick über die hier aufgeführten Kenngrößen verschiedener harter Piezomaterialien gibt Tabelle 2.3.

			PIC181	SonoxP8	PZT807	PZT802
Hersteller			(PI)	(CeramTec)	(Morgan)	(Morgan)
Piezoel. Ladungskonst.	d_{33}	$10^{-12} C/N$	265		260	250
Dichte	ρ	g/cm^3	7,8	7,7	7,65	7,5
Curie Temperatur	θ_C	$^{\circ}C$	330	305	300	300
Schwinggütefaktor	Q_m	-	2000	1000	1200	1000
akkust. Impedanz	Z	$10^6 Ns/m^3$	-	-	35	35
Schallgeschw.	c	km/s	-	-	4,6	4,6
E-Modul	E	kN/mm^2	-	72	88,6	74
Zugfestigkeit (stat.)		MPa			75	75,8

Tabelle 2.3: Kenngrößen beispielhafter, harter Piezomaterialien

Anzumerken ist, dass die Hersteller von Piezokeramiken für die Bestimmung der Kennwerte Betriebspunkte im Kleinsignalbereich verwenden. Für den Einsatz im Großsignalbereich können diese Kennwerte allenfalls als grobe Orientierung dienen. Des weiteren gibt es keine verpflichtende Normen für die Bestimmung der Kennwerte, dies führt dazu, dass herstellerübergreifende Vergleiche nur eingeschränkt aussagekräftig sind. Katalogwerte von Piezomaterialdaten sind daher als Richtgrößen zu verstehen. Parameter der Piezokeramiken in einer spezifischen Anwendung (Vorspannung, Geometrie und Betriebsfrequenz) lassen sich letztendlich nur im Experiment am Aufbau selbst bestimmen. Dieser Sachverhalt führt dazu, dass Simulationsstudien lediglich relative Aussagen verschiedener Aufbauten mit gleichen Simulationsparametern ermöglichen. Aussagen bezüglich absolut erreichbarer Schwingungsgrößen sind ohne ein Parameterabgleich mit Experimentdaten nicht möglich.

2.5.4 Erzeugung von Ultraschallschwingungen

2.5.4.1 Erregung von Transversal- und Rayleighwellen

Für die Erregung von Transversal- und Rayleighwellen werden in Kuttruff (1988) verschiedene Möglichkeiten genannt (Abbildung 2.24). Beim sogenannten Kammwandler wird ein Piezo als Dickenschwinger auf einem Kamm ($h = \lambda_L/2$) resonant betrieben. Von den Kammschneiden werden in den Grundkörper Longitudinal-, Transversal- und Rayleighwellen emittiert. Durch die Anordnung mehrerer Kammschneiden mit einem Abstand von einer Rayleighwellenlänge λ_R , löschen sich Longitudinal- und Transversalwellen größtenteils aus, während sich die Rayleighwellen verstärken und im Körper ausbreiten. Beim sogenannten Spuranpassungswandler werden Rayleighwellen durch Reflexionen einer Longitudinalwelle angeregt. Gilt für den Winkel des keilförmigen Longitudinalresonators θ_0 : $c_L = c_R \sin \theta_0$, so wird im Grundkörper eine Transversalwelle erregt.

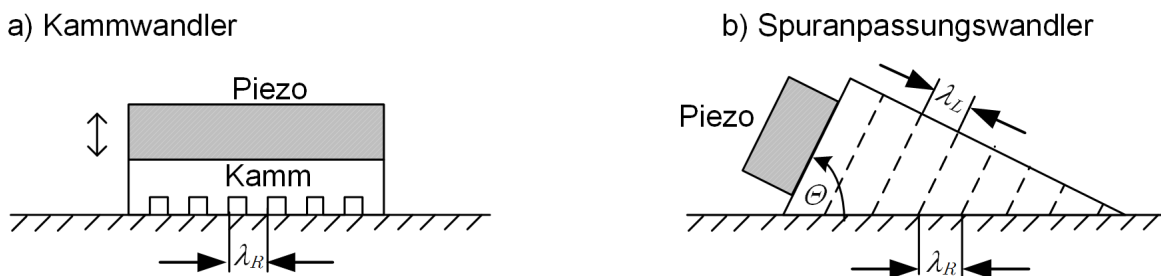


Abbildung 2.24: Erregungsprinzipien von Transversal- und Rayleighwellen Kuttruff (1988)

2.5.4.2 Erregung und Amplitudentransformation von Longitudinalwellen

Im Bereich des Leistungultraschall $f_s = 20 - 30 \text{ kHz}$ werden Piezoaktoren üblicherweise nach dem Verbundschwingerprinzip wie in Abbildung 2.25 aufgebaut Kuttruff (1988). Die piezoelektrischen Aktoren befinden sich in der Mitte zwischen Endmassen aus nichtpiezoelektrischem Material. Hierbei ist es zweckmäßig, für die Piezoaktoren Scheiben- oder Ringgeometrien einzusetzen und diese mit entgegengesetzter Polarisierung anzuordnen. Die äußeren Flächen werden dann geerdet und durch die an der Mittelelektrode angelegte Wechselspannung eine gleichsinnige Längenänderung hervorgerufen. Die longitudinalen Eigenformen eines frei schwingenden Stabes entsprechen denen durch Reflektion entstandenen stehenden Druckwellen im Stab. Die Schwingungsmaxima liegen an den Stabenden. Die erste Eigenform und damit niedrigste Eigenfrequenz bildet sich mit einer halben Wellenlänge $\lambda/2$ aus. Für alle ganzzahligen Vielfachen dieser Eigenfrequenz ergeben sich die entsprechenden höheren Eigenformen. Um die im Verbundschwinger auftretenden Zugspannungen unterhalb der Belastungsgrenze zu halten, kann der Verbund durch eine Schraube oder Klemme mechanisch mit einer Druckvorspannung beaufschlagt werden. Ziel ist es, durch die Überlagerung der statischen Druckvorspannung mit den bei der Schwingung entstehenden Zugspannungsamplituden unterhalb der Belastungsgrenze zu bleiben.

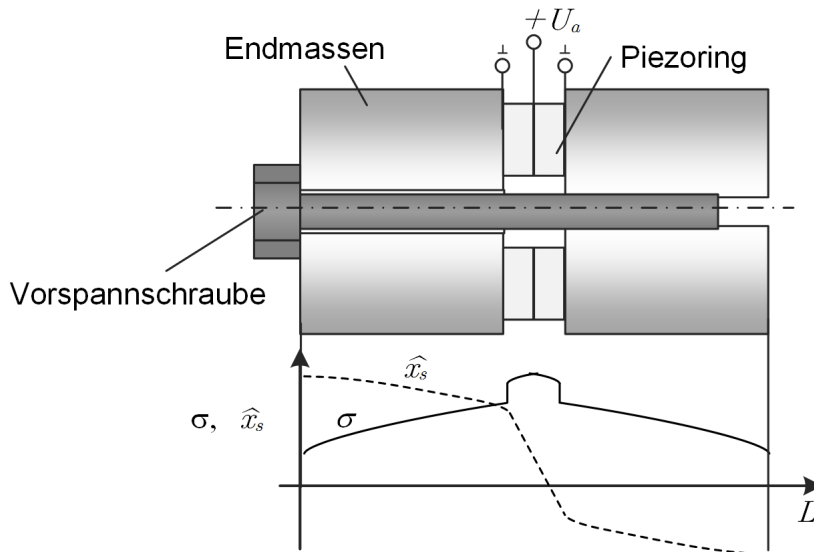


Abbildung 2.25: Aufbau von Ultraschallaktoren nach dem Prinzip eines Verbundschwingers; Verlauf der mechanischen Spannung und der Schwingamplitude Conrath (2006)

Da auch die Vorspannschraube als Wellenleiter fungiert muss bei der Resonanzauslegung immer der Gesamtverbund betrachtet werden.

Mit Hilfe geometrischer Übergänge innerhalb des Wellenleiters, lassen sich die Schwingungsamplituden transformieren. Die höchste Amplitudentransformation wird durch einen Querschnittsprung im Schwingungsknoten erreicht. Im Schwingungsknoten erfahren die Volumenelemente keine Bewegung $\ddot{x} = \dot{x} = 0$, es muss daher ein Kräftegleichgewicht $F_I + F_{II} = 0$ auf beiden Seiten der Querschnittsprungebene herrschen, damit gilt

$$F_I = -F_{II} \text{ mit } F_I = F \quad (2.12)$$

Aufgrund der unterschiedlichen Querschnittsflächen A_I und A_{II} kommt es im Übergangsbereich zu einer sprunghaften Erhöhung der mechanischen Spannung σ

$$\sigma_I = \frac{F}{A_I} \text{ und } \sigma_{II} = \frac{F}{A_{II}}. \quad (2.13)$$

Diese Steigerung der mechanischen Spannung bewirkt eine entsprechende Steigerung der Schwingungsamplitude im Schwingungsbauch des Volumens mit kleinerem Querschnitt. Für die Schwingungsschnelle \hat{v}_{II} am Ausgang des Wellenleiters gilt dann

$$\hat{v}_{sII} = \hat{v}_{sI} \cdot \frac{A_I}{A_{II}}. \quad (2.14)$$

In der sogenannten Halbwellensynthese werden diese Eigenschaften ausgenutzt um Schwingungsamplituden zu verstärken und diese mittels Teilstücke mit halber Wellenlänge Abmessung zum Prozesspunkt weitergeleitet. Abbildung 2.26 zeigt beispielhaft eine solche Anordnung.

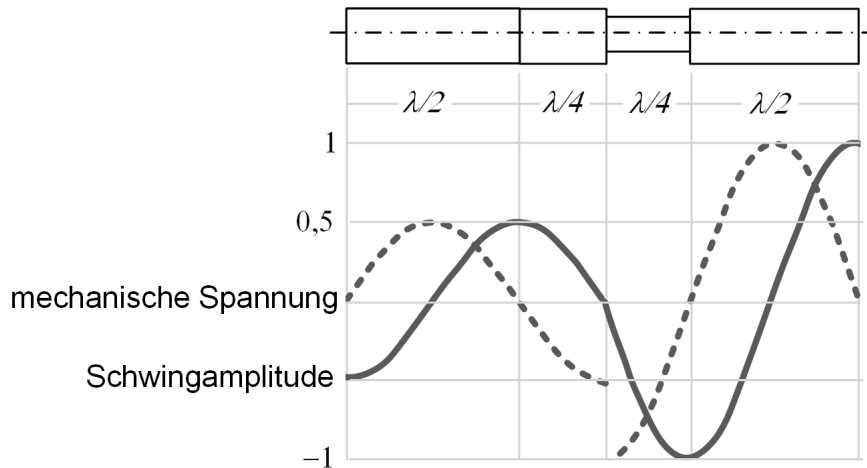


Abbildung 2.26: Wellenleitung und Amplitudenverstärkung bei der Halbwellensynthese Littmann (2003)

Die hohen Spannungsveränderungen bei der stufenförmigen Amplitudentransformation können zu Materialversagen führen. Durch stetigere Übergänge von großen zu kleinen Durchmessern lassen sich die Spannungsspitzen vermeiden. Eine Reihe anderer geometrischer Gestaltungsformen mit zugehörigem Amplituden und Spannungsverlauf sind in Abbildung 2.27 dargestellt. Die mathematische Behandlung findet sich in Kuttruff (1988).

2.5.5 Ultraschallschweißen von Metallen

Ebenfalls auf einer Relativschwingung beruht das in Kuttruff (1988) genannten Verfahren des Ultraschall-Metallschweißens. Hier wird, anders als beim thermischen Schweißen, der Effekt ausgenutzt, dass durch tangentielle Schwingungen die trennende Oxidschicht eines Metalls entfernt und die Oberflächen eingeebnet werden. Dadurch kommt es zu einem direkten Kontakt der Metallgitter und es entsteht eine in der atomaren Ebene verschweißte Verbindung. Dieser Mechanismus wirkt vor allem bei Paarungen aus gleichartigen Metallen. Aluminium allerdings zeigt auch eine starke Neigung zum Verschweißen mit anderen Metallen. Für die Materialauswahl des Reibbelags und der Schiene für eine Schwingführung bedeutet dies, dass möglichst Materialpaarungen gewählt werden sollten die nicht zum Verschweißen neigen wie das beispielsweise bei Kunststoff-Metall Paarungen der Fall ist.

2.6 Fazit zum Stand der Forschung und Technik

Die Führungsreibung spielt eine wichtige Rolle im Bezug auf Dämpfung und Linearität eines Vorschubantriebssystems. Bei der Auswahl des Führungsaufbaus besteht jedoch ein Interessenkonflikt zwischen einer reibungsarmen Bewegung und einer hoher Dämpfung. Ist man nicht in der Lage, durch konstruktive Veränderung des Führungstyps oder der Materialauswahl Reibungsnichtlinearitäten wie Haften

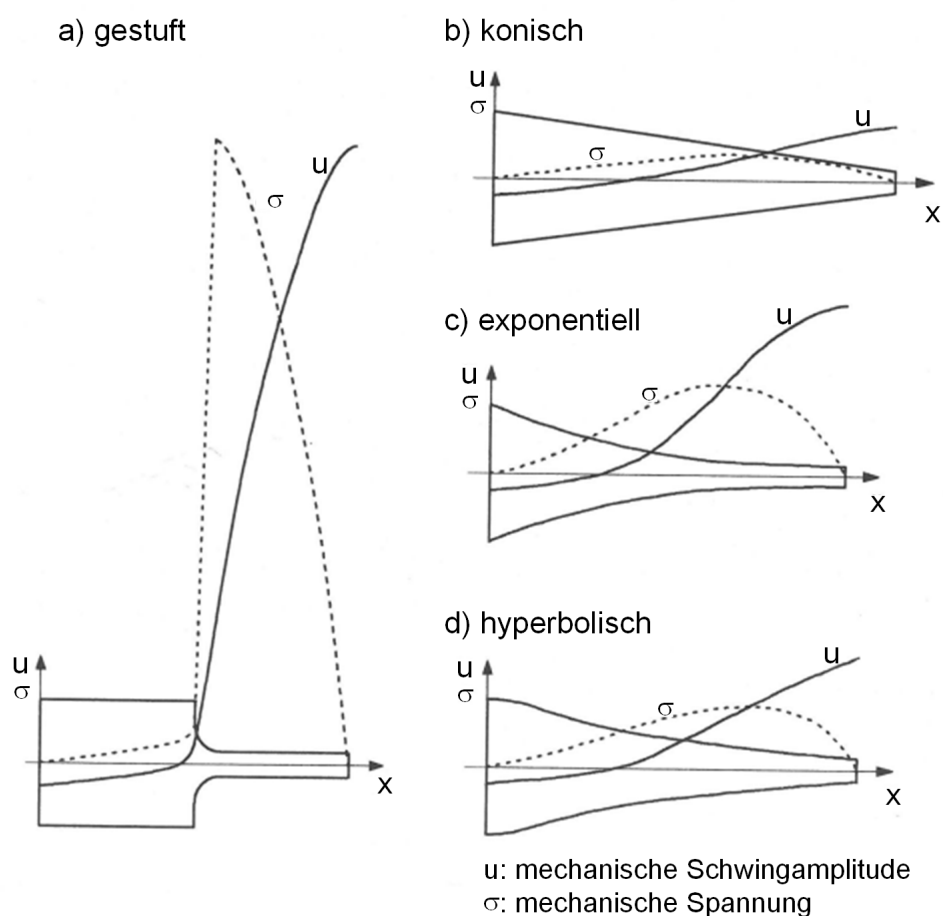


Abbildung 2.27: Verlauf der Schwingamplitude und der mechanischen Spannung verschiedener Transformatorgeometrien Conrath (2006)

und Stribeckreibung zu verhindern, gibt es verschiedene antriebsbasierte und adaptronische Methoden um die Auswirkung der Reibungsnichtlinearität auf die Positionierbewegung zu vermindern (siehe auch Abbildung 2.28).

Das Hauptproblem antriebsbasierter Kompensationsmethoden besteht in den Modellfehlern. Selbst bei hoher Modellkomplexität können Modellfehler aufgrund der zeitvarianten Eigenschaften von tribologischen Systemen nicht völlig vermieden werden und machen regelmäßige Lernfahrten zur Parameteridentifikation erforderlich. Erschwert wird die industrielle Anwendung zudem dadurch, dass die komplexen Reibmodelle einen hohen Rechenaufwand für Echtzeitberechnung benötigen und aufgrund ihres nichtlinearen Charakter den Nachweis der Stabilität schwierig machen Olsson, Åström et al. (1998).

Demgegenüber begegnen Dithering-Ansätze dem Problem der Reibungsnichtlinearität bereits auf physikalischer Ebene. Die dafür notwendige permanente Mikrobewegung erfordert aber einerseits hochdynamische Antriebe und eine Entkopplung der Schwingung der Führungen von der Bewegung des Werkstücks. Da gerade letzteres durch antriebsbasierte Erregung schwierig ist, finden sich vereinzelt

		Reibverhalten		Hohe Dämpfung		Aufwand	
		Linear	Gleichbleibend	Vorschubrichtung	Tragrichtung	Geringe Kosten	Geringe Komplexität
Konstruktiv	Gleitführung	○	◐	◐	●	●	●
	Wälzführung	◐	◐	○	○	◐	◐
	Wälzführung mit Dämpfungswagen	◐	◐	○	◐	◐	◐
	Fluidostatische Führung	●	●	●	●	○	○
Antriebsbasiert	Zustandsrückführung	-	-	●	-	◐	◐
	Dämpfungsnetzwerk	-	-	◐	-	◐	◐
	Reibungskompensation	◐	○	-	-	●	◐
	Dithering/Impulsive-Control	◐	◐	-	-	●	●
Adaptronisch	Semiaktive Bremse	-	-	◐	○	◐	◐
	Reibtilger	-	◐	◐	◐	●	◐
	Adaptives Axiallager	-	-	◐	-	◐	◐
	Magnetlager	●	●	●	●	○	○
	Reibadaptive Gleitführung	◐	◐	●	●	◐	◐

Legende: ● Voll erfüllt ○ nicht erfüllt - kein Einfluss

Abbildung 2.28: Methodische Ansätze zur Veränderung der Dämpfung und Übertragungslinearität in Vorschubantriebssystemen

adaptronische Methoden welche die Mikrobewegung durch zusätzliche Aktoren in das System einleiten. Dieser Ansatz erlaubt eine größere Bandbreite der Anregung und somit eine gezielte Entkopplung vom Werkstück. Eine Zusammenfassung der verschiedenen Methoden zur Veränderung der Linearität zeigt Abbildung 2.28. Dass auch Gleitreibungsanteile durch Schwingungsüberlagerung beeinflusst werden können ist aus der Fertigungsprozessstechnik bekannt. Was bisher nicht untersucht wurde ist die Übertragung dieser Kenntnisse auf die Führungen eines Vorschubantriebssystems. Für die der Gestaltung dieser sogenannten Schwingführungen lassen sich Grundlagen des Körperschalls und der Ultraschalltechnik nutzen. Auf diese Weise kann ein Führungssystem aufgebaut werden, das bezüglich des Haft- und Gleitreibverhaltens dynamisch angepasst werden kann und somit das Dämpfungsverhalten und die Linearität des Führungssystems direkt beeinflusst.

3 Zielsetzung und Vorgehensweise

Aus dem Stand der Technik geht hervor, dass die Führungsreibung einen erheblichen Einfluss auf die Nutzbarkeit von Gleitführungen darstellt. Obwohl Gleitführungen sehr gute Dämpfungseigenschaften besitzen, beeinträchtigt der nichtlineare Charakter der Reibung die Einsatzfelder. In der vorliegenden Arbeit wird die Möglichkeit untersucht, das Reibverhalten von Führungen mit Gleitkontakten mittels Schwingungsüberlagerung zu verändern um so einerseits eine Linearisierung der Reibung zu erreichen als auch eine Steuerung des Dämpfungsverhalten.

Ziel der Arbeit ist es, eine Systematik zur Gestaltung dieser sogenannten Schwingführungen aufzuzeigen und anhand eines Demonstrators das Potential zur Veränderung der Reibung und der damit verbundenen Dämpfung und Linearität zu untersuchen. Das Vorgehen hierfür gliedert sich in die Bereiche

1. Untersuchung theoretischer Modelle zur Erklärung der Reibungsreduktion durch Schwingungsüberlagerung bei Gleitführungen (siehe Kapitel 4)
2. Ableiten wichtiger Gestaltungsparameter und Prinzipien für den Entwurf von schwingfähigen Gleitführungen (siehe Kapitel 5)
3. Modellbasierte Untersuchung verschiedener Entwürfe von schwingfähigen Gleitführungen (siehe Kapitel 6)
4. Umsetzung eines Demonstrators und Untersuchung der tatsächlichen Schwingungs- und Reibungseigenschaften (siehe Kapitel 7)

4 Theoretische Betrachtungen zur Reibung bei Schwingungsüberlagerung

Die theoretischen Betrachtungen in diesem Kapitel dienen dem besseren Verständnis des Einflusses kinematischer Größen auf die Reduktion der Reibung. Hieraus werden relevante Kenngrößen für den Entwurf der Schwingführung abgeleitet. Als Grundlage dient das im Stand der Technik bereits vorgestellte Erklärungsmodell aus Littmann, Storck et al. (2001); Storck, Littmann et al. (2002), das im Folgenden auf das System Gleitführung übertragen wird.

4.1 Reibreduktion bei überlagerten longitudinalen Schwingungen

Der Ausgangspunkt für das Erklärungsmodell ist ein auf einer Oberfläche bewegter Gleitbelag wie in Abbildung 4.1 dargestellt. Der Gleitbelag wird mit der Geschwindigkeit v_{rel} relativ zur Oberfläche der Schiene bewegt. Aus dieser Relativbewegung resultiert eine der Bewegung entgegen gerichtete

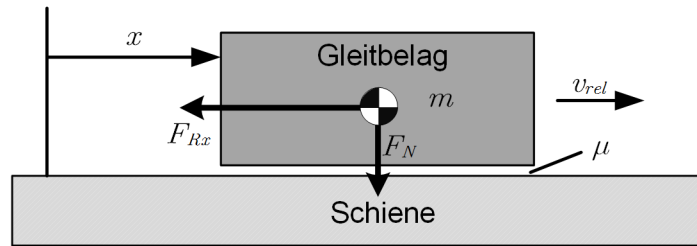


Abbildung 4.1: Modell zur Erklärung der Gleitreibungsreduktion bei longitudinaler Schwingungsüberlagerung

Gleitreibungskraft F_{Rx} . Nach dem Coulomb'schen Reibmodell gilt für die Gleitreibungskraft

$$F_{Rx}(t) = \underbrace{-\text{sign}(v_{rel}(t))}_1 \cdot \underbrace{\mu}_2 \cdot \underbrace{F_N}_3. \quad (4.1)$$

Gleichung 4.1 beinhaltet drei prinzipielle Einflussgrößen auf die Gleitreibungskraft: Die Wirkrichtung der Gleitreibungskraft (1), die empirisch gewonnene Reibungszahl (2) und die Anpresskraft (3). Wie im Folgenden dargestellt, kann die Schwingungsüberlagerung zu einer Veränderung der Wirkrichtung führen und beeinflusst dadurch die resultierende makroskopische Gleitreibungskraft.

Betrachtet sei das System aus Abbildung 4.1 mit einer Relativgeschwindigkeit aus einer konstanten Vorschubgeschwindigkeit v_f mit einer überlagerten Schwinggeschwindigkeit $v_s(t)$. Für die Relativgeschwindigkeit zwischen Schiene und Gleitbelag gilt dann

$$v_{rel}(t) = v_f + v_s(t). \quad (4.2)$$

Für eine harmonischen Schwingungsanregung mit $\omega = 2\pi f_s$ und der Schwingamplitude \hat{x}_s gilt weiterhin

$$v_s(t) = \hat{x}_s \omega \cos(\omega t) = \hat{v}_s \cos(\omega t). \quad (4.3)$$

Dabei beschreibt die Schwingschnelle \hat{v}_s die Geschwindigkeitsamplitude der Schwingung. Betrachtet man nun die im System auftretende Gleitreibungskraft gemittelt über eine Periodendauer T_s so ergibt sich mit Gl. 4.1 - Gl. 4.3

$$\bar{F}_{Rx} = -\mu F_N \cdot \underbrace{\frac{1}{T_s} \int_{t=0}^{T_s} \text{sign}(v_f + \hat{v}_s \sin(\omega t)) dt}_{\gamma}. \quad (4.4)$$

Sofern $\hat{v}_s > v_f$ gilt, erfährt die Gleitreibungskraft zeitweise einen Vorzeichenwechsel und durchläuft damit eine Änderung der Wirkrichtung (siehe dazu Abbildung 4.2). Die zeitliche Mittelung der Wirkrichtung wird im Reibreduktionsfaktor γ zusammengefasst

$$\bar{F}_{Rx} = -\mu F_N \cdot \gamma \quad \text{mit } \gamma \leq 1 \quad (4.5)$$

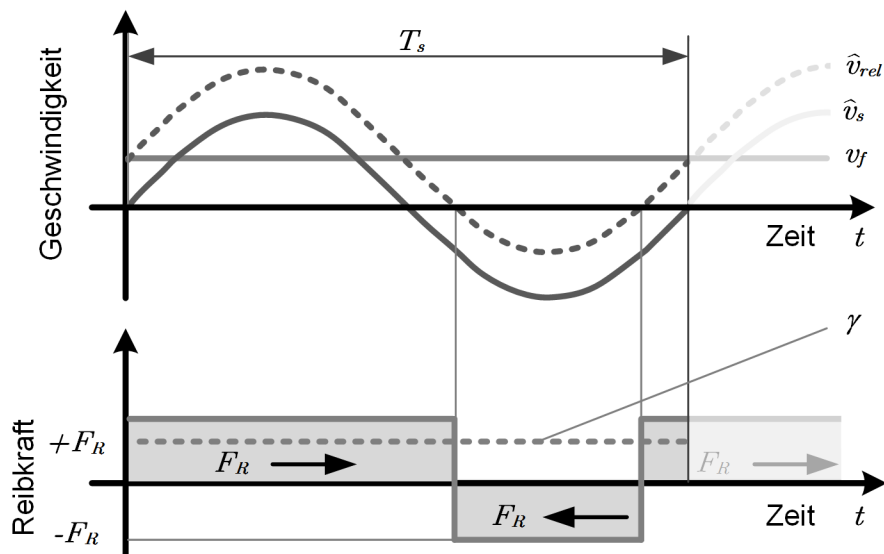


Abbildung 4.2: Reduktionswirkung durch Richtungsumkehr und zeitliche Mittelung der Gleitreibungskraft

4.1.1 Einfluss der Schwingamplitude und Frequenz auf den Reibreduktionsfaktor

Aus Gleichung 4.4 wird der Einfluss der kinematischen Größen auf den Reibreduktionsfaktor hergeleitet. Die Schwingschnelle \hat{v}_s ist linear abhängig von der Schwingamplitude und der Schwingfrequenz

$$\hat{v}_s = 2\pi f_s \hat{x}_s. \quad (4.6)$$

Das Geschwindigkeitsverhältnis δ aus Vorschubgeschwindigkeit und Schwingschnelle ident weiterhin als Maß für die Schwingungsüberlagerung

$$\delta = \frac{v_f}{\hat{v}_s}. \quad (4.7)$$

Bei der longitudinalen, harmonischen Schwingungsüberlagerung kann das Integral Gl. 4.4 geschlossen gelöst werden und ergibt für den Reibreduktionsfaktor den Verlauf

$$\gamma = \frac{2}{\pi} \arcsin\left(\frac{v_f}{\hat{v}_s}\right) = \frac{2}{\pi} \arcsin(\delta). \quad (4.8)$$

Daraus ergibt sich die theoretische Reduktionskurve wie in Abbildung 4.3 dargestellt. Für eine hohe Reduktionswirkung ist demnach ein möglichst kleines Geschwindigkeitsverhältnis δ anzustreben. Im Fall $\hat{v}_s < v_f$ ist aufgrund der fehlenden Richtungswechsel keine Reduktionswirkung zu erwarten. Für eine Reibungsreduktion muss die Schwingschnelle also mindestens so hoch sein, wie die Vorschubgeschwindigkeit. Weiterhin werden in Abbildung 4.3 gewonnene Reibreduktionswerte aus Versuchen

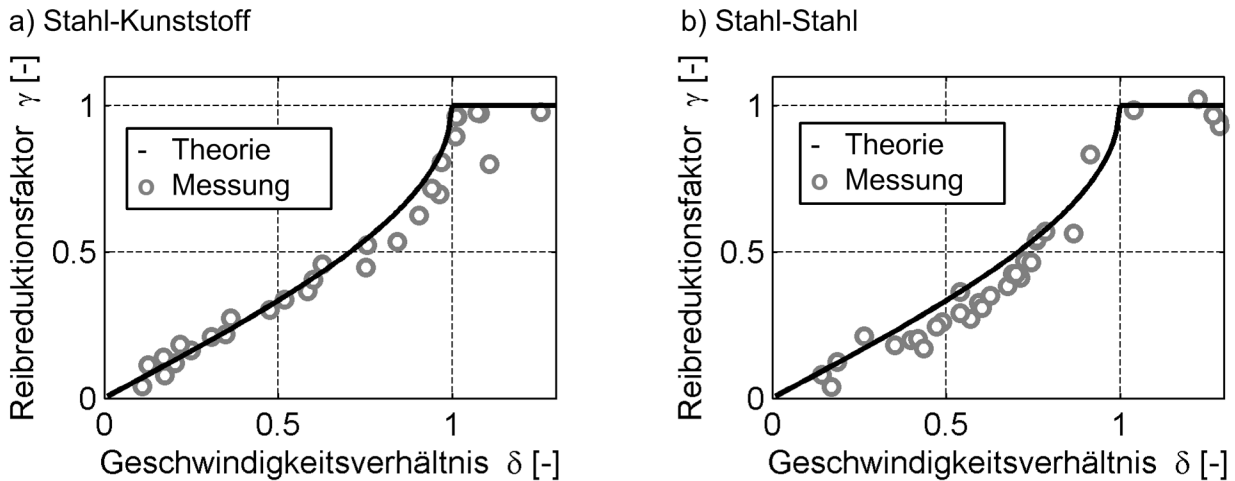


Abbildung 4.3: Theoretische und gemessene Reibungsreduktion bei longitudinaler Schwingungsüberlagerung mit 50 Hz und Schwingamplituden im Bereich von $30 - 80 \mu\text{m}$

mit typischen Materialpaarungen für Gleitführungen abgebildet. Zum Einsatz kamen die Gleitpaarungen Stahl-Stahl und Stahl-Gleitkunststoff (Zedex100TM). Um Reduktionswerte für verschiedene Geschwindigkeitsverhältnisse δ zu erhalten, wurde bei vorgegebener Schwingamplitude \hat{x}_s die Vorschubgeschwindigkeit v_f variiert und die mittlere Gleitreibungskraft für konstante und schwingungsüberlagerte Gleitbewegungen aufgezeichnet. Aus dem Verhältnis der mittleren Gleitreibungskräfte wird dann nach Gleichung 4.4 der Reduktionswert γ errechnet. Aufgrund ungeschmierter Gleitkontakte und niedrigen Vorschubgeschwindigkeiten traten vereinzelt Stick-Slip Effekte auf, welche die mittlere Gleitreibungskraft verzerrten und zu Ausreißer führten. Insgesamt zeigen die Ergebnisse aber eine gute Übereinstimmung mit den theoretischen Reduktionskurven und bestärken die Plausibilität des Reduktionsmodells für die Übertragung auf Gleitführungssysteme. Neben Amplitude und Frequenz

soll als dritter Parameter der Einfluss der Schwingungsform auf das Reduktionsverhalten untersucht werden.

4.1.2 Einfluss der Schwingungsform

Eine Richtungsumkehr der Gleitreibungskraft ist nach Gleichung 4.1 auch durch andere Schwingungsformen $v_s(t)$ denkbar. Um zu gewährleisten, dass durch die Schwingungsüberlagerung keine Positionsänderung hervorgerufen wird, muss die Schwingungsform bezüglich der Position mittelwertfrei sein. Für die Schwingungsüberlagerung wird daher gefordert dass gilt:

$$\int_{t=0}^{T_s} v_s(t) dt = 0. \quad (4.9)$$

Für eine allgemeine periodische Funktion mit Periodendauer T_s und $v_{rel}(0) > 0$ sei der Zeitpunkt des Nulldurchgangs der Geschwindigkeit definiert als

$$t_j : \quad v_{rel}(t_j) = 0 \quad \text{und} \quad \dot{v}_{rel}(t_j) \neq 0 \quad \text{mit } j = 1..N. \quad (4.10)$$

Die Reduktionswirkung nach 4.4 kann dann aufgrund der Signumfunktion allein anhand der Abstände zwischen positiven und negativen Nulldurchgängen von v_{rel} ausgedrückt werden. Es kann dann für den Reibreduktionsfaktor gezeigt werden dass gilt:

$$\gamma = (-1)^N + \frac{2}{T_s} \sum_{j=1}^N (-1)^{j+1} \cdot t_j. \quad (4.11)$$

Um die theoretische Wirkung der Schwingungsüberlagerung mit anderen Schwingungsformen zu untersuchen, werden im Weiteren Dreieck-, Rechteck- und harmonische Schwingungsformen mit überlagerten Höherharmonischen betrachtet.

4.1.2.1 Dreieckfunktionen

In Abbildung 4.4 sind Dreieckfunktionen dargestellt, welche mittels eines Formparameters β zwischen symmetrischer und Sägezahnform variiert werden können. Aus Gleichung 4.11 kann gezeigt werden, dass für die Reduktion mit Dreieckfunktionen unabhängig vom Formparameter gilt

$$\gamma = \begin{cases} 1 & \text{wenn } \delta \geq 1 \\ \delta & 0 < \delta < 1 \end{cases}$$

Die mit einer Dreieckschwingung erzeugte Reibungsreduktion verläuft demnach linear und fällt im Vergleich zur einer harmonischen Schwingung mit gleichem Geschwindigkeitsverhältnis geringer aus (Abbildung 4.4).

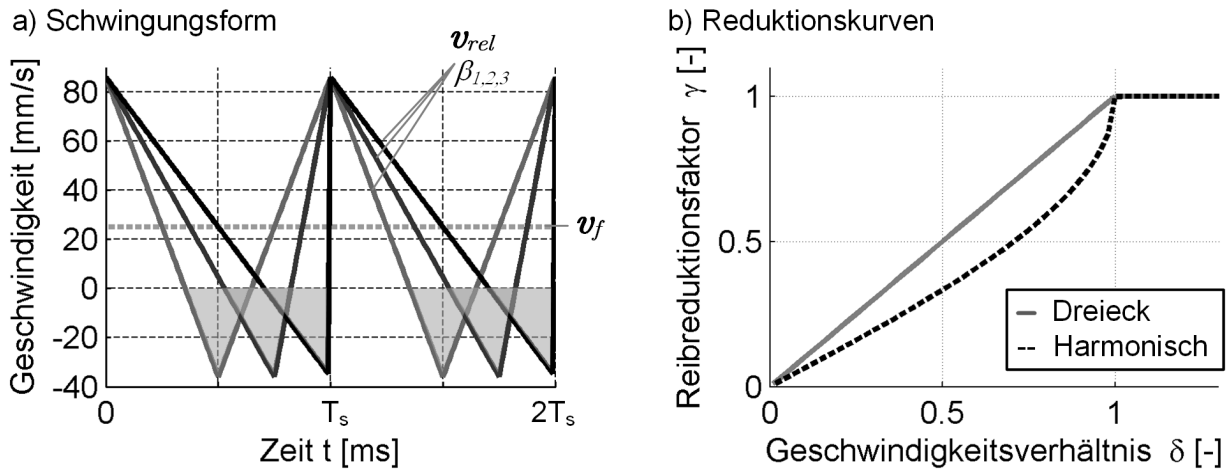


Abbildung 4.4: a) Zeitverlauf von dreieckförmigen Schwingungen Beispielhaft für $\delta = 0.5$ mit $v_f = 25 \text{ mm/s}$, b) Reduktionskurve der Dreieckschwingung im Vergleich zur harmonischen Schwingung

4.1.2.2 Rechteckfunktionen

Bei Überlagerung einer rechteckförmigen Schwingung (Abbildung 4.5) verschwindet die Reibung ab einem Geschwindigkeitsverhältnis von $\delta < 1$ vollständig. Die rechteckförmige Schwingung bewirkt damit die stärkste Reibungsreduktion im longitudinalen Schwingungsfall. Technisch realisierbare Rechteck-

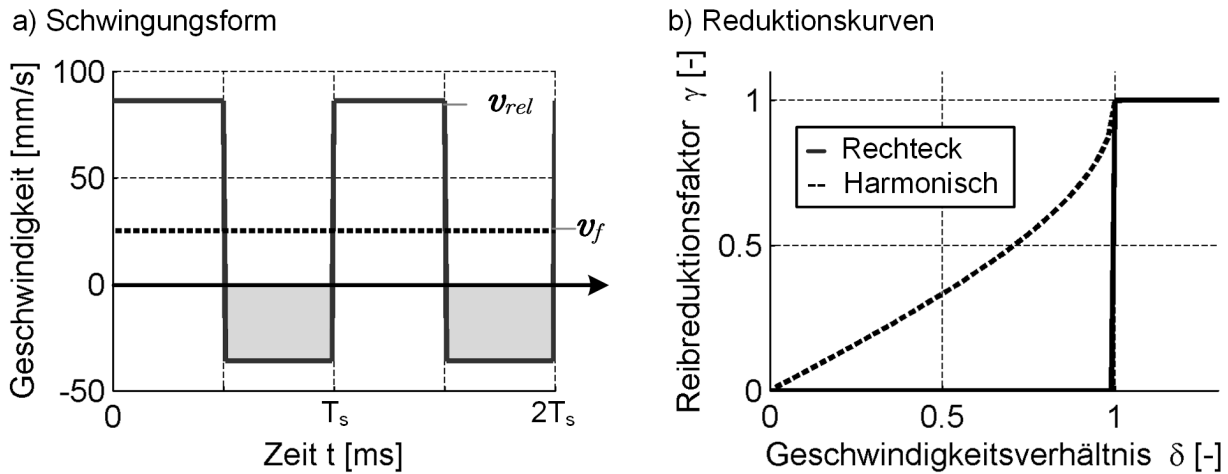


Abbildung 4.5: Zeitverlauf und Reduktionswirkung von rechteckigen Schwingungsformen

formen weisen jedoch eine endliche Steigung auf und können somit nur eine endliche Annäherung an eine ideale Rechteckschwingung sein. Die Rechteckschwingung kann als Überlagerung aller ungeraden Höherharmonischen mit abfallender Amplitude beschrieben werden Merziger und Wirth (2010). Für die Funktion der rechteckigen Schwingungsüberlagerung gilt

$$v_s(t) = \hat{v}_s \sum_{k=0}^{N=\infty} \frac{1}{k+1} \cos((2k+1)\omega t). \quad (4.12)$$

Die Reduktionswirkung verschiedener Rechteckapproximationen sind in Abbildung 4.6 dargestellt. Bereits mit einer geringen Anzahl von harmonischen Anteilen kann ab einem Geschwindigkeitsverhältnis von $\delta < 0,8$ eine der Rechteckfunktion ähnliche Reduktionswirkung der Reibung erzielt werden. Die Bedingung aus Gleichung 4.9 ist bei einer Superposition der Grundschiwingung mit ganzzahligen

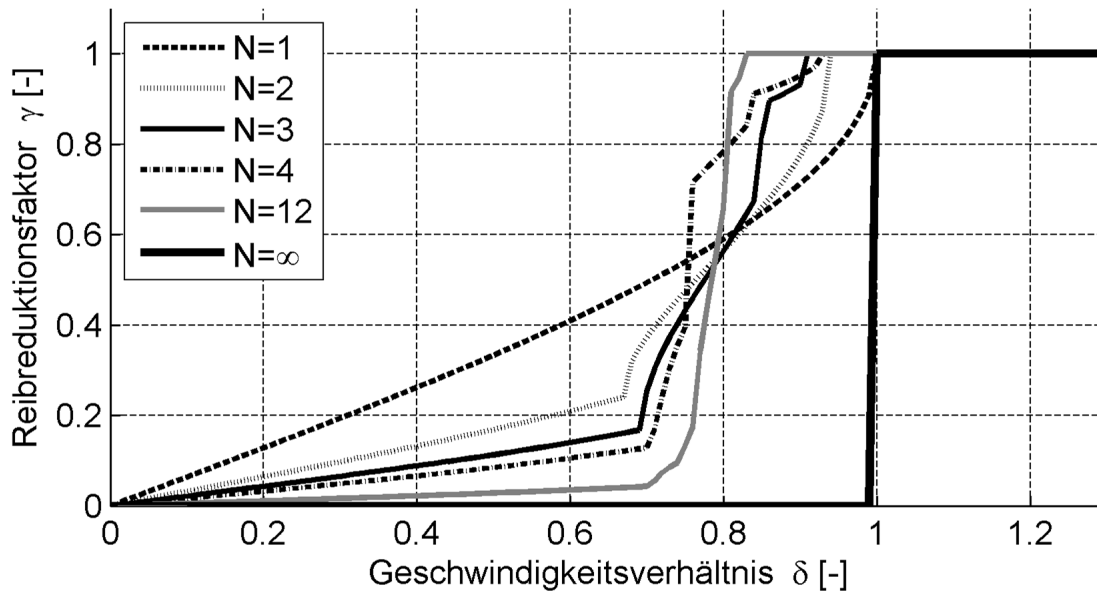


Abbildung 4.6: Reduktionswirkung bei Schwingungen mit Rechteckapproximation

gen Vielfachen der Grundfrequenz immer erfüllt. Es lassen sich demnach beliebige höher harmonische Überlagerungen konstruieren. Aufgeführt in Abbildung 4.7 sind einige Beispiele der Form

$$v_s(t) = \hat{v}_s(\cos(\omega t) + \sum_{k=2}^N c_k \cos(k\omega t)). \quad (4.13)$$

Der Faktor c_k gibt hierbei den Anteil der Höherharmonischen im Bezug zur Schwingschnelle \hat{v}_s der Anregungsfrequenz f_s an. Bemerkenswert ist der Effekt, dass für diese Form von Schwingungsüberlagerung theoretisch auch negative Reduktionsfaktoren möglich sind. Dies bedeutet, dass die Gleitreibungskraft im Mittel in Bewegungsrichtung wirkt und dadurch nicht weiter bewegungshemmend sondern bewegungsfördernd wirkt.

Im Experiment konnte antriebsseitig eine höherharmonische Schwingung mit 10% der Grundschiwingamplitude erzeugt werden. Für diesen Fall mit $c_2 = 0,1$ zeigt Abbildung 4.8 die theoretische Reduktionskurve und Messdaten aus dem Experiment. Die bessere Übereinstimmung der Messdaten mit der Reduktionskurve der Höherharmonischen zeigt, dass sich Effekte von höherharmonischer Überlagerung auch bei der Gleitbewegung der betrachteten Gleitpaarung wiederfinden.

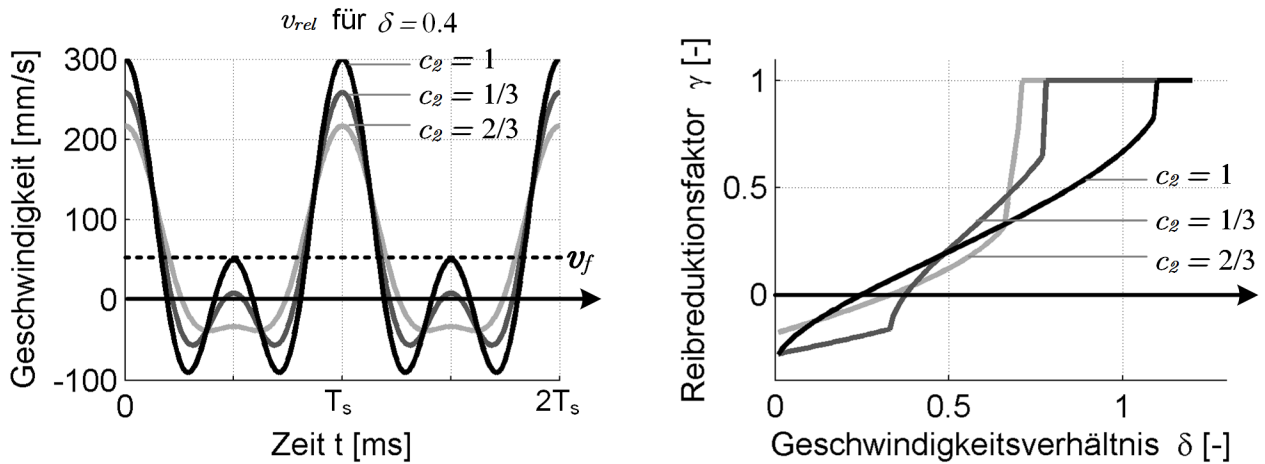


Abbildung 4.7: Zeitverlauf und Reduktionswirkung von höherharmonischer Schwingungsüberlagerung

4.1.3 Einfluss auf die verrichtete Reibarbeit

Der durch die Schwingungsüberlagerung modifizierte Geschwindigkeitsverlauf ändert zwar den im Mittel zurückgelegten Weg nicht, führt aber zu einem effektiv längeren Weg den der Gleitbelag zurücklegt. Die dafür notwendige zusätzlich verrichtete Reibarbeit wird im nächsten Abschnitt behandelt. Das aufgeführte Modell geht von einer Veränderung der Wirkrichtung der Gleitreibungskraft aus. Durch die Schwingungsüberlagerung vergrößert sich der vom Gleitbelag zurückgelegte effektive Weg und somit steigert sich auch die vom Gleitbelag in das System eingebrachte Reibarbeit. Setzt man bei einer harmonischen Schwingungsüberlagerung die Reibarbeit über eine Schwingungsperiode W_{Rs} in Bezug zu der im gleichen Zeitintervall verrichteten Arbeit im schwingungsfreien Fall W_R , so ergibt sich die in Abbildung 4.9 dargestellte Reibarbeitsverstärkung κ nach

$$\kappa(\delta) = \frac{W_{Rs}}{W_R} = \frac{1}{T_s} \int_{t=0}^{T_s} \left| 1 + \frac{1}{\delta} \cos(\omega t) \right| t. \quad (4.14)$$

Demnach kann mit einem energetischen Mehraufwand von 14,3% bereits eine Reibungsreduktion um 50% erreicht werden, siehe auch Littmann, Storck et al. (2001).

4.2 Reibreduktion bei transversalen und planaren Schwingungen

Die bislang betrachtete longitudinale Schwingungsrichtung kann nach Abbildung 4.10 als Spezialfall einer allgemeinen lateralen Schwingungsüberlagerung für $(\alpha_s = 0^\circ)$ betrachtet werden. In Storck, Littmann et al. (2002) wird auch für transversale Schwingungsüberlagerung $(\alpha_s = 90^\circ)$ eine Reduktionswirkung nachgewiesen. Prinzipiell ist es aber denkbar, eine Schwingung in einer beliebigen Raumrichtung zu überlagern. Da flächennormale Schwingungen zum Ablösen der Führungen von der Schiene führen, werden im weiteren jedoch nur planare Schwingungsüberlagerungen betrachtet.

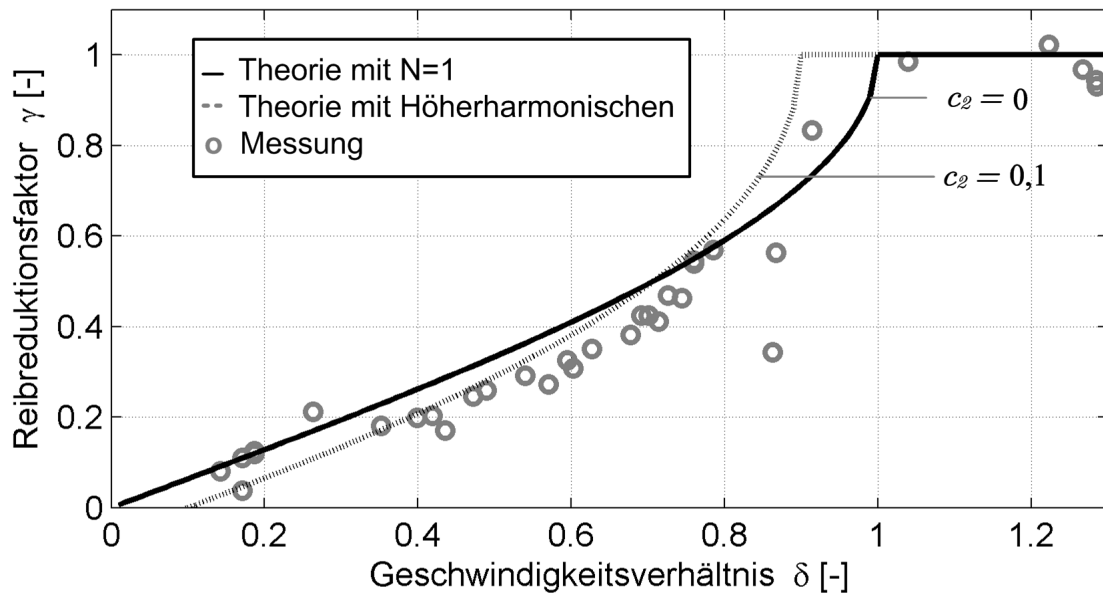


Abbildung 4.8: Theoretische und gemessene Reibreduktion einer Stahl-Stahl Paarung bei $f_s = 50\text{ Hz}$ mit höherharmonischem Anteil von $c_2 = 10\%$

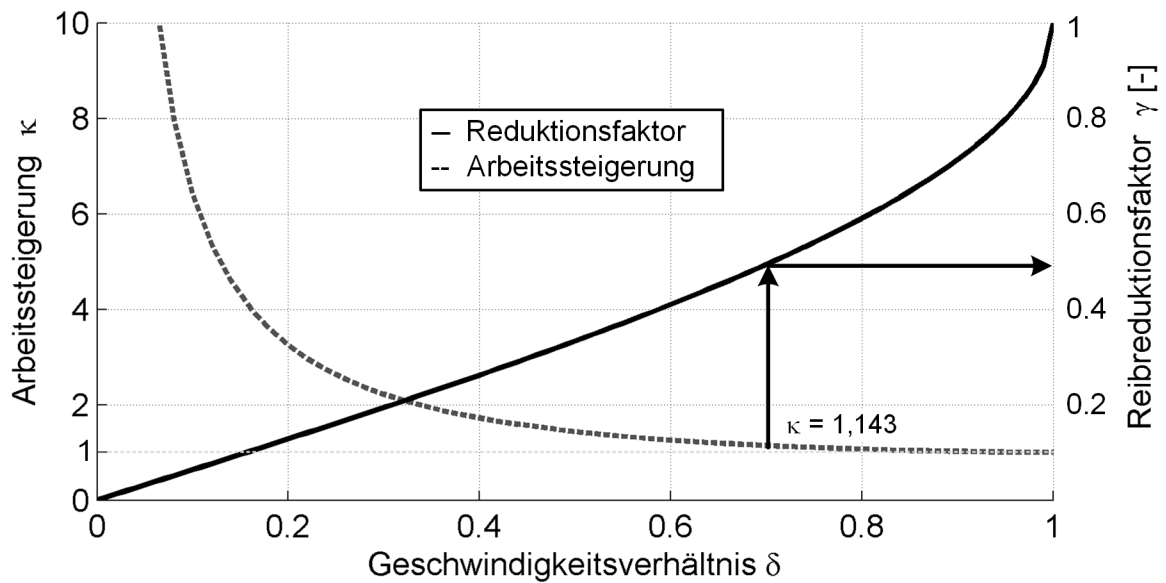


Abbildung 4.9: Steigerung der Reibarbeit durch longitudinale Schwingungsüberlagerung

Die vektorielle Erweiterung des Reibmodells aus Gleichung 4.1 führt auf das Gleitreibungskraftmodell

$$\vec{F}_R = \underbrace{-\frac{\vec{v}_{rel}}{|\vec{v}_{rel}|}}_{\text{Wirkrichtung}} \cdot \underbrace{\mu F_N}_{\text{Betrag}} = F_{Rx} \vec{e}_x + F_{Ry} \vec{e}_y \quad (4.15)$$

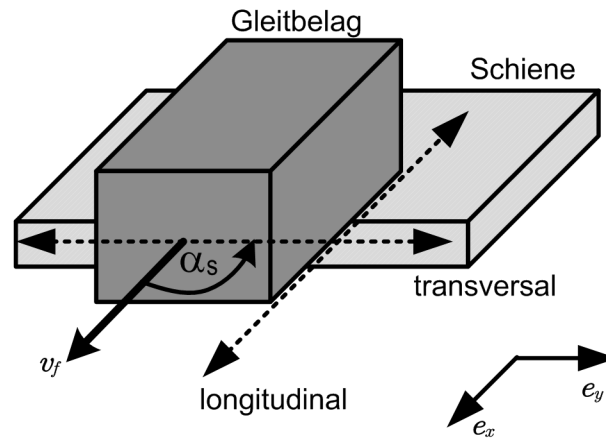


Abbildung 4.10: Schwingungsrichtungen des Gleitbelags im Bezug zur Vorschubrichtung

mit den planaren Geschwindigkeitskomponenten

$$\vec{v}_{rel} = v_x \vec{e}_x + v_y \vec{e}_y. \quad (4.16)$$

Die effektiv wirksame Gleitreibungskraft in der Bewegungsrichtung \vec{e}_x ergibt sich aus der skalaren Projektion des Gleitreibungskraftvektors auf die Vorschubrichtung und lautet allgemein

$$\bar{F}_{Rx} = \frac{1}{T_s} \int_{t=0}^{T_s} \vec{F}_R(t) \cdot \vec{e}_x dt. \quad (4.17)$$

Für eine allgemeine planare Schwingung mit der Schwingungsrichtung α_s ist das Integral aus Gleichung 4.15 nicht geschlossen lösbar. Aus dem vektoriellen Ansatz ergibt sich der Reibreduktionsfaktor einer allgemeinen planaren Schwingung mit

$$\gamma(\delta, \alpha_s) = \frac{1}{T_s} \int_{t=0}^{T_s} \frac{1 + \frac{1}{\delta} \cos(\omega t) \cos(\alpha_s)}{\sqrt{1 + \frac{2}{\delta} \cos(\omega t) + \frac{1}{\delta^2} \cos^2(\omega t)}} dt. \quad (4.18)$$

Für eine rein transversale Schwingungsüberlagerung ($\alpha_s = 90^\circ$) ergibt sich mit $v_x = v_f$ und $v_y = v_s(t)$, eine mittlere Gleitreibungskraft von

$$\bar{F}_{Rx} = -\mu F_N \cdot \underbrace{\frac{1}{T_s} \int_{t=0}^{T_s} \frac{v_f}{\sqrt{v_f^2 + \dot{v}_s^2 \cos^2(\omega t)}} dt}_{\gamma_t}. \quad (4.19)$$

Der Reibreduktionsfaktor γ_t einer rein transversalen Schwingungsüberlagerung kann mithilfe des vollständigen Elliptischen Integrals F ausgedrückt werden und lautet

$$\gamma_t(\delta) = \frac{2}{\pi \sqrt{1 + \frac{1}{\delta^2}}} F\left(\frac{1}{1 + \frac{1}{\delta^2}}, \frac{\pi}{2}\right). \quad (4.20)$$

In Abbildung 4.11 sind die Reduktionsfaktoren verschiedener Schwingungsrichtungen dargestellt. Die Reduktionskurven verlaufen zwischen dem longitudinalen und dem transversalen Fall. Bei gleichem

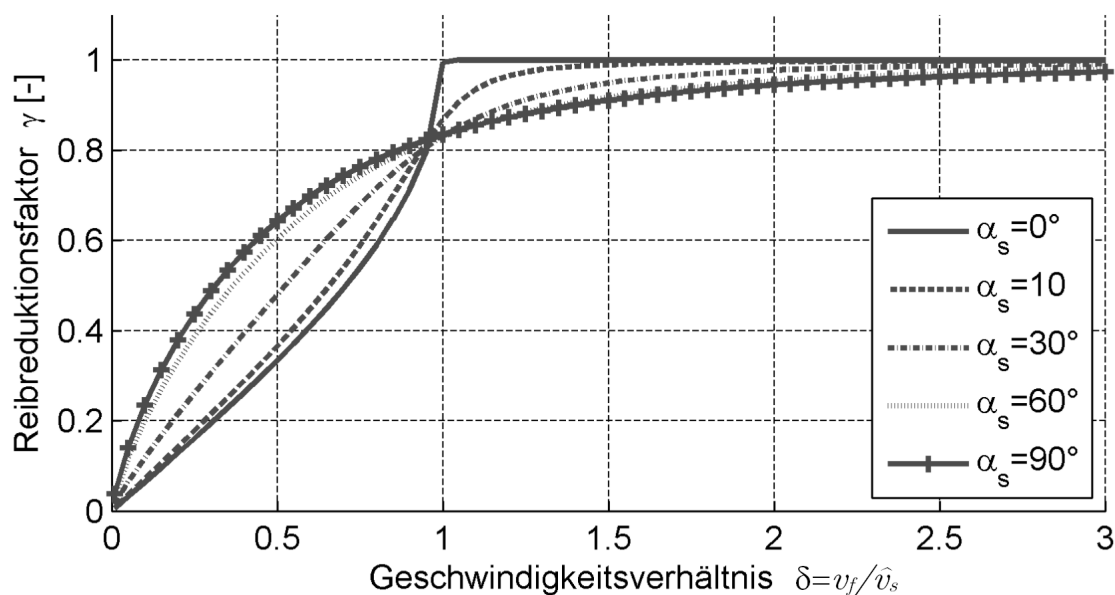


Abbildung 4.11: Verlauf der Reibreduktion für verschiedene planare Schwingungsrichtungen

Geschwindigkeitsverhältnis bewirkt die longitudinale Schwingungsüberlagerung im Vergleich zur transversalen Schwingung eine stärkere Reduktion. Der transversale Fall ergibt gegenüber dem longitudinalen Fall jedoch auch eine Reduktion für $\delta > 1$. Die Kurve bei transversaler Reduktion verläuft weniger steil als im longitudinalen Fall. Dies ist darauf zurückzuführen, dass es im transversalen Fall nicht zu einem zeitweisen Vorzeichenwechsel der Wirkungsrichtung kommt, sondern lediglich zu einer Skalierung des in Vorschubrichtung wirkenden Gleitreibungskraftbetrags. Abbildung 4.12 zeigt den Einfluss verschiedener Schwingungsformen für den transversalen Fall. Wie schon im rein longitudinalen Fall bewirkt auch hier die rechteckige Schwingung die stärkste Reduktion; die Reduktion der dreieckförmigen Anregung ist etwas schwächer ausgeprägt als bei rein harmonischer Anregung. Der stetigere Verlauf der Reduktionskurve über dem Geschwindigkeitsverhältnis ist bei allen Anregungsformen deutlich.

Im weiteren wird untersucht, welche Auswirkungen durch die schwingungsüberlagerte Reibungsreduktion auf die Linearität und Dämpfung des Vorschubantriebssystem zu erwarten sind.

4.3 Einfluss der Reibreduktion auf die Linearität des Vorschubantriebssystem

Wie bereits in Kapitel 2.1.2 aufgeführt, beeinträchtigen die nichtlinearen Anteile im Reibungsverlauf die Linearität des gesamten Vorschubantriebssystem. Durch die elastische Kopplung zwischen Führung und Antriebskraft kommt es bei bestimmten Reibverhältnissen zum Stick-Slip Effekt. Durch die

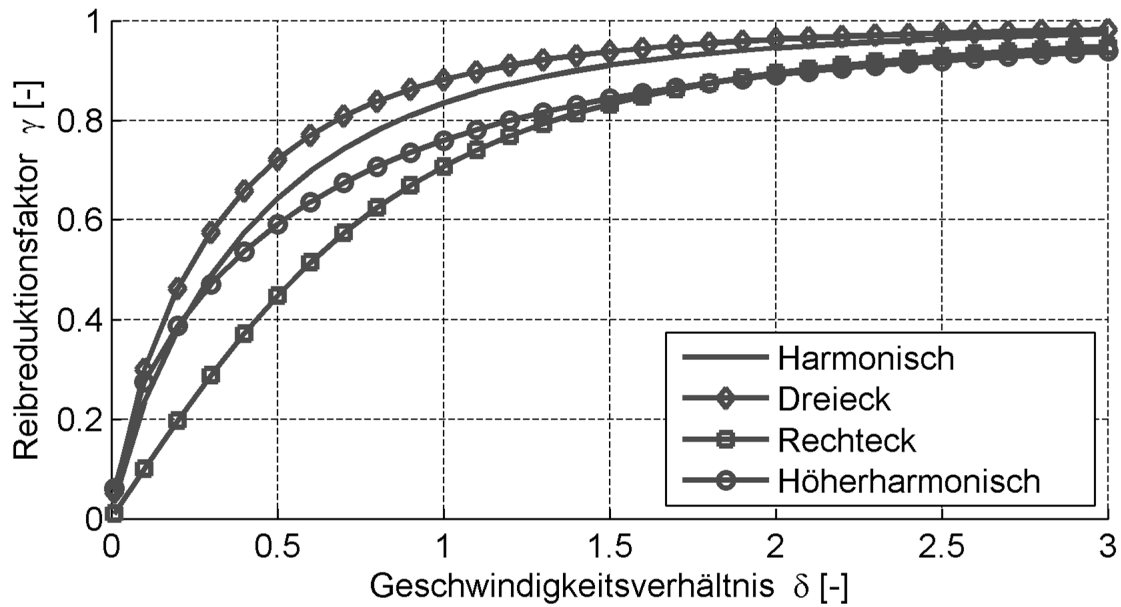


Abbildung 4.12: Einfluss der Schwingungsform auf die Reduktionswirkung bei transversaler Schwingungsüberlagerung

schwingungsüberlagerte Reibungsreduktion wird die wirksame Reibung verändert. Diese Veränderung kann durch die Veränderung der Parameter des Reibmodells beschrieben werden. Im Folgenden wird daher untersucht, welcher Einfluss eine Veränderung der Reibmodellparameter für das Auftreten von Stick-Slip hat.

4.3.1 Modellierung und Simulation des Stick-Slip-Effekts in Vorschubantriebssystemen

Für die Untersuchung des Stick-Slip Verhaltens elastisch gekoppelter Führungen werden hauptsächlich zwei Beschreibungsformen angewendet: das Vorschubantriebsmodell (Abbildung 2.9) und das Bandmodell (Abbildung 4.13), siehe dazu auch Grudziński, Kissing et al. (1992). Beide Modelle beinhalten einen elastisch gekoppelten Körper, der im Folgenden als Führung bezeichnet wird. Da im Bandmodell die Trennung der Vorschubgeschwindigkeit von der oszillierenden Bewegung eine einfachere Interpretation erlaubt, wird für die weitere Analyse hier das Bandmodell herangezogen. Beim Bandmodell (Abbildung 4.13) ist die Führung durch die Elastizität mit einem starren Kopplungspunkt verbunden. Die Führung wird mit der Kraft F_N auf ein Band gedrückt und über die Reibzahl μ eine Reibungskraft hervorgerufen. Das Band bewegt sich mit konstanter Geschwindigkeit v_f . Für die Relativgeschwindigkeit zwischen Führung und Band gilt:

$$v_{rel} = v_f - \dot{x}. \quad (4.21)$$

Durch die Wechselwirkung der Bandgeschwindigkeit und der elastischen Kopplung der Führung kommt es zu einem Wechsel der Zustände Haften und Gleiten der Führung. Beim Haften der Führung gilt

$\dot{x} = v_f$, geht die Führung zum Gleiten über, bewirkt das Gleichgewicht aus Federkraft und Gleitreibungskraft eine stationäre Verschiebung um x_0 . Für die Untersuchung der Stabilität der Ruhelage wird die Auslenkung aus dieser Ruhelage weiterhin mit der Koordinate z beschrieben.

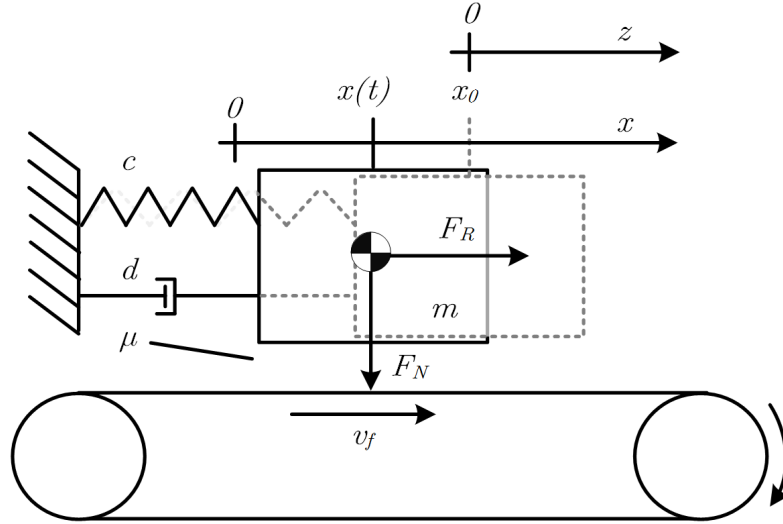


Abbildung 4.13: Bandmodell zur Untersuchung von Stick-Slip in Vorschubantriebssystemen

Analytische Betrachtungen zur Beschreibung des Stick-Slip finden sich beispielweise in Thomsen (1999); Popov (2009). Als Grundlage zur Beschreibung der Stick-Slips-Effekts beim Bandmodell dient die aus dem Modell abgeleitete Bewegungsgleichung

$$m\ddot{x}(t) + d\dot{x}(t) + cx(t) = \underbrace{\text{sign}(v_{rel})F_N \cdot \mu(v_{rel})}_{F_R}. \quad (4.22)$$

Die Federsteifigkeit c wird für kleine Auslenkungen als konstant angenommen. Der Faktor d beschreibt die Dämpfung der elastischen Kopplung. Für $(\ddot{x} = \dot{x} = 0)$ ergibt sich aus Gleichung 4.22 zusammen mit $\mu(v_{rel}) = \mu(v_f - \dot{x})$ und $v_f > 0$ die Ruhelage x_0 zu

$$x_0 = \frac{F_N}{c} \cdot \mu(v_f) \quad (4.23)$$

Mit der neuen Koordinate

$$z(t) = x(t) - x_0 \quad (4.24)$$

und

$$\dot{z} = \dot{x} \quad (4.25)$$

wird das System aus Gleichung 4.22 in die Ruhelage verschoben. Daraus folgt die Bewegungsgleichung des stationären Systems mit

$$m\ddot{z} + d\dot{z} + cz + F_N \cdot \mu(v_f) = F_N \cdot \mu(v_f - \dot{z}). \quad (4.26)$$

Durch Umformen erhält man:

$$m\ddot{z} + h(\dot{z}) + cz = 0 \quad (4.27)$$

wobei die Funktion $h(\dot{z})$ den Reibungs- und Dämpfungsterm des Systems beinhaltet. Es gilt:

$$h(\dot{z}) = d\dot{z} + F_N \cdot \mu(v_f) - F_N \cdot \mu(v_f - \dot{z}) = d\dot{z} + F_N (\mu(v_f) - \mu(v_{rel})). \quad (4.28)$$

Durch eine schwache Störung um die Ruhelage

$$z = z_0 + \delta z, \quad \dot{z} = \delta \dot{z}, \quad \ddot{z} = \delta \ddot{z} \quad (4.29)$$

erhält man aus Gleichung 4.27 wegen $h(\dot{z} = 0) = 0$ die linearisierte Bewegungsgleichung der Ruhelage mit

$$m\delta\ddot{z} + \left. \frac{\partial h(\dot{z})}{\partial \dot{z}} \right|_{z_0} \delta\dot{z} + c\delta z = 0 \quad (4.30)$$

Aus dem Hurwitzkriterium (Lunze (2002)) folgt als hinreichende Stabilitätsbedingung für das System aus Gleichung 4.30 die Bedingung

$$\left. \frac{\partial h(\dot{z})}{\partial \dot{z}} \right|_{z_0} > 0. \quad (4.31)$$

Für die Ruhelage mit $z_0 = 0$ und $\dot{z}_0 = 0$ gilt weiterhin für die Reibung und Dämpfung im System

$$\left. \frac{\partial h(\dot{z})}{\partial \dot{z}} \right|_{z_0} = d + F_N \frac{\partial \mu(v_f)}{\partial v_f} > 0 \quad (4.32)$$

Geht man weiterhin davon aus, dass aufgrund der geringen Materialdämpfung für die Dämpfung der elastischen Kopplung gilt:

$$d \ll F_N \frac{\partial \mu(v_f)}{\partial v_f}, \quad (4.33)$$

und die Stabilität der Ruhelage kann direkt auf das Reibverhalten der Führung zurückgeführt werden. Aufgrund der Kontaktbedingung $F_N > 0$ gilt folglich die Stabilitätsbedingung:

$$\left. \frac{\partial \mu(v_{rel})}{\partial v_{rel}} \right|_{z_0} = \left. \frac{\partial \mu(v_f - \dot{z})}{\partial \dot{z}} \right|_{z_0} = \frac{\partial \mu(v_f)}{\partial v_f} > 0 \quad (4.34)$$

Gleichung 4.34 beschreibt somit die Stabilitätsbedingung für die Führung in Abhängigkeit vom Gradienten des Reibzahlverlaufs. Für negative Gradienten wird diese Bedingung nicht erfüllt und das System verlässt die Ruhelage und wird zum Schwingen angeregt. Dazu kommt es beispielsweise im Stribeckmodell beim Übergang vom Haften in den Gleitzustand (vgl. Abbildung 2.8d). Dies erklärt das in Experimenten zu beobachtende Phänomen, dass der Stick-Slip-Effekt nur für einen bestimmten Bereich niedriger Geschwindigkeiten auftritt und ab einer Grenzgeschwindigkeit v_m , dem Übergang zur viskosen Reibung, verschwindet.

4.3.2 Einfluss der Reibungsreduktion auf den Stick-Slip-Effekt

Für die Reibungsreduktion folgt bei gleichförmiger Bewegung $v_{rel} = v_f$, dass eine Verbesserung der Linearität dann zu erwarten ist, wenn ein Reibreduktionsfaktor γ erreicht wird, durch den die Bedingung aus Gleichung 4.34 erfüllt wird. Bei schwingungsüberlagerter Reibungsreduktion gilt nach Gleichung 4.4 für die modifizierte Reibzahl μ^*

$$\mu^* = \mu(v_f) \cdot \gamma(\delta(v_f)). \quad (4.35)$$

Damit lautet die Stabilitätsbedingung für eine Führung mit Reibungsreduktion:

$$\frac{\partial(\mu \cdot \gamma)}{\partial v_f} = \mu(v_f) \frac{\partial \gamma(\delta(v_f))}{\partial v_f} + \frac{\partial \mu(v_f)}{\partial v_f} \gamma(\delta(v_f)) > 0. \quad (4.36)$$

Um den formalen Zusammenhang der Führungsreibungsreduktion mit dem Stick-Slip-Effekt herzustellen, wurden im Versuch die Modellparameter für ein Stribeckreibmodell identifiziert.

4.3.2.1 Modell der Stribeckreibung

Anhand einer Gleitführung mit der Materialpaarung Gleitkunststoff-Stahl wurde die in Abbildung 4.14 dargestellte Reibkennlinie aufgenommen. Der Verlauf zeigt den Stribeckeffekt sehr deutlich. Ab $v_f > 2,7 \text{ mm/s}$ kommt es zum viskosen Anstieg der Reibung. Für die Kennlinie wurden mehrere Reibmodelle identifiziert. Die beste Übereinstimmung mit den Messdaten über den gesamten Geschwindigkeitsbereich lieferte das exponentielle Reibmodell mit $N = 7$

$$\mu(v_{rel}) = \begin{cases} a_1 \cdot \exp\left(-\left(\frac{v_{rel} - b_1}{c_1}\right)^2\right) + \dots + a_N \cdot \exp\left(-\left(\frac{v_{rel} - b_N}{c_N}\right)^2\right) & v_{rel} \neq 0 \\ \mu_0 & v_{rel} = 0. \end{cases} \quad (4.37)$$

Für eine gute Übereinstimmung im gesamten Geschwindigkeitsbereich, waren für dieses Modell sieben exponentielle Termen mit je 3 Parametern notwendig (insgesamt 21 Parameter). Die Parameteridentifikation erfolgte in diesem Fall anhand eines Optimierungsalgorithmus, (Levenberg-Marquardt-Algorithmus Marquardt (1963)). Für die Untersuchung des Stick-Slip genügt jedoch ein einfacheres Reibmodell, das den Reibverlauf für kleine Geschwindigkeiten gut abbildet. Im Modell *exponentiell einfach* (Abb. 4.14) wurde die Gewichtung auf eine gute Übereinstimmung mit den Messdaten für kleine Geschwindigkeiten nahe der Ausklinkgeschwindigkeit gelegt. Dies führt auf das Reibmodell

$$\mu(v_{rel}) = \mu_g + (\mu_0 - \mu_g) \cdot e^{-\frac{v_{rel}}{v_m}} + b \cdot |v_{rel}| \quad (4.38)$$

Die Identifizierten Parameter der Gleitführung sind

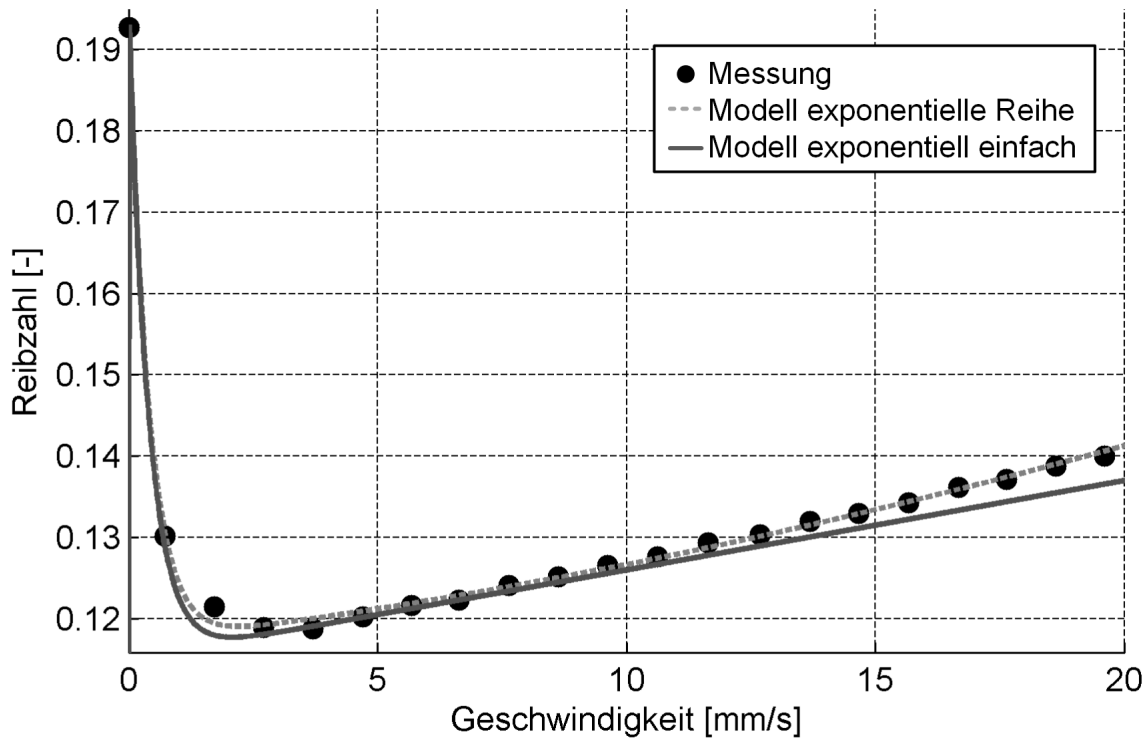


Abbildung 4.14: Messwerte der Reibzahl einer Gleitführung, Materialpaarung Zedex-Stahl bei einer Flächenpressung von $1,54\text{N/mm}^2$

μ_0	μ_g	v_m	b
0,195	0,115	0,4 mm/s	1,1 s/m

Tabelle 4.1: Identifizierte Reibmodellparameter der Gleitführung (Zedex-Stahl; Flächenpressung $1,54\text{N/mm}^2$)

4.3.2.2 Stabilitätsbedingung für Gleitführung mit Reibreduktion

Für das oben genannte Reibmodell kann die Stabilitätsbedingung aus Gleichung 4.36 nun konkret formuliert werden. Bei einer Reibreduktion durch longitudinale Schwingungsüberlagerung (Gleichung 4.8) führt dies auf die Stabilitätsbedingung

$$\begin{aligned} \mu(v_f)\gamma'(\delta(v_f)) + \mu'(v_f)\gamma(\delta(v_f)) &= (\mu_g + (\mu_0 - \mu_g)e^{-v_f/v_m} + bv_f) \frac{2}{\pi \hat{v}_s \sqrt{1 - (v_f/v_m)^2}} + \\ &+ \frac{2}{\pi v_m} \arcsin\left(\frac{v_f}{\hat{v}_s}\right) (b - (\mu_0 - \mu_g)e^{-v_f/v_m}) > 0 \end{aligned} \quad (4.39)$$

Diese Gleichung stellt einen direkten Bezug der Schwingungsüberlagerung zum Stick-Slip Verhalten her. Bei bekannter Stribeckkurve kann daraus für eine bestimmte Vorschubgeschwindigkeit die notwendige Schwingschnelle bestimmt werden.

Gleichung 4.39 gilt, wenn Haft- und Gleitreibung gleichermaßen durch die Schwingungsüberlagerung reduziert werden. Allgemeiner lässt sich die Veränderung des Reibverhaltens durch die Verformung der Stribeckkurve beschreiben. Da beim Mechanismus der Haftreibungsreduktion bisher keine analytische Herleitung des Reduktionseffekts gelungen ist (Abbildung 2.17), erscheint es für die Untersuchung des Zusammenhangs zwischen Stick-Slip-Effekt und Reibungsreduktion naheliegend davon auszugehen, dass eine Reduktion des Reibverhaltens stattfindet und deren Einfluss durch den Verlauf der Stribeckkurve beschrieben werden kann. Im weiteren wird daher untersucht, wie sich eine Veränderung im Verlauf der Stribeckkurve auf das Stick-Slip Verhalten auswirkt. Als Ausgangspunkt dienen die aus den Messungen gewonnenen Modellparameter (Tabelle 4.1). In Abbildung 4.15 ist dargestellt wie sich eine Veränderung der Modellparameter auf den Verlauf der Stribeckreibung auswirkt.

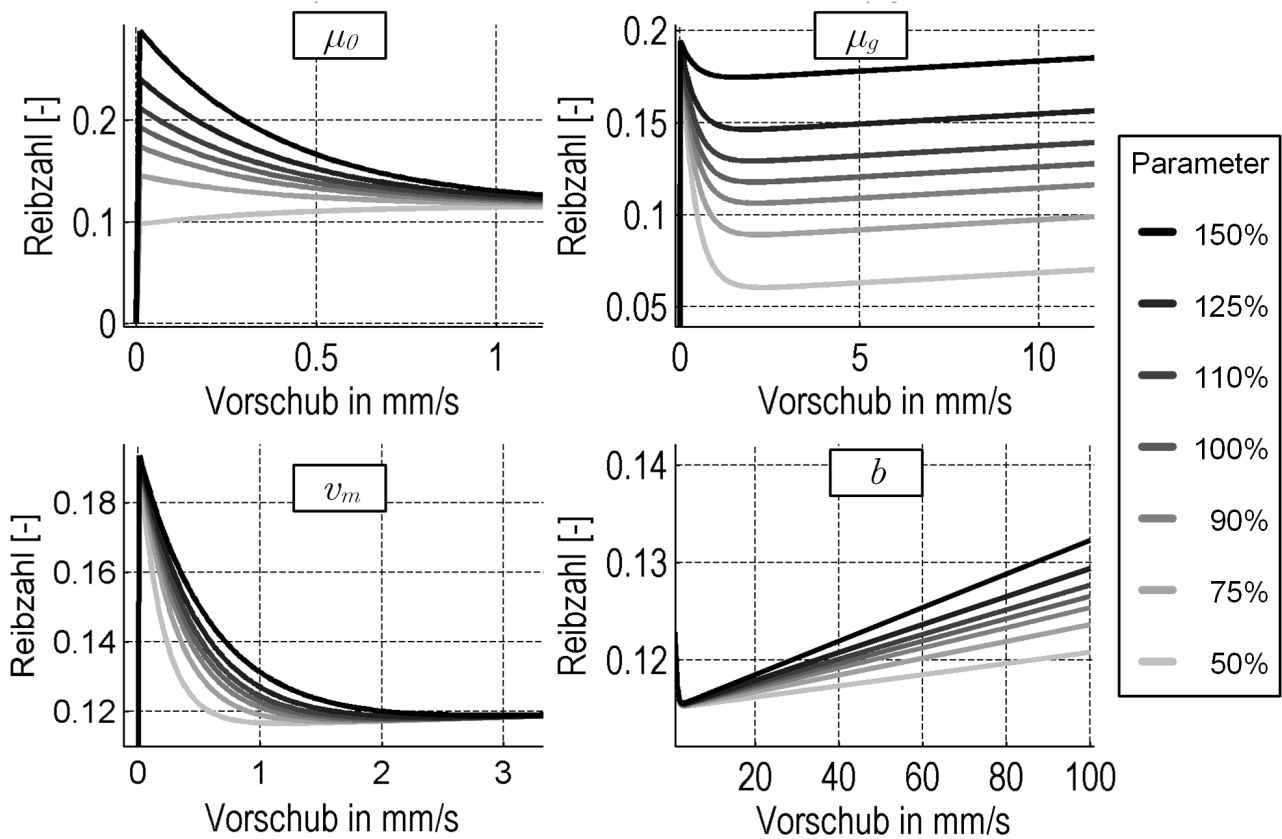


Abbildung 4.15: Einfluss verschiedener Modellparameter (Gl. 4.38) auf den Verlauf der Stribeckkurve

4.3.3 Simulation des Stick-Slip-Effekts

Für die simulative Untersuchung des Stick-Slip bei Reibreduktion wurde das Bandmodell (Gleichung 4.22) in MATLAB/Simulink mit dem Reibmodell Gleichung 4.38 implementiert (Abbildung 4.16). Dabei bezeichnet F_A die vom Antrieb über die elastische Kopplung und Kopplungsdämpfung auf die Führung wirkende Antriebskraft. Der Übergang vom Haften zum Gleiten erfolgt, wenn die Bedingung $F_A > F_{R0}$ erfüllt ist. Im Gleiten wirkt die Stribeckreibung. Der Übergang vom Gleitzustand in den

Haftzustand erfolgt beim Nulldurchgang der Relativgeschwindigkeit. Von Interesse ist es Modellpara-

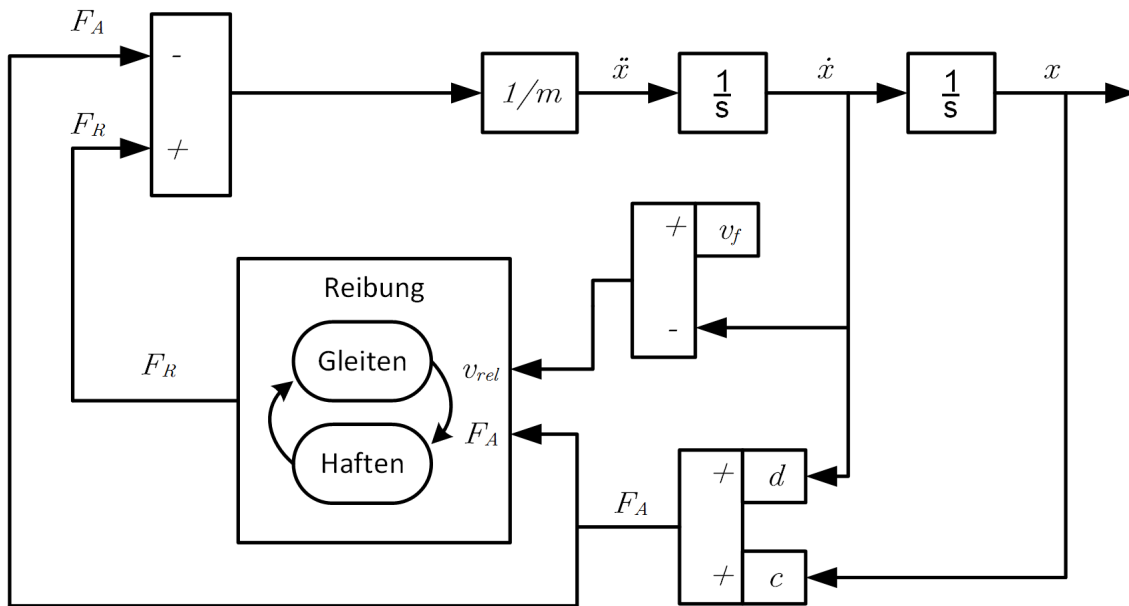


Abbildung 4.16: Signalflussplan zur Simulation des Reibmodelleinfluss auf das Stick-Slip Verhalten

meter auszumachen, für die Stick-Slip auftritt. Hierfür wurde das System durch die Anfangsbedingung leicht aus der Ruhelage bewegt (gemäß Gleichung 4.29) und die Stabilität für verschiedene Vorschubgeschwindigkeiten ausgewertet. In der Simulation zeigt die Führung zwei prinzipielle Verhaltensweisen: eine permanent erregte Schwingung und ein schnell abklingende Schwingung. Wie in Gleichung 4.34 beschrieben, stellt der Übergang vom Haften zum Gleiten den kritischen Bereich im Reibzahlverlauf dar. Im Stribeckmodell ist dieser Übergang hauptsächlich von den beiden Parametern μ_0 und μ_g abhängig. Um die Anzahl der Modellparameter für die Parameterstudie zu reduzieren wird das Reibzahlverhältnis R_μ eingeführt

$$R_\mu = \frac{\mu_g}{\mu_0}. \quad (4.40)$$

Durch die Veränderung der Reibmodellparameter nach Tabelle 4.1 zwischen 10 – 300%, wurden die in Abbildung 4.17 dargestellten Parametergebiete mit und ohne Stick-Slip erstellt. Die Stabilitätsgrenze beschreibt den Verlauf der kritischen Geschwindigkeit v_{krit} . Ist die Relativgeschwindigkeit unterhalb der kritischen Geschwindigkeit ($v_{rel} < v_{krit}$) so kommt es zu Stick-Slip. Durch die Veränderung des Reibzahlverhältnis (Abb. 4.17a) zeigt sich ab einem Verhältnis von $R_\mu \geq 1$ auch für kleine Vorschubgeschwindigkeiten eine stabile Bewegung $v_{krit} = 0$. Das wird auch durch das in Gl. 4.32 angegebene Stabilitätskriterium vorhergesagt, und entspricht einer rein positiven Steigung der Reibkennlinie. Der stärkste Einfluss auf die Linearität hat demnach das Absenken der Haftreibungszahl. Eine Verminderung der kritischen Geschwindigkeit wird auch durch das Absenken der Ausklinkgeschwindigkeit v_m erreicht, jedoch wird diese nicht zu Null. Auch eine steile viskose Kennlinie verbessert die Stabilität, indem die kritische Geschwindigkeit verringert wird.

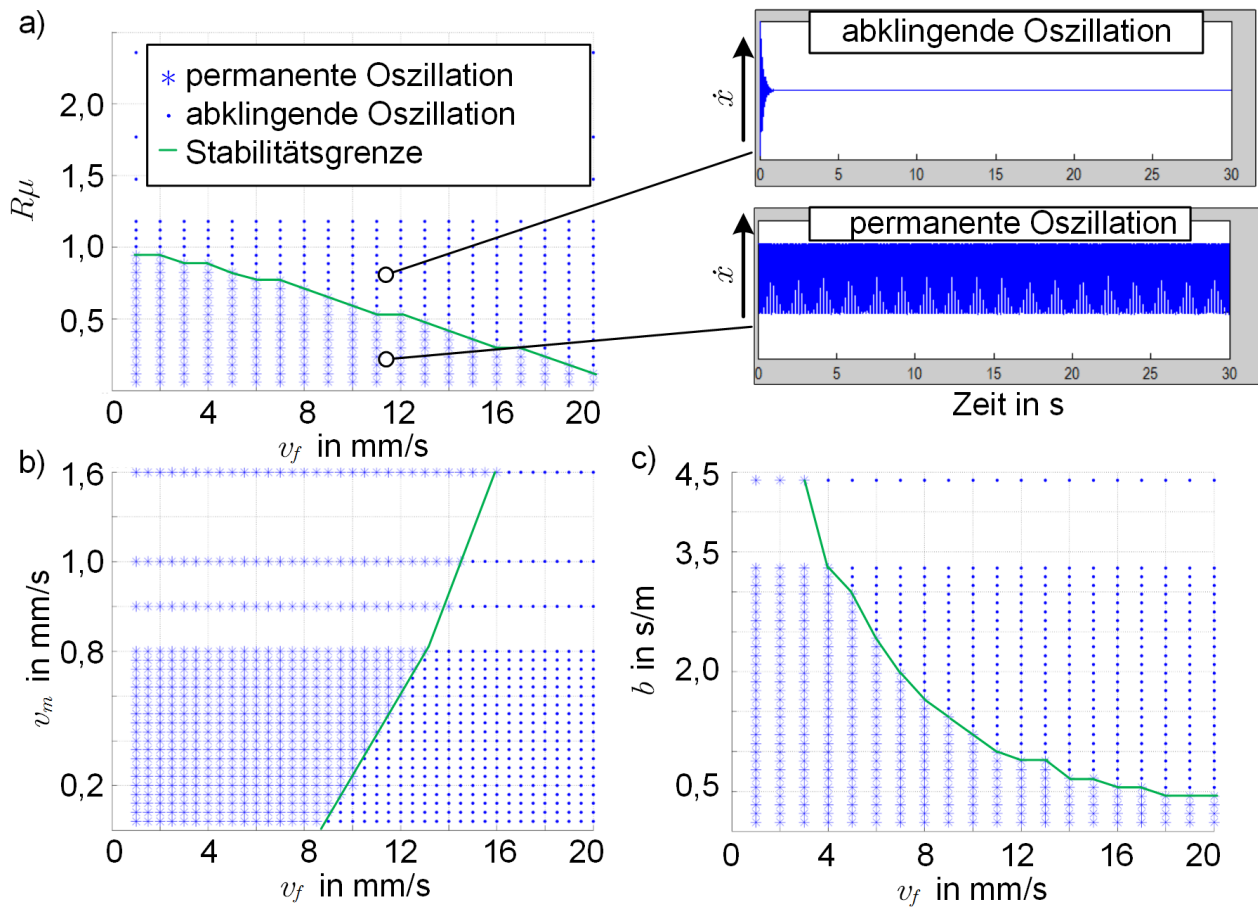


Abbildung 4.17: Abhängigkeit der Erregung einer Stick-Slip Schwingung von den Reibmodellparametern

4.3.3.1 Fazit zum Einfluss der Reibreduktion auf die Linearität

Es wurde gezeigt dass es möglich ist, durch die Veränderung des Reibverhaltens das Auftreten von Stick-Slip zu verändern. Dies gelingt vor allem durch die Reduktion der Haftreibung und Reduktion der Gleitreibung für kleine Geschwindigkeiten. Für die schwingungsüberlagerte Reibungsreduktion bedeutet das, dass einerseits hohe Schwingschnellen \hat{v}_s des Gleitbelags anzustreben sind, während aus den Experimenten in Abbildung 2.17 hervorgeht, dass für die Verminderung der Haftreibung eine hohe Schwingungsauslenkung \hat{x}_s anzustreben ist.

4.4 Einfluss der Reibreduktion auf das Dämpfungsverhalten

Für das System aus Gleichung 4.27 ergibt sich die Dämpfung in Vorschubrichtung durch die Kopplungsdämpfung d und dem Gradienten des Reibzahlverlaufs (Gleichung 4.32). Bei geringer Kopplungsdämpfung

fung (Gleichung 4.33) gilt bei Geschwindigkeiten oberhalb der Ausklinkgeschwindigkeit $v_f \gg v_m$ für den Dämpfungsterm

$$h(\dot{z}) = F_N (\mu(v_f) - \mu(v_{rel})) = F_N (\mu(v_f) - \mu(v_f - \dot{z})). \quad (4.41)$$

Mit

$$\mu(v) = bv \quad (4.42)$$

und der reduzierten Reibzahl

$$\mu^*(v) = \gamma(\delta(v)) \cdot bv \quad (4.43)$$

ergibt sich als Dämpfungsfunktion im Fall der Schwingungsüberlagerung

$$h(\dot{z}) = bF_N \left(\gamma \left(\frac{v_f}{\hat{v}_s} \right) \cdot v_f - \gamma \left(\frac{v_f - \dot{z}}{\hat{v}_s} \right) \cdot (v_f - \dot{z}) \right). \quad (4.44)$$

Aus der Linearisierung des Systems $h(\dot{z}_0 + \delta\dot{z})$ um die Ruhelage ($z = 0, \dot{z}_0 = 0, \ddot{z}_0 = 0$) erhält man für die viskose Dämpfung den Term

$$\frac{\partial h(\dot{z})}{\partial \dot{z}} \Big|_{\dot{z}_0} = bF_N \underbrace{\left(\gamma'(\delta) \frac{v_f}{\hat{v}_s} + \gamma \left(\frac{v_f}{\hat{v}_s} \right) \right)}_{b^*}. \quad (4.45)$$

Dabei beschreibt $b^*(\delta)$ den Verstärkungsfaktor gegenüber der viskosen Dämpfung im normalen System ohne Schwingungsüberlagerung. Diese Gleichung bringt die viskose Dämpfung des schwingungsüberlagerten Systems direkt in Beziehung zum Gradienten der Reibungsreduktionskurve. Da der Gradient der Reduktionskurve (siehe Abbildung 4.11) abhängig von der Schwingungsrichtung α_s ist, ergibt sich für die transversale - und longitudinale Schwingungsüberlagerung ein unterschiedliches Dämpfungsverhalten. Abbildung 4.18 zeigt die Dämpfungsverstärkung $b^*(\delta)$. Bei transversaler Schwingungsüberlagerung ergeben sich demnach ab Geschwindigkeitsverhältnissen von $\delta > 0,4$ leicht höhere Dämpfungswerte ($b^* = 1.131$ für $\delta = 1$). Bei der longitudinalen Schwingungsüberlagerung wird die viskose Dämpfung ab $\delta > 0,6$ verstärkt, bei $\delta = 1$ liegt die Dämpfungsverstärkung bei $b^* = 6$. Im Mechanik-Frequenzgang wirkt sich die Dämpfung eines Systems durch die Amplitude der Resonanzüberhöhung aus. Für ein Beispielsystem mit einer Eigenfrequenz von $f_0 = 30\text{Hz}$ und $d = 1,1\text{s/m}$ (Lehrsche Dämpfung $D = 0,09\%$) (viskose Dämpfung aus Tabelle 4.1) ergibt sich eine Veränderung der Resonanzamplitude wie in Abbildung 4.19 dargestellt.

4.5 Zusammenfassung und Bewertung der theoretischen Untersuchungen

In diesem Kapitel wurde ein Erklärungsmodell für schwingungsüberlagerte Reibreduktion vorgestellt und auf den Kontext der Gleitführung übertragen. Eine Reduktion der Reibung ist sowohl bei longitudinal als auch transversal schwingenden Gleitbelägen zu erwarten. Eine mit gleichen Geschwindig-

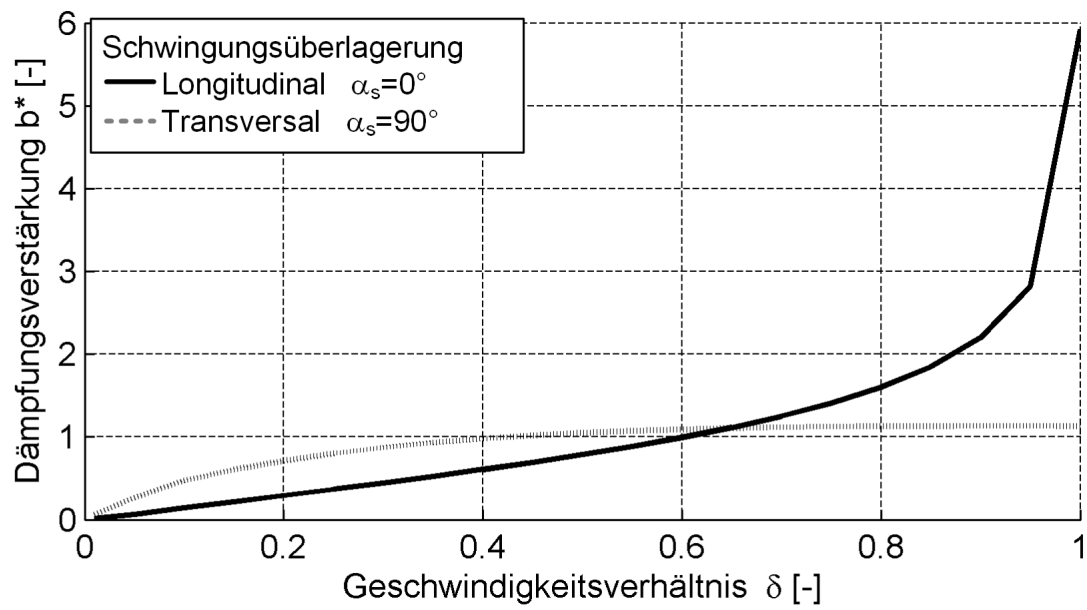


Abbildung 4.18: Verstärkung der viskosen Dämpfung für verschiedene Geschwindigkeitsverhältnisse bei longitudinaler und transversaler Schwingungsüberlagerung

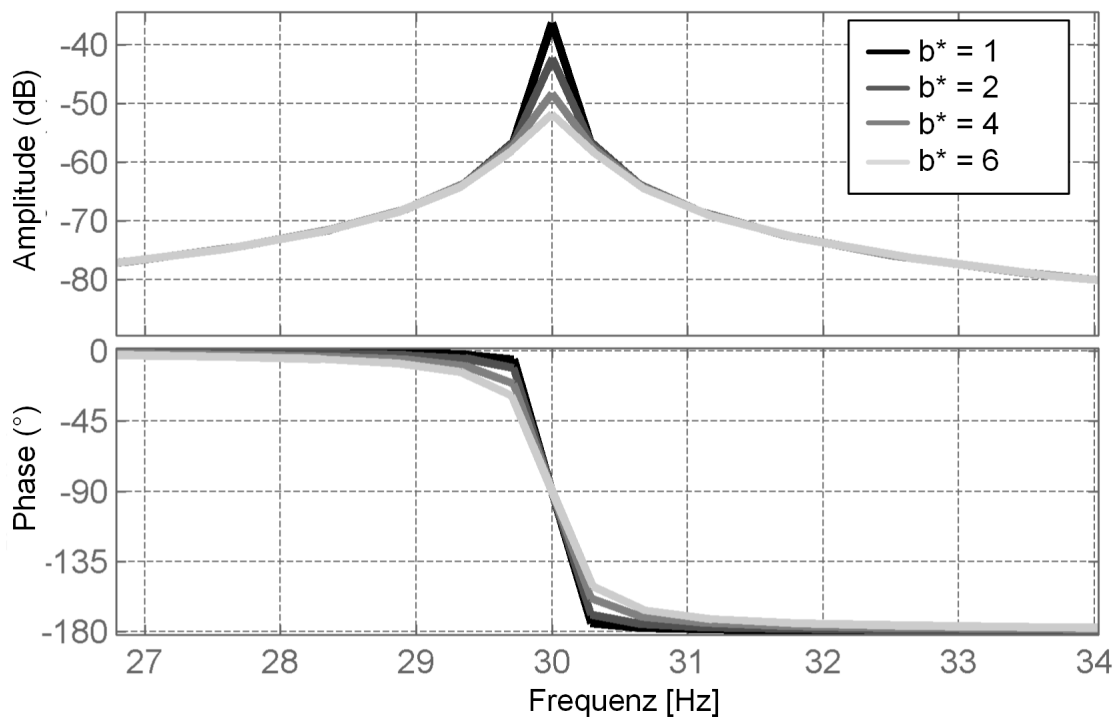


Abbildung 4.19: Einfluss der Schwingungsüberlagerung auf die Veränderung der Resonanzüberhöhung und Phase im Mechanikfrequenzgang

keitsverhältnissen betriebene Schwingführung weist im longitudinalen Fall jedoch höhere Reibreduktionsfaktoren auf. Der Einfluss der Amplitude, Frequenz und Form der Schwingung wurde betrachtet und durch Modellversuche an Materialpaarungen für Gleitführungen validiert. Der zusätzliche Reibearbeitsaufwand für die Reibungsreduktion wurde theoretisch betrachtet und ein erweitertes, allgemeines Modell zur Beschreibung der Reibreduktion für ebene Schwingungen hergeleitet. Um eine möglichst wirksame Reduktion der Gleitreibungskraft zu erreichen kann allgemein gesagt werden:

- die longitudinale Schwingungsanregung bewirkt eine effektivere Reduktion als die transversale Schwingungsanregung
- die stärkste Reduktion ist in aufsteigender Reihenfolge durch dreieck-, harmonisch- und rechteckförmige Schwingungsanregung zu erreichen
- es ist eine möglichst hohe Schwingschnelle anzustreben. Als Orientierung gilt: Die erzeugte Schwingschnelle sollte im Bereich des 10 fachen der Vorschubgeschwindigkeit liegen
- um hohe Schwingamplituden \hat{x}_s zu vermeiden, ist eine möglichst hohe Schwingfrequenz f_s anzustreben
- Geschwindigkeitsverhältnisse unterhalb $\delta < 0,3$ haben eine stark überhöhte Reibarbeit ($\kappa > 2$) zur Folge

Weiterhin wurde der Einfluss der Schwingungsüberlagerung auf die Linearität des Reibverhaltens und den Stick-Slip-Effekt untersucht. Das Absenken der kritischen Geschwindigkeit auf Null gelingt demnach durch eine Angleichung der Haft- und Gleitreibungszahl ($R_\mu > 1$). Das dafür notwendige Absenken der Haftreibung ist laut Stand der Technik durch möglichst hohe Schwingamplituden \hat{x}_s zu erreichen (Kapitel 2.4). Die Absenkung der Gleitreibungszahl für niedrige Geschwindigkeiten wird durch Erhöhen der Schwingschnelle \hat{v}_s erreicht. Abbildung 4.20 wird der reale und ideal-lineare Reibzahlverlauf dargestellt sowie die Parameter der Schwingungsüberlagerung und deren Einfluss auf den Verlauf der Reibzahl.

Aufgrund des Zusammenhangs der Reibreduktionsfaktoren mit der Vorschubgeschwindigkeit ergibt sich durch die Schwingungsüberlagerung ein direkter Einfluss auf die viskose Dämpfung in Bewegungsrichtung. Eine Verbesserung der viskosen Dämpfung ist demnach vor allem bei longitudinaler Schwingungserregung ($\alpha_s = 0^\circ$) bei Geschwindigkeitsverhältnissen von $\delta > 0,6$ zu erwarten.

Für die Gestaltung schwingfähiger Gleitführungen bedeutet dies, dass für hohe Schwingschnellen mit möglichst hohen Anregungsfrequenzen gearbeitet werden sollte. Zudem ist es erstrebenswert, dass der Gleitbelag bei der Betriebsfrequenz f_s eine maximale Schwingamplitude \hat{x}_s aufweist. Aufgrund der starken Reibungsreduktion bei hohen Vorschubgeschwindigkeiten und aufgrund der zu erwartenden Verstärkung der viskosen Dämpfung erscheint die longitudinale Schwingungserregung des Gleitbelags vorteilhaft.

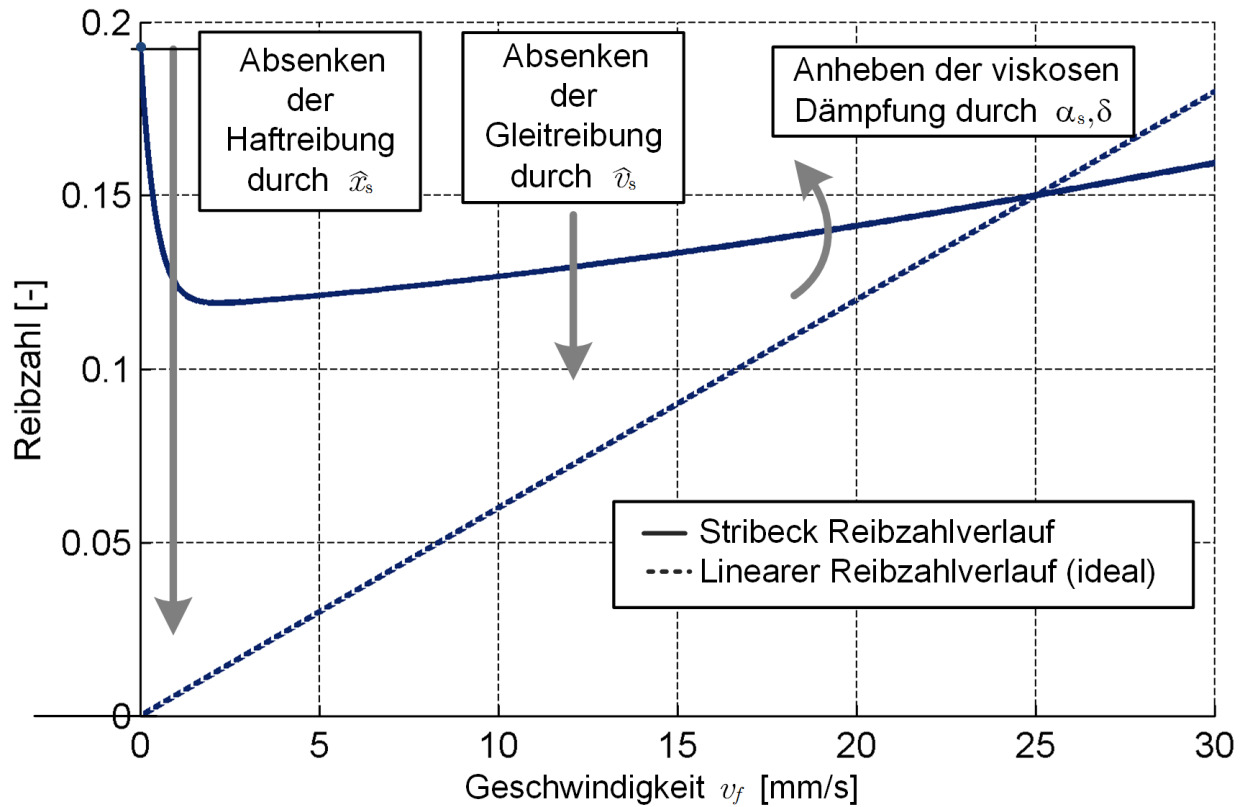


Abbildung 4.20: Einfluss der Parameter der Schwingungsüberlagerung auf die Veränderung der Stribeckkurve

5 Gestaltungsprinzipien für Schwingführungen

Im vorherigen Kapitel wurde gezeigt, welche Auswirkungen durch die Schwingungsüberlagerung eines Gleitbelags auf die Reibung, den Stick-Slip-Effekt und die Dämpfung einer Führung zu erwarten sind. In diesem Kapitel werden Gestaltungsprinzipien für den Aufbau schwingfähiger Gleitführungen erörtert um diese Effekte auf eine Gleitführung zu übertragen. Bei der Gestaltung der Schwingführung spiegeln sich sowohl Anforderungen aus der Führungsaufgabe (Abbildung 2.11) als auch Anforderungen aus der schwingungerregten Reibreduktion (Kapitel 4.5) wieder. Die wichtigsten Anforderungen sind eine hohe Steifigkeit gegenüber Belastungskräften und die Erzeugung einer hohen Schwingschnelle zwischen Gleitbelag und Schiene. Zunächst stellt sich die Frage, wie eine Schwingung im Kontaktbereich zwischen Gleitbelag und Führungsschiene erzeugt werden kann.

5.1 Prinzipien zur Schwingungserregung

Bei einer Gleitführung (Abbildung 5.1) sind prinzipiell zwei Ansätze zur Erregung einer Relativschwingung zwischen Gleitbelag und Schiene denkbar: die wagenseitige Einleitung der Schwingung und die schienenenseitige Einleitung. Für die schienenenseitige Anregung kommt aufgrund der starr an das Maschi-

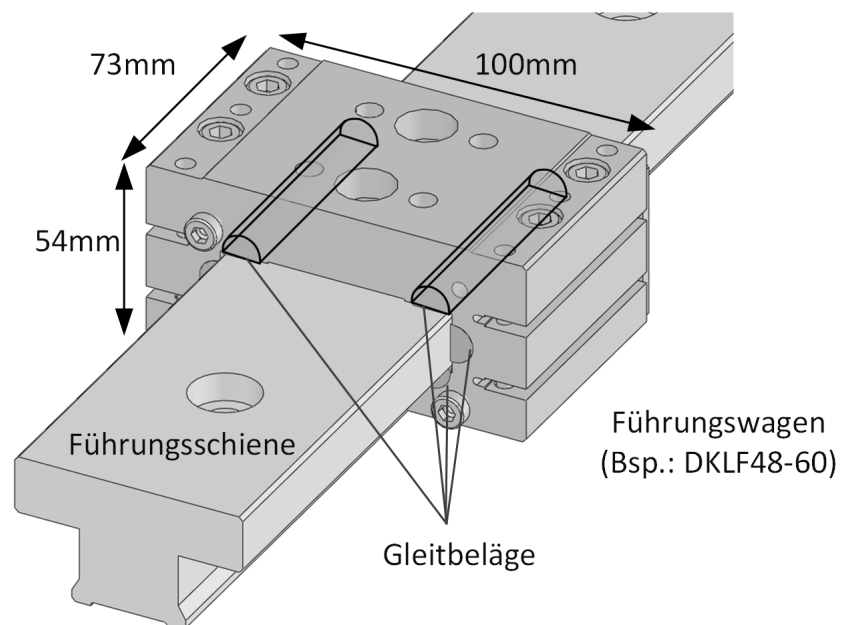


Abbildung 5.1: Ansätze zur Erregung einer Relativschwingung zwischen Gleitbelag und Schiene

nenbett gekoppelten Führungsschiene nur eine Anregung der Schienenoberfläche mittels Körperschall in Frage. Für die Anregung kommen die in Kapitel 2.5.4.1 vorgestellten Methoden der Rayleighwellerregung in Betracht. Diese führen zur Ausbildung von stehenden Wellen mit entlang der Schiene

verteilten Wellenbäuchen und Wellenknoten. Für den Betrieb der Schwingführung birgt dieser Ansatz die Schwierigkeit eine Möglichkeit zu finden, die Lage der Wellenbäuche fortlaufend mit der Lage des Führungswagen zu synchronisieren. Um die maximale Schwingschnelle im Kontaktbereich zwischen Gleitbelag und Führungsschiene sicherzustellen ist es daher effektiver, die Schwingung direkt am Führungswagen zu erregen und somit eine ortsunabhängige Schwingschnelle für die Reibungsreduktion zu nutzen. Für die wagenseitigen Schwingungserregung wird im Führungswagen ein Schwingmodul eingebracht. Das Schwingmodul beinhaltet einen Aktor zur Schwingungserregung und einen Resonator zur Verstärkung und Übertragung der Schwingung auf den Gleitbelag. Das Schwingmodul verfügt über eine Montagefläche zur Kopplung mit dem Schwingführungswagen. Daraus ergeben sich die in Abbildung 5.2 dargestellten Komponenten der Schwingführung. Im Gegensatz zur schienen-

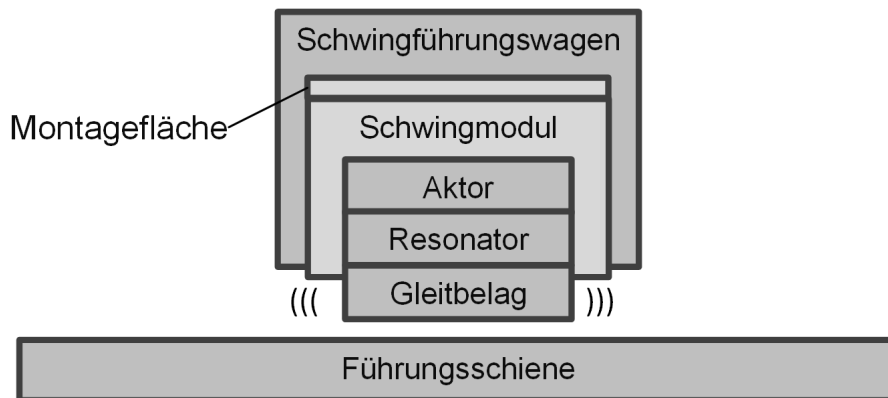


Abbildung 5.2: Komponenten der Schwingführung bei wagenseitiger Schwingungserregung

seitigen Anregung muss hier der Aktor mitgeführt und eine Möglichkeit zur Energieversorgung des Aktors berücksichtigt werden. Wie in Kapitel 4.2 gezeigt wurde, kann die Reduktion der Reibung durch longitudinale oder transversale Schwingungsrichtung erfolgen. Daraus ergeben sich verschiedene Anordnungsmöglichkeiten der Schwingführungskomponenten. Für beide Arten werden im folgenden Einleitungskonzepte vorgestellt.

5.2 Prinzipielle Anordnungen der Schwingführungskomponenten

Abbildung 5.3 zeigt Anordnungen zur Schwingungseinleitung. In Abbildung 5.3 a)-b) sind drei Schwingmodulbauformen dargestellt, die mit Longitudinalwellen und einer Schwingungseinleitung in x-Richtung arbeiten. Bei der Konzeptvariante a) ist je Gleitbelag ein Aktor vorgesehen. Der Aktor regt hierbei die Gleitbeläge direkt an. Aktor und Gleitbelag müssen sich bei dieser Variante von einem Gegenkörper abstoßen. Der Vorteil dieser Bauart liegt vor allem in der kurzen Bauform. Allerdings kommt kein Resonator für die Vergrößerung der Schwinggeschwindigkeit zum Einsatz und die kinetische Energie, die in die Gegenmasse abgeführt wird, bleibt ungenutzt. Bei der Bauform b) sitzt der Aktor zwischen zwei Gleitbelägen. Die beiden Gleitbeläge schwingen hierbei gegeneinander, was einen Gegenkörper überflüssig macht. Somit kann die Schwingenergie des Aktors besser ausgenutzt werden. Auch hier ist eine kompakte Bauform möglich. Die Bauform in Abbildung c) behält das Prinzip von Bauform

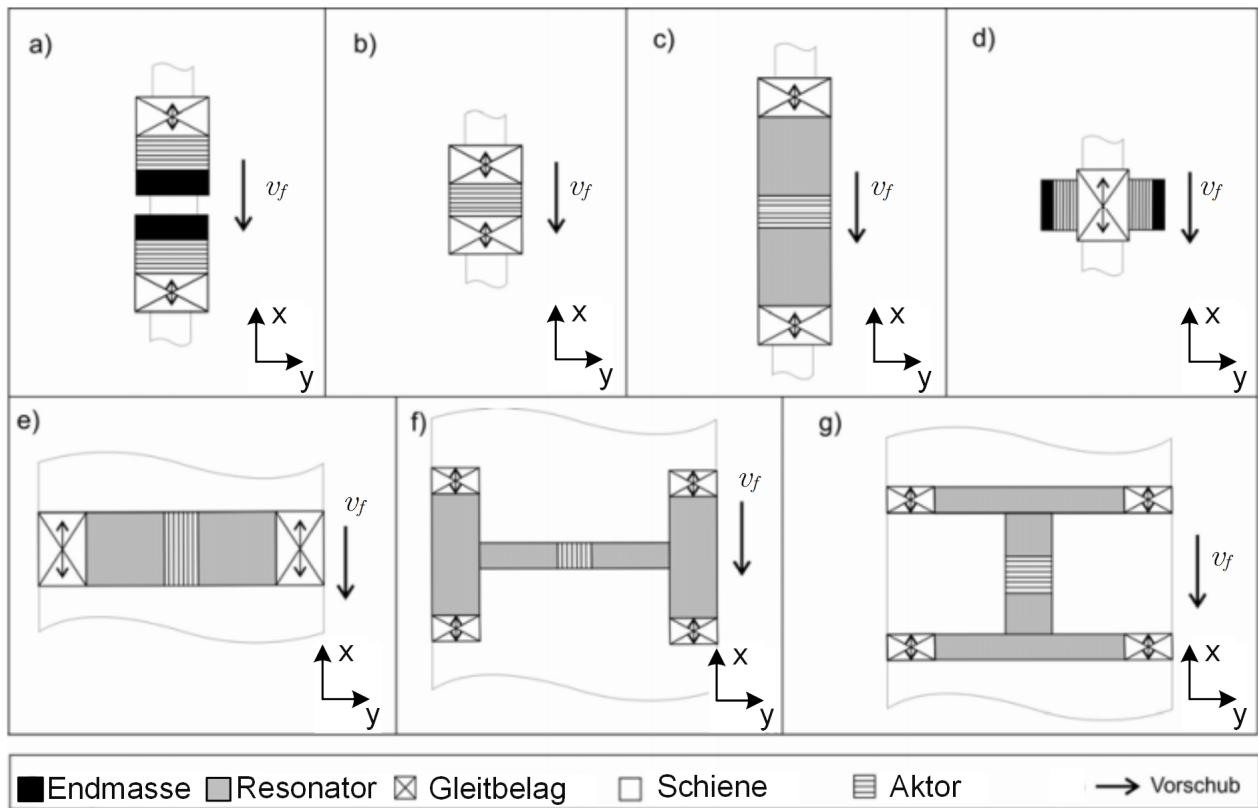


Abbildung 5.3: Verschiedene Anordnungen von Führungen und Piezoaktoren auf Führungsbahnen Koch (2012)

b) bei. Zusätzlich werden hier Resonatoren zur Amplitudentransformation verwendet. Dadurch lassen sich größere Schwinggeschwindigkeiten erreichen, als mit Bauform a) und b). In Abbildung 5.3 d) und e) sind zwei Schwingmodulkonzepte dargestellt, die mit Transversalwellen arbeiten. Die Aktoren sind hierbei senkrecht zur Schiene in y-Richtung angeordnet, dadurch kann ein möglichst großer Bereich der Schiene als Gleitfläche dienen. Auch hier ist eine Variante ohne Resonator mit Endmasse Variante d) und eine Variante mit Resonator Variante e) denkbar. Letztere ist analog zur Variante c) zwischen zwei Gleitbelägen montiert. Variante f) stellt ein Hybridkonzept dar, das eine Mischform aus Longitudinal- und Transversalwellen bildet. Dabei breitet sich im querliegenden Aktor, wie bei Variante e), eine Transversalwelle aus, die oberhalb der Schiene die Gleitbeläge longitudinal anregen. Hierbei ist ein mehrfacher Einsatz von Resonatoren denkbar. Analog zu Variante f) vereint auch die Konstruktionsvariante g) zwei Wellenarten, wobei hier die Longitudinalschwingung des Aktors in eine Transversalschwingung zur Anregung der Gleitbeläge übergeht.

Von den hier vorgestellten Konzepte zur prinzipielle Gestaltung von Schwingmodulen werden im weiteren die Variante b) und c) einer longitudinalen Schwingungserregung im Schwingmodul näher betrachtet. Die longitudinale Schwingungserregung zusammen mit einem Resonator zur Schwingschnellenverstärkung verspricht hohe Schwingschnellen bei gleichzeitig kompakter Bauweise.

5.3 Vorgehensweise zur Gestaltung des Schwingmoduls

Das ermittelte Vorgehen zum Aufbau einer Schwingführung ist in Abbildung 5.4 dargestellt. Das

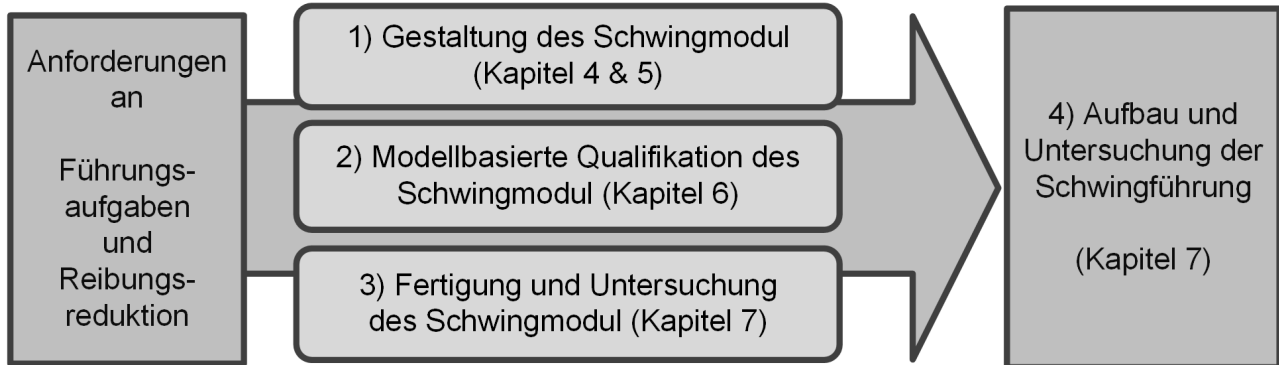


Abbildung 5.4: Vorgehensweise für den Aufbau von Schwingführungen

entworfene Schwingmodul wird hinsichtlich seiner Schwingungseigenschaften und dem Steifigkeitsverhalten bewertet und gegebenenfalls modifiziert. Entspricht das simulierte Verhalten den Anforderungen, erfolgt die Fertigung und experimentelle Untersuchung des Schwingmoduls. Abschließend wird aus den Schwingmodulen ein Schwingführungswagen entwickelt und das steuerbare Reibverhalten der Schwingführung experimentell untersucht.

Die Entwicklung einer Schwingführung beginnt mit der Gestaltung des Schwingmoduls als zentralem Funktionsträger zur Schwingungserregung. Wie in Kapitel 4 gezeigt, folgt aus der Anforderung der Reibreduktion für das Schwingmodul die Forderung nach einer möglichst hohen Schwingschnelle \hat{v}_s . Die Reduktionseigenschaften stehen damit in direktem Zusammenhang mit der Auslenkungsamplitude und Schwingfrequenz $\hat{v}_s = f(f_s, \hat{x}_s)$. Bei der Gestaltung des Schwingmoduls geht es demnach darum, einen Aktortyp und eine Aktorbauform zu bestimmen, Form und Material des Resonators zu ermitteln sowie Material und Ankopplung des Gleitbelags so festzulegen, dass die am Gleitbelag erzeugte Schwingschnelle bei der Betriebsfrequenz maximal ist.

5.3.1 Gestaltungsgrundlagen für den Aktor

Die für die Reibungsreduktion notwendige Schwingschnelle \hat{v}_s ergibt sich aus der am Aktor erzeugten Schwingamplitude \hat{x}_a der Betriebsfrequenz f_s und der Übertragungscharakteristik des Resonators $G_R(f_s)$, es gilt:

$$\hat{v}_s = 2\pi f_s \hat{x}_s = 2\pi f_s G_R(f_s) \hat{x}_a. \quad (5.1)$$

Das heißt, eine hohe Schwingschnelle wird dann erreicht, wenn die Schwingamplitude am Aktor möglichst groß ist und die Übertragungscharakteristik des Resonators ein Maximum bei einer möglichst hohen Betriebsfrequenz aufweist. Die Größenordnung der erreichbaren Schwingfrequenzen und der Auslenkungsamplituden wird durch die Wahl des Anregungsprinzips festgelegt. Weiterhin kann die

Schwingamplitude des Aktors nicht beliebig hoch gewählt werden, da eine Rückwirkung auf den Führungswagen aufgrund der Kopplung nicht zu vermeiden ist - jedoch eine Schwingungsanregung des Maschinenschlittens unerwünscht ist. Für die Schwingführung ist demnach ein Kompromiss zu finden zwischen ausreichend großer Schwingamplituden zur Veränderung der Reibung (siehe Kapitel 2.4) und möglichst kleiner Schwingamplituden, um störende Rückwirkungen der Schwingungen auf den Führungswagen klein zu halten. Nach Gleichung 5.1 ist daher die Wahl hoher Schwingfrequenzen anstelle von hohen Auslenkungsamplituden anzustreben.

An einem Rechenbeispiel sollen hier die notwendigen Schwingungsgrößen einer Reibungsreduktionsaufgabe veranschaulicht werden: Mit einer longitudinalen Schwingung des Gleitbelags soll durch eine zehnfache Geschwindigkeitsüberhöhung der Schwingschnelle gegenüber der Vorschubgeschwindigkeit ($\delta = 0,1$) eine Reibreduktion um 94% ($\gamma = 0,06$) erreicht werden. Für eine Vorschubgeschwindigkeit von $v_f = 1m/s$ folgt daraus für die Schwingschnellenamplitude $\hat{v}_s = 10m/s$. Aus Gleichung 5.1 ergeben sich dann die in Tabelle 5.1 aufgezeigten Kenngrößen für die Schwingungserzeugung.

Schwingungsparameter für $\hat{v}_s = 10m/s$	
Schwingfrequenz f_s	Auslenkungsamplitude \hat{x}_s
30 Hz (hörbar)	53 mm
1 kHz (hörbar)	1,59 mm
20 kHz	80 μm
30 kHz	53 μm
100 kHz	15,9 μm

Tabelle 5.1: Zusammenhang von Schwingamplitude und Schwingfrequenz

Zieht man weiterhin in Betracht, dass die Schwingung des Schwingmoduls nicht vollständig von dem Führungswagen entkoppelt werden kann und eine Beeinflussung der Führungsposition nicht erwünscht ist, dann ergibt sich die oben genannten Präferenz für möglichst kleine Auslenkungsamplituden \hat{x}_s . Damit wird für die Schwingfrequenz vor allem der Ultraschallbereich mit $f_s > 20kHz$ relevant. Weiterhin spricht die Lärmbelastung einer Schwingungsanregung im hörbaren Bereich für die Verwendung von Ultraschall.

In der Ultraschalltechnik wird zwischen Leistungultraschall, meist im Frequenzbereich von 20 bis 100kHz, und darüber von Kleinsignalultraschall gesprochen. Leistungultraschall wird überall dort benötigt wo durch möglichst hohe Amplituden eine möglichst wirksame mechanische Arbeit verrichtet werden soll Kuttruff (1988). Auch die Schwingungserregung des Gleitbelags fällt in diese Kategorie, da anzustreben ist mit möglichst kleinen Auslenkungen eine hohe Schwingschnelle zu erzielen. Wie in Kapitel 2.5.4 aufgeführt, werden für longitudinale Schwingungserregung üblicherweise Piezoaktoren nach dem Prinzip des Verbundschwingers aufgebaut (siehe Abbildung 5.5). Weiterhin ist der Piezoaktor durch das Aufbringen einer mechanischen Vorspannung so auszulegen, dass keine Zugspannungen im Piezomaterial auftreten. Für das elektrische Feld an einem Piezoaktor der Höhe h mit der angelegten Spannung U_a gilt

$$\tilde{E} = \frac{U_a}{b}. \tag{5.2}$$

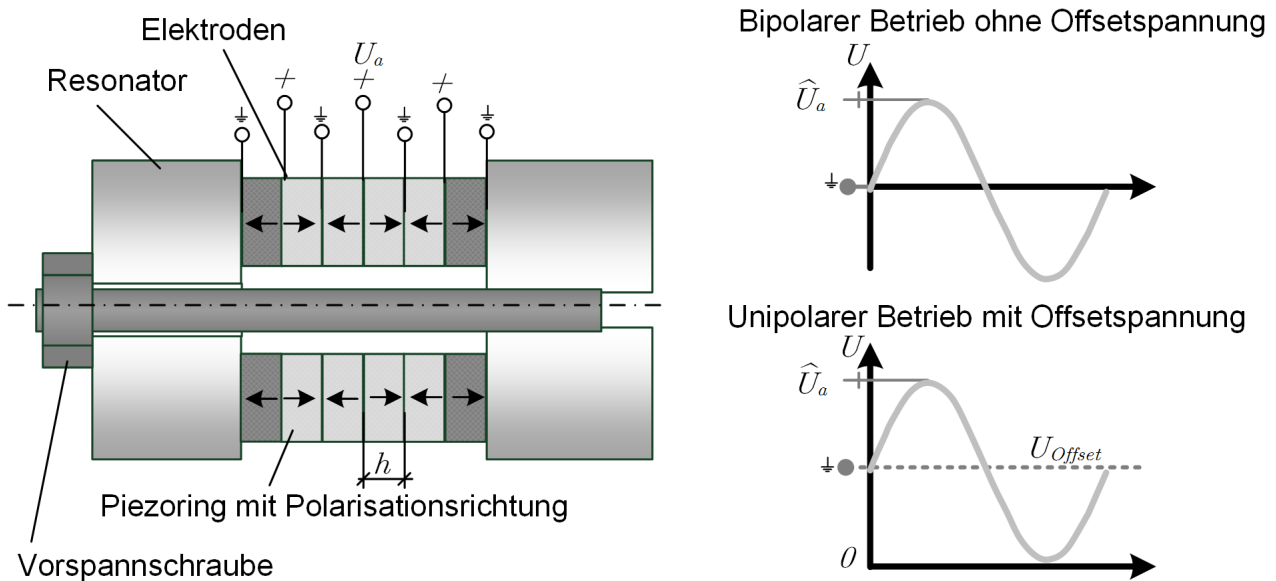


Abbildung 5.5: Schwingmodul mit alternierend angeordneten Piezoaktoren im Unipolaren und Bipolaren Betriebsfall

Eine Steigerung des elektrischen Feldes und damit der Schwingamplitude \hat{x}_a ist also durch dünnere Piezoaktoren oder eine Erhöhung der elektrischen Spannung möglich. Wird die Höhe der Piezoaktoren verringert, ist aus Sicherheitsgründen darauf zu achten, dass der Abstand der Elektroden noch deutlich über der Durchschlagsspannung des Isolators und der Piezokeramik liegt (für Luft liegt diese bei $E_D = 3,3kV/mm$). Ausgehend von der spannungsbehafteten Mittelelektrode ist darauf zu achten, dass die Polarisation der Piezoaktoren nach außen hin alternierend erfolgt (siehe Abbildung 5.5). Um eine Kontraktion und den damit verbundenen Verlust der mechanischen Druckvorspannung zu vermeiden, können die Piezos durch eine Offset-Spannung auch unipolar betrieben werden. Um die Endmassen von der dann anliegenden Offset-Spannung zu isolieren, werden an beiden Enden weitere (Piezo)keramiken als isolierende Elemente im Stapel eingebracht. Beim bipolaren Betrieb mit potentialfreier Erde können diese auch als zusätzliche Piezoaktoren mitverwendet werden.

5.3.2 Gestaltungsgrundlagen für den Resonator

Der Piezoaktor emittiert Körperschallwellen in den Resonator, der diese gegebenenfalls transformiert und zum Gleitbelag weiterleitet. Allgemein gilt, dass Bauteile im Schwingmodul, deren Länge nicht klein im Vergleich zu der Wellenlänge der Ultraschallschwingung sind, als Wellenleiter betrachtet werden müssen. Für den Resonanzfall des Verbundschwingers nach Abbildung 2.25 gilt laut Conrath (2006):

$$\tan\left(\frac{\omega h}{2c_P}\right) \cdot \tan\left(\frac{\omega l}{c_M}\right) = \frac{Z_P}{Z_M}. \quad (5.3)$$

Da Gleichung 5.3 nur für den unbelasteten Fall der Endmassen gültig ist und die Wirkung der Vorspannschraube vernachlässigt wird, ist diese Gleichung als Annäherung des realen Resonanzfalls anzusehen.

Geht man beim Gleitbelag davon aus, dass dieser klein gegenüber dem Wellenlänge ausgeführt ist, so kann der Resonator unabhängig vom Gleitbelag gestaltet werden. Das Ziel beim Entwurf des Resonators ist dann, eine möglichst hohe Schwingungsschnellenamplitude \hat{v}_s dort zu erreichen, wo der Gleitbelag am Resonator angekoppelt ist. Dies wird am besten durch die Platzierung der Gleitbeläge am Schwingungsknoten des Resonators erreicht. Ausgangspunkt für die Auslegung des Resonators ist die longitudinale Eigenschwingungsform eines Rundstabs. Abbildung 5.6 zeigt den Zusammenhang zwischen der ersten longitudinalen Eigenfrequenz und der Stablänge für Stäbe verschiedener Materialien mit Stabgeometrien der Länge L und des Durchmessers D (Gleichung 2.6). Für schlanke Stäbe mit

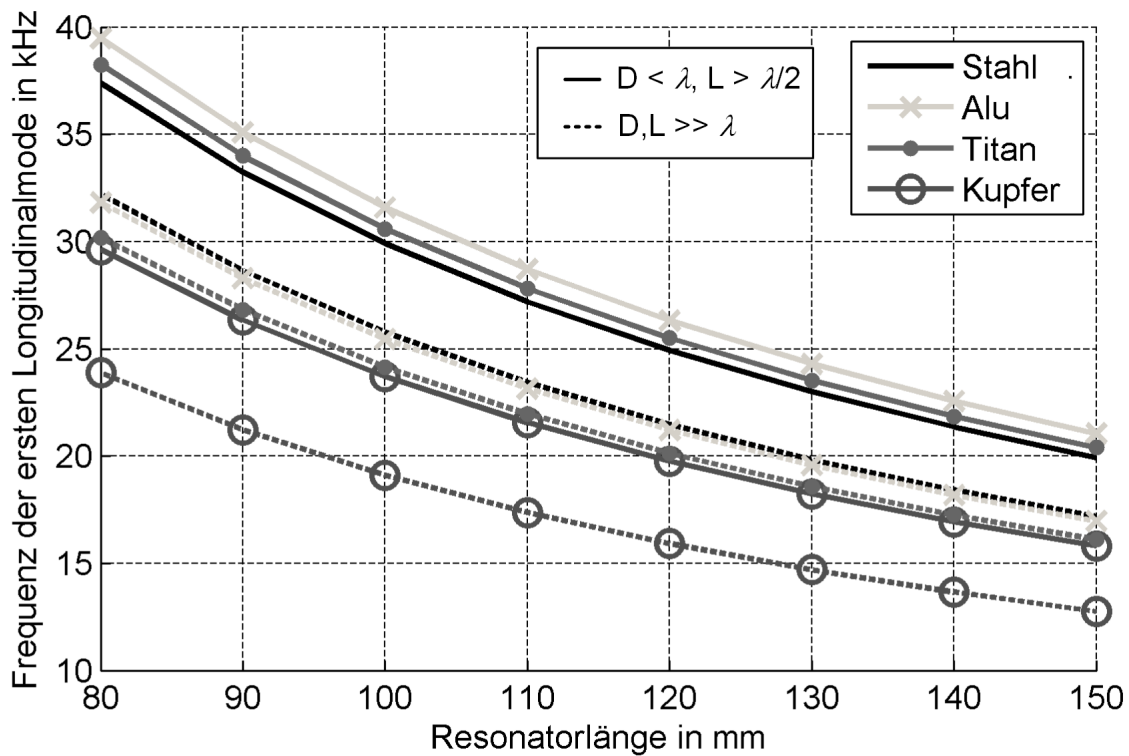


Abbildung 5.6: Zusammenhang der Stablänge und Lage der ersten longitudinalen $\lambda/2$ -Eigenfrequenz verschiedener Materialien

$D < \lambda$ ergeben sich für die Ausbildung der kleinsten longitudinalen Eigenfrequenz ($f_s = \lambda/2$) im Ultraschallbereich bis 40kHz Resonatorlängen von $80 - 140\text{mm}$. Deutlich ist auch die Absenkung der Resonanzfrequenz für Dicke Stäbe.

Abbildung 5.7 zeigt den Einfluss des Stabdurchmessers auf die Lage der Eigenfrequenz der ersten longitudinal Mode ($\lambda/2$ -Schwingung). Zu erkennen ist ein Absenken der Eigenfrequenz um 1kHz durch eine Durchmessererweiterung von 10mm auf 80mm . Die Veränderung der Eigenfrequenz wurde für verschiedenen Materialien untersucht. Nach Gleichung 2.7 ist für die Höhe der Frequenz vor allem das

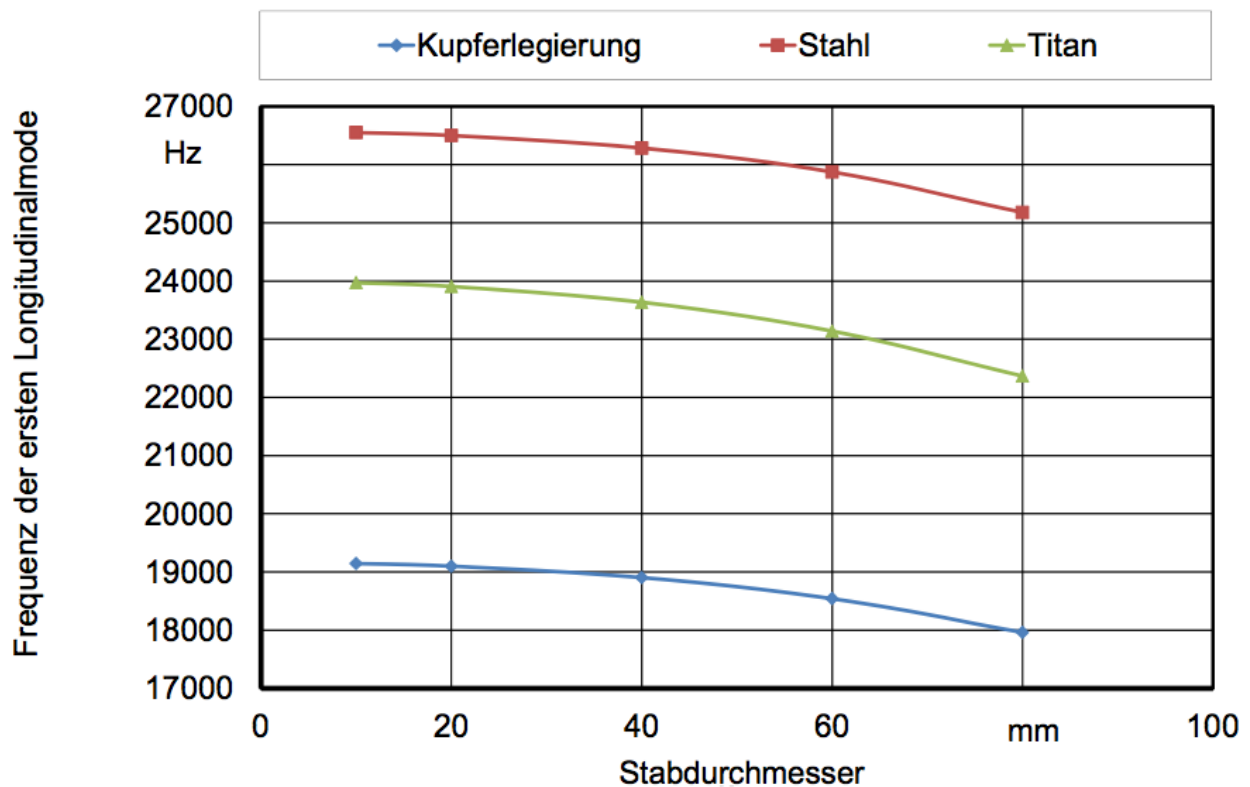


Abbildung 5.7: Einfluss des Materials und des Stabdurchmessers auf die Lage der ersten longitudinalen Eigenfrequenz ($L_0 = 95\text{mm}$)

Verhältnis des E-Modul zur Materialdichte verantwortlich. Ist der Durchmesser eines in Längsrichtung schwingenden Stabes nicht klein gegenüber der Wellenlänge der betrachteten Longitudinalschwingung, bilden sich auch in dessen Querrichtung Wellen aus. Durch den Einfluss der Querkontraktion kommt es so zu unerwünschten Schwingungsformen des gesamten Stabes in verschiedene Raumrichtungen.

5.3.2.1 Materialauswahl für den Resonator

Neben dem bereits genannten Einfluss des Materials auf die Eigenfrequenz wird vom Aufbau des Schwingmoduls eine hohe Wechselfestigkeit gefordert, um ein Materialversagen zu verhindern. Aus der Praxis ist bekannt, dass die Titanlegierung TiAlV64 und die Aluminiumlegierung AlCuMg2 diese Eigenschaft für Schwingungsamplituden bis etwa $\hat{x}_s = 40\mu\text{m}$ und Frequenzen von $f_s = 20\text{kHz}$ aufweisen ZVEI (2006). In Abbildung 5.8 sind Ergebnisse für die berechneten Schwingschnellen einer Stabsonotrode für drei verschiedene Materialien dargestellt. Bei gleichbleibendem mechanischem Druck von $\sigma = 30\text{MPa}$ ergeben sich für Titan die höchsten Schwingschnellen.

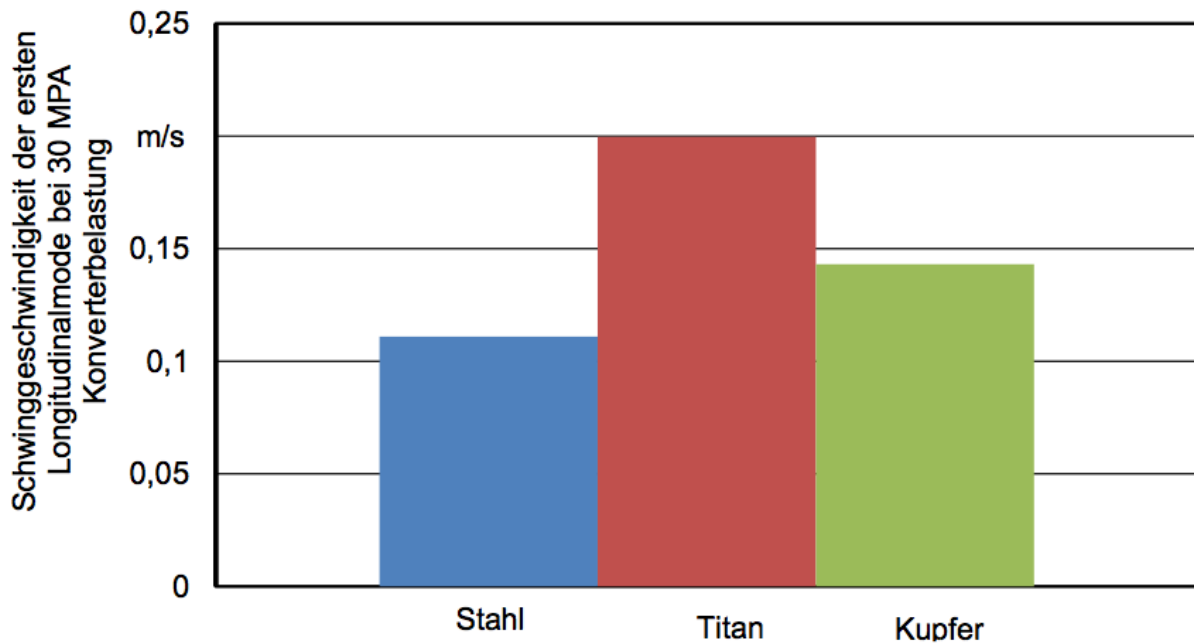


Abbildung 5.8: Berechnete Schwingschnellen der ersten Longitudinalmode für Stabsonotroden bei konstanter Belastung des Aktors (Stab $L = 95mm$, $D = 20mm$)

5.3.2.2 Anpassung der Resonanzfrequenz

Für eine maximale Reibreduktionswirkung muss die Betriebsfrequenz f_s der Schwingführung auf die Resonanzfrequenz f_R des Schwingmoduls abgestimmt sein. Diese Abstimmung kann prinzipiell durch eine mechanische Veränderung des Schwingmoduls oder der Anpassung der Betriebsfrequenz des Umrichters vorgenommen werden. Kommen in einem Schwingführungsaufbau mehrere Schwingmodule zum Einsatz ist es jedoch erstrebenswert, die einzelnen Resonanzfrequenzen der Schwingmodule aufeinander abzustimmen.

Nach Gleichung 2.6 kann die Resonanzfrequenz durch Verkürzen der Gesamtlänge erhöht werden. Im Bereich des Ultraschallwerkzeugbaus werden Resonatoren daher meist $2 - 3mm$ länger gefertigt als durch die Schwingungsauslegung errechnet ZVEI (2006). Die Feinabstimmung erfolgt dann durch sukzessives Verkürzen der Sonotrodenlänge und erneutes Ermitteln der Resonanzfrequenz im Versuchsaufbau. Eine Absenkung der Resonanzfrequenz kann bei einer gestuften Resonatorgeometrie dadurch erreicht werden dass die Länge des Resonatorrumpfes (dickerer Querschnitt) gekürzt wird. Allgemein bewirkt auch eine breite Kerbe im Bereich des Sonotrodenschwerpunktes eine Verringerung der Resonanzfrequenz. Auch die mechanische Vorspannung beeinflusst die Lage der Resonanzfrequenz, daher kann der Vorspannmechanismus auch zur Anpassung der Resonanzfrequenz genutzt werden. In Conrath (2006) werden verschiedene Verfahren zur offline und online Adaption der Resonanzfrequenz eines Ultraschallwerkzeuges zum Rohrziehen untersucht. Als zweckmäßig erwies sich dabei die Ankopplung einer Zusatzmasse.

5.3.3 Schwingschnellentransformation bei kurzen Schwingmodullängen

Für Schwingmodule ergeben sich durch das Transformationsverfahren (Kapitel 2.5.4.2) sehr große Baulängen. Wird das Schwingmodul beispielsweise aus Stahl gefertigt, ergibt sich für eine Rundstabgeometrie mit einem Durchmesser von 20 mm und der angestrebten Resonanzfrequenz ($\lambda/2$ -Schwingung) von $f_s = 25\text{ kHz}$ eine Stablänge von $119,8\text{ mm}$. Die Baulänge für die Amplitudentransformation nach dem $3\lambda/2$ -Prinzip ergibt daher eine Gesamtlänge von $359,4\text{ mm}$. Im folgenden Abschnitt wird der Entwurf von Schwingmodulen mit Baulängen kleiner als $\lambda/2$ behandelt.

Für Untersuchung möglicher Schwingschnellentransformationen wurde die in Abbildung 5.9 gezeigte Stabgeometrie harmonisch angeregt. Dabei wurde die Gesamtlänge von 100 mm vorgegeben und die Lage des Querschnittsprungs durch die Veränderung der Rumpflänge L_1 variiert. Untersucht wur-

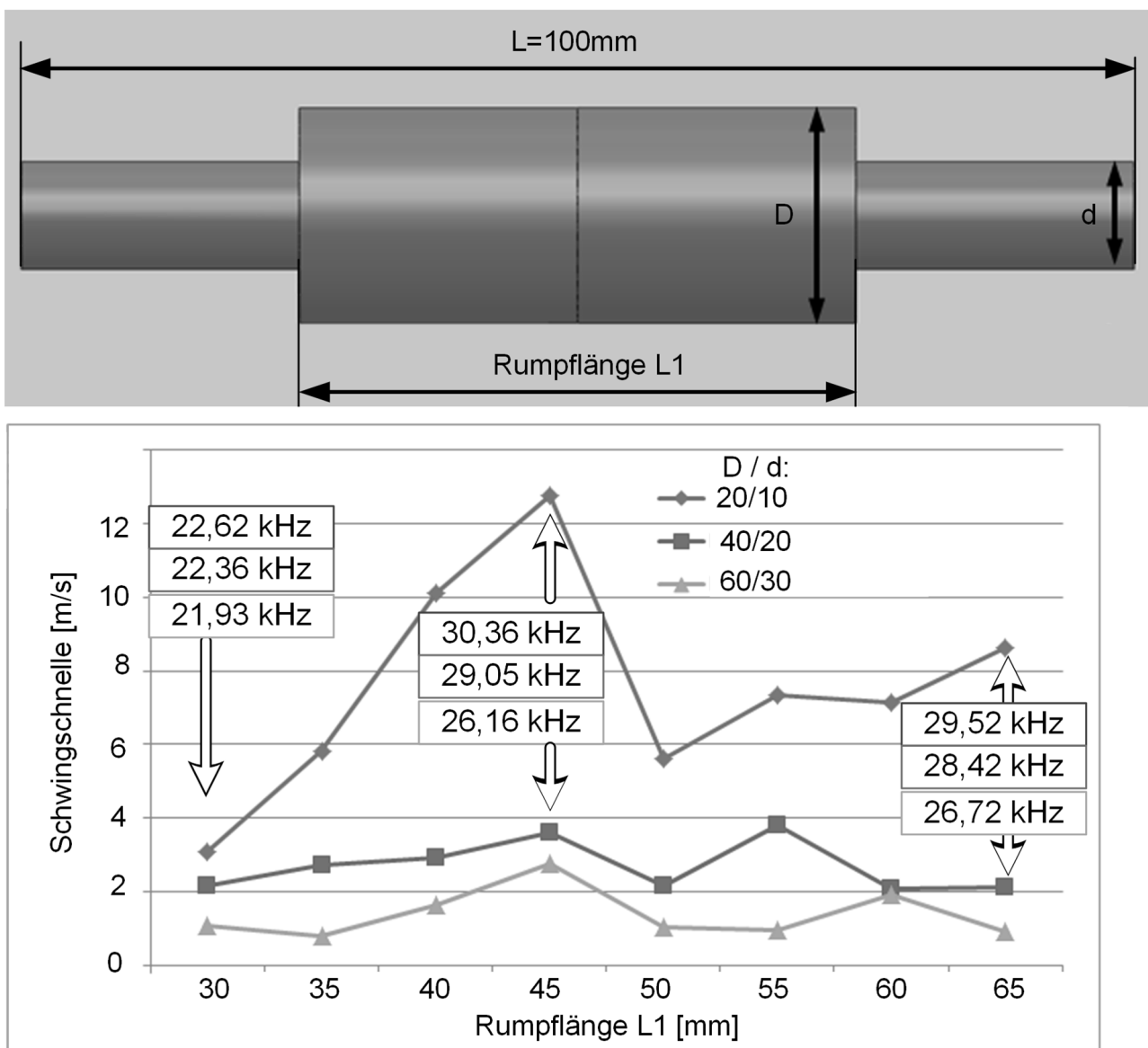


Abbildung 5.9: Amplitudentransformation bei Querschnittsprung eines Stabschwingers aus Titan

de die Verstärkungswirkung eines Querschnittsprungs bei unterschiedlich dicken Stäben. Aufgetragen sind die erzielten Schwinggeschwindigkeitsamplituden bei den jeweiligen ersten longitudinalen Eigenmoden für unterschiedliche Querschnittspositionen. Die Ergebnisse zeigen, dass ein Querschnittsprung nach etwa der halben Schwingmodullänge zur einer Verstärkung der Schwingschnelle führt. Es fällt auf, dass beim dünnen Stab diese Verstärkung stärker ausgeprägt ist als bei den dickeren Stäben.

Bei geometrischen Verhältnissen, die weit unterhalb der halben Wellenlänge liegen ($L \ll \lambda/2$) verhält sich der Verbund aus Aktor und Resonator zunehmend wie ein System mit Punktmassen, siehe Abbildung 5.10. Die Endmassen werden vom Aktor ausgelenkt und die Resonanzfrequenz hängt von

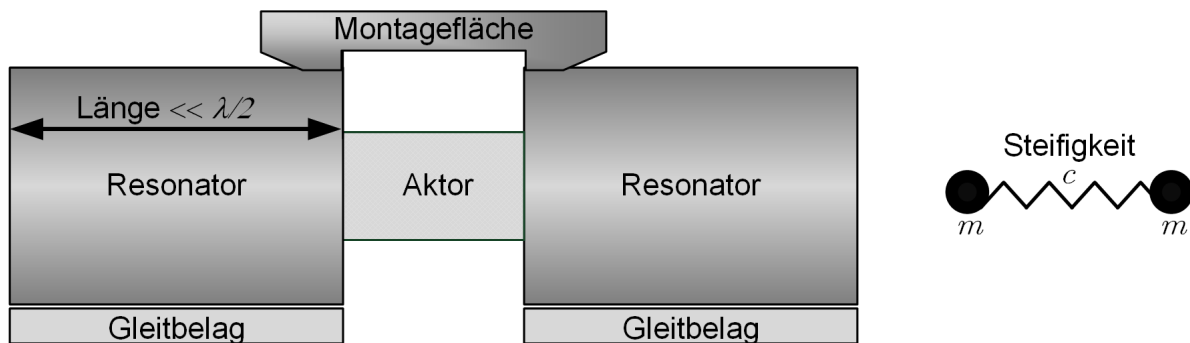


Abbildung 5.10: Resonatorprinzip für kurze Schwingmodule

dem Verhältnis der Steifigkeit c zwischen den Endmassen m ab , es gilt

$$f_R = \frac{1}{2\pi} \sqrt{2c/m}. \quad (5.4)$$

Je nach verfügbarem Bauraum stehen demnach unterschiedliche Ansätze zur geometrischen Gestaltung des Resonators zu Verfügung. Entscheidend ist hier die Wellenlänge bei der gewünschten Resonatorlänge.

5.3.4 Gestaltungsgrundlagen für den Gleitbelag

Der Gleitbelag ist die am stärksten belastete Komponente der Schwingführung. Der Gleitbelag muss einerseits die Belastungskräfte aufnehmen, die Schwingung ausführen und gleichzeitig die Reibungskräfte aus der Gleitbewegung aufnehmen. Die daraus resultierenden Reibungskräfte können nur dann effektiv durch eine schwingungsüberlagerte Reibungsreduktion gesteuert werden, wenn sich der Gleitbelag im Schwingschnellenmaximum des Resonators befindet. Damit der Gleitbelag nicht selbst als Schallwellenleiter in Wechselwirkung mit dem Resonator tritt, ist der Gleitbelag klein gegenüber der Wellenlänge zu dimensionieren. Bei größer ausgeführten Gleitbelägen müssen die Reflexionen durch eine Impedanzanpassung des Materialübergangs vom Resonator zum Gleitbelag berücksichtigt werden (vgl. Gleichung 2.9).

Für die Verbindung zwischen Gleitbelag und Schwingmodul wirkt es sich günstig aus, dass der Gleitbelag im Schwingschnellenmaximum liegt. Aufgrund der dort wirkenden maximalen Auslenkung unterliegt der Verbindungsmechanismus nur geringen mechanischen Spannungen (vgl. Abbildung 2.25). Der Verbindungsmechanismus muss demnach nur sicherstellen, dass der Gleitbelag die Schwingbewegung des Schwingmoduls mitausführt und den Belastungskräften zwischen Schienen und Gleitbelag standhält.

Durch die gesteigerte Reibarbeit im Gleitbelag (Kapitel 4.1.3) werden diese Anforderungen an die Materialkombination hinsichtlich Verschleiß zusätzlich gesteigert. Aus Sicht der Führungsaufgabe der Schwingführung sollte der Gleitbelag möglichst verschleißarm sein und eine hohe Steifigkeit gegenüber Belastungskräften aufweisen. Für die Materialpaarung sei deshalb neben den im klassischen Maschinenbau eingesetzten Gleitführungsmaterialien in Abbildung 5.11 auch auf die in Tabelle 5.2 aufgeführten Materialklassen für hoch belastete Ultraschallwerkzeuge aus der Umformtechnik hingewiesen. Genaue Materialdaten zu den Werkstoffen liefert Tabelle 5.3.

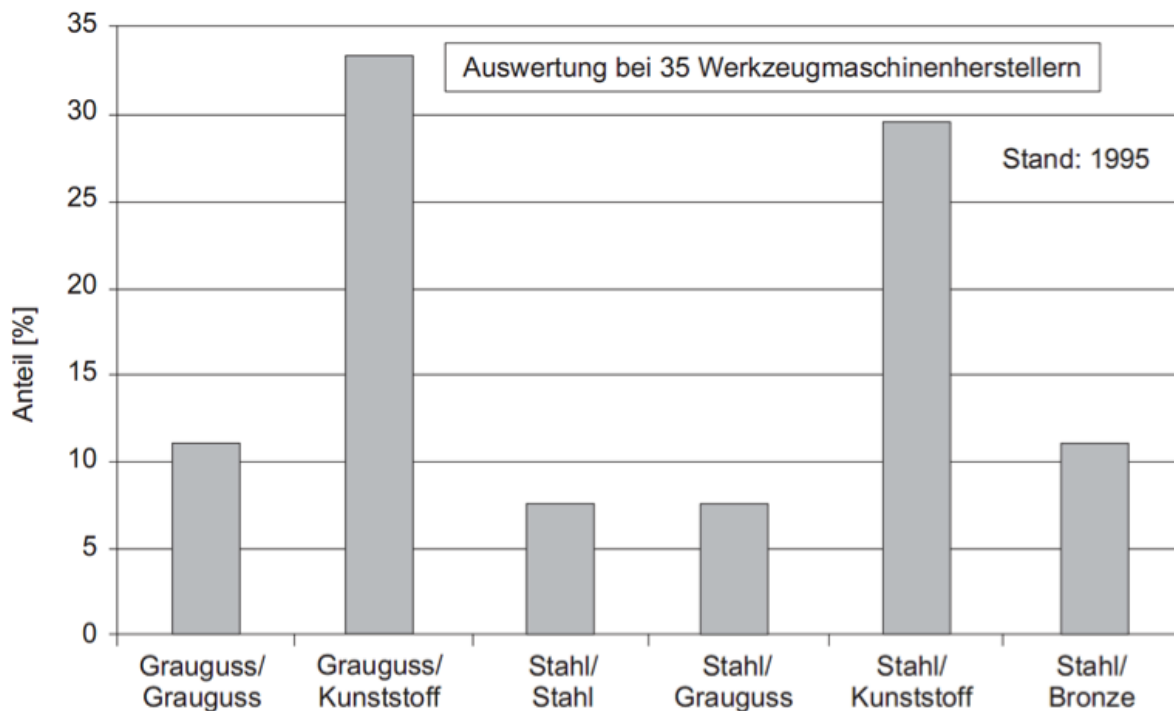


Abbildung 5.11: Gängige Gleitmaterialpaarungen von in Werkzeugmaschinen verwendeten Gleitführungen Weck und Brecher (2006c)

5.3.5 Gestaltung der Montagefläche des Schwingmoduls

Die Montagefläche stellt die Schnittstelle zwischen schwingendem Resonator und dem Führungswagen dar (siehe Abbildung 5.10). Damit durch die Schwingung des Resonators eine möglichst geringe

Material-klasse	Beispielmaterial	Dauerfestigkeit	Verschleißfestigkeit	geringe Materialdämpfung
Legierungen	Titan Ti64	+++	-	+
Legierungen	Alum. L168	++	+ (hartanod.)	++
Werkzeugstahl	EN 41	+	+ (nitrierbar)	+
Cermet	Tungsten Carbid	+	+++	++
Cermet	Ferro Titanit	++	+++	+
Keramik	Syalon	++	++	+

Legende: +++ sehr gut erfüllt, ++ gut erfüllt, + erfüllt, - nicht erfüllt

Tabelle 5.2: Materialklassen und Materialbeispiele für hochbelastete Ultraschallwerkzeuge Cheers (1995)

Material	E-Modul	Dichte	longitudinale Ausbreitungsgeschw.	Akkust. Impedanz
	GPa	kg/m^3	m/s	$10^6 kg/(m^2s)$
Aluminium L168	74	2800	5140	14
Titan 6-Al 4-V	114	4400	5090	22
Ferro-titanit Nikro 292	260	7300	6200	44
Stahl EN41	209	7720	5200	31
Tungsten-Carbid	500	12000	6450	77

Tabelle 5.3: Materialkennwerte für Ultraschallwerkzeuge mit hoher Reibbelastung Cheers (1995)

mechanische Belastung der Kopplung auftritt, ist die Montagefläche möglichst in einem Schwingungsknoten anzubringen. Bei einem symmetrisch aufgebauten Verbundschwinger nach Abbildung 5.5 liegt ein möglicher Ankopplungsort daher in der Mitte der Aktoren oder am Übergang der Piezoaktoren zum Resonator.

5.3.6 Prinzipieller Aufbau des Schwingmoduls

Abbildung 5.12 fasst die genannten Komponenten und den prinzipiellen Aufbau eines Schwingmoduls, das als Wellenleiter ausgeführt wird zusammen. Die Schwingung des Gleitbelags wird durch Piezoaktoren erregt. Der Resonator ist als Verbundschwinger mit den Piezoaktoren dargestellt und beinhaltet einen Querschnittsprung zur Amplitudentransformation (Kapitel 2.5.4.2). Andeutungsweise wird gezeigt, dass eine mechanische Anpassung der Resonanzfrequenz mithilfe der Vorspannvorrichtung oder einer Verkürzung des Resonators erreicht werden kann. Die Anbringung des Gleitbelags erfolgt so, dass einerseits die Belastungskräfte aufgenommen werden können und gleichzeitig hohe Schwingschnellen erreicht werden indem der Gleitbelag im Schwingschnellenmaximum des Resonators angebracht ist. Die Montagefläche ist möglichst nahe des Schwingungsknoten in der Mitte der Piezoaktoren anzubringen und hier als Halterung im Übergang von Piezo zum Resonator angedeutet.

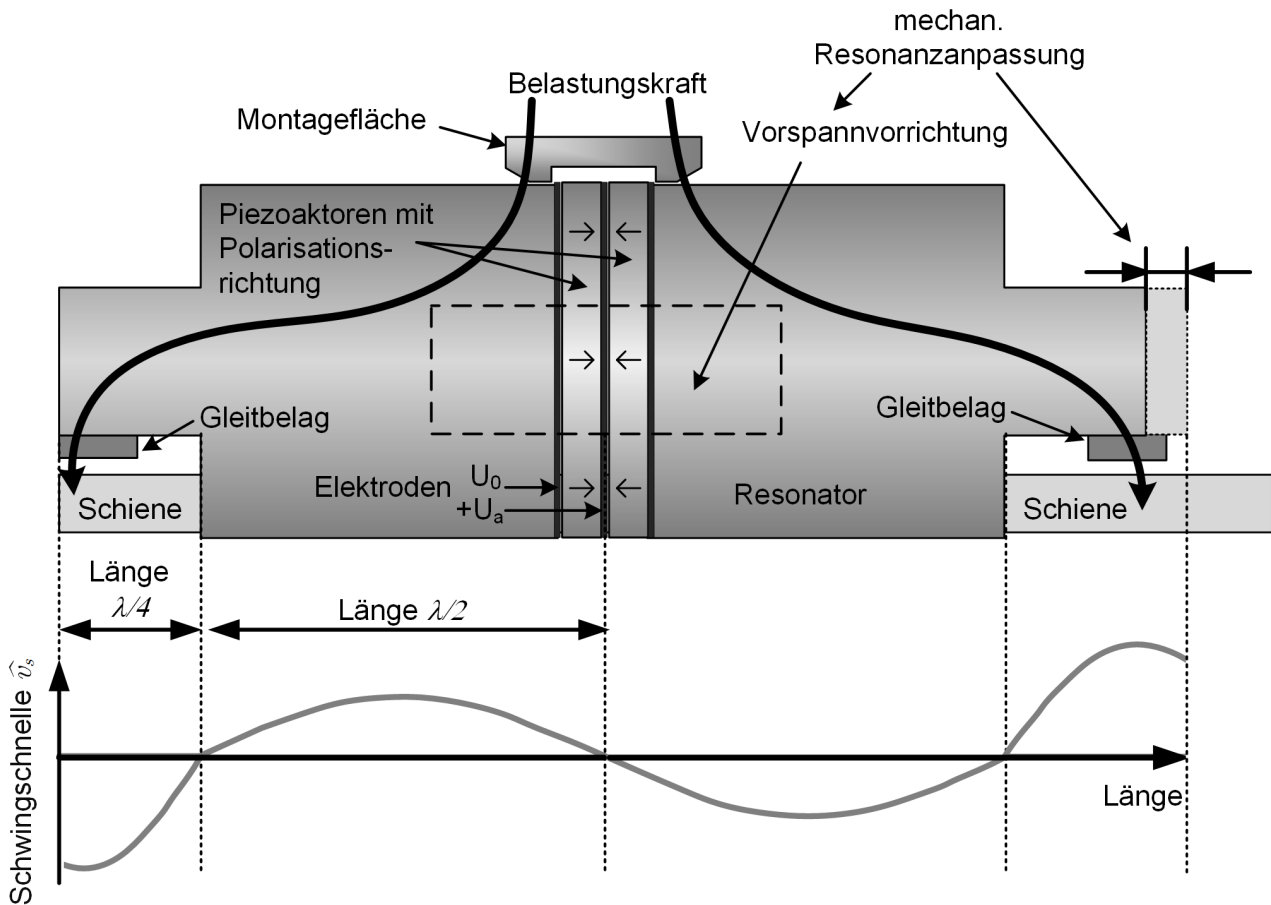


Abbildung 5.12: Komponenten und prinzipieller Aufbau eines als Wellenleiter aufgebauten Schwingmoduls

5.4 Vorgehensweise zur Qualifikation und Integration des Schwingmoduls

Nach den oben beschriebenen Gestaltungsgrundlagen für den Entwurf des Schwingmoduls folgt die Qualifikation und Integration

Das Schwingverhalten und die Steifigkeit gegenüber Belastungskräften stellen die wichtigsten Anforderungen an das Schwingmodul dar. Nach der Gestaltung des Schwingmoduls ist daher eine modellbasierte Qualifikation der Steifigkeit und des Schwingverhaltens durchzuführen und die Gestaltungsparameter gegebenenfalls anzupassen. Die nächste Qualifikationsstufe stellt dann die Untersuchung des realen Schwingverhaltens und der damit verbundenen Reibreduktion dar. Nach Abschluss dieser Qualifikationsstufe wird aus einem oder mehreren Schwingmodulen ein Schwingführungswagen aufgebaut und an die Schienengeometrie angepasst.

Für die geometrische Gestaltung des Schwingführungswagen können die Bauformen für Gleitführungen, wie sie in Abbildung 5.13 dargestellt sind, herangezogen werden. Es seien hier kurz die wichtigsten

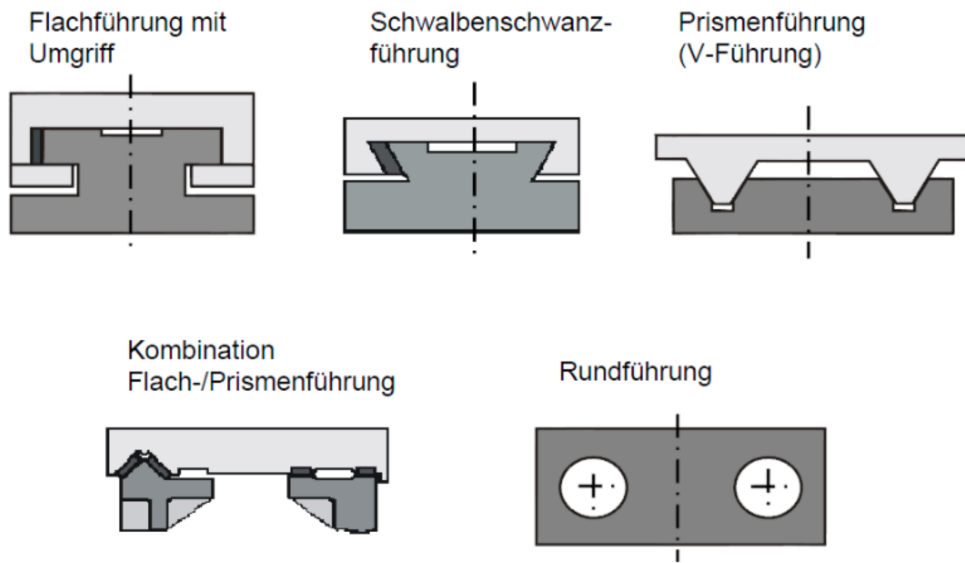


Abbildung 5.13: Bauweisen von Gleitführungen Denkena (2003)

Eigenschaften dieser Bauformen erwähnt. Die Führungsgeometrien unterscheiden sich in der Anzahl der Führungsflächen und der Art des Formschlusses. Geschlossene Geometrien bieten Schutz gegenüber Verschmutzung. Das Abheben und Verkippen wird durch Umgriffleisten verhindert. Flachführungen werden aufgrund der einfachen Bearbeitungsweise am häufigsten eingesetzt. Prismenführungen zeichnen sich durch eine gute Kraftverteilung und geringem Spiel aus. Ein wichtiges Merkmal stellt das Verhalten bei thermischer Ausdehnung der Führung dar. Wird die Ausdehnung nicht strukturell kompensiert, kann es so zu einem Klemmen der Führung kommen. Um das zu verhindern kann beispielsweise eine Kombination aus Flach und Prismenführung angewendet werden. Um ein Klemmen und einen überhöhten Abrieb von Gleitführungen zu verhindern, wird das Spiel gängiger weise im Bereich von $10\mu m$ eingestellt. Weiterführende Aspekte zur geometrischen Ausführung von Gleitführungen finden sich beispielsweise in Böge (2009); Denkena (2003). In den folgenden Kapiteln wird dieser Prozess beispielhaft am Demonstrator durchgeführt.

6 Modellbasierte Gestaltung von Schwingmodulen

Anhand der Gestaltungsprinzipien des vorherigen Kapitels wird nun ein konkretes Schwingmodul für den Einsatz in einer Schwingführung entwickelt. Von Interesse ist hierbei die Steifigkeit c_z und die am Resonator und Gleitbelag erzeugten Schwingschnellen, Schwingamplituden und Schwingungsformen für verschiedene Anregungsfrequenzen. Um diese Kenngrößen in Abhängigkeit der Gestaltungsparameter zu bestimmen, wird ein FEM-Modell des Schwingmoduls erstellt. Ziel bei der Simulation ist das in Abschnitt 5 genannten Maximum der Schwingschnelle bei einer gewünschten Betriebsfrequenz f_s . Das Modell des Schwingmoduls kann in verschiedene Detailierungsgraden mit steigendem Rechenaufwand aufgebaut werden (Abbildung 6.1). Das einfachste Modell beinhaltet lediglich den Resonator. Dieser kann anhand der modalen Simulation hinsichtlich des Eigenformen und Eigenfrequenz untersucht werden. Für die erste Auslegung mit einer gewünschten longitudinalen Schwingungsform der Gleitbeläge kommt zunächst die einfache simulative Modalanalyse zum Einsatz. Der Einfluss der Geometrieparameter kann hier schnell durchgeführt werden. Anschließend folgt die Feinabstimmung der Gestaltungsparameter mittels harmonischer Analyse des Resonators. Die letzte Modellstufe des Schwingmoduls betrachtet das Schwingungsverhalten des Verbunds aus Resonator, Aktor, Elektroden, Gleitbelag und Vorspannvorrichtung. Eine Zusammenfassung der verschiedenen Simulationsarten und berechenbaren Größen ist in Tabelle 6.1 aufgeführt. Die modellbasierte Qualifikation dient dem Finden

	Modal	Harmonisch - nur Sonotrode mechanisch (F, p)	Harmonisch - Verbundschwinger mechanisch (F, p)	Harmonisch - Verbundschwinger elektrisch (U_a)
Eigenform	✓	-	-	-
Resonanzfrequenz	✓	✓	✓	✓
erregte Schwingform	-	(✓)	(✓)	✓
Einfluss mech. Vorspannung	✓	✓	✓	✓
Schwingschnelle	-	✓	✓	✓
mech. Spannung	-	✓	✓	✓
Piezoel. effekte	-	-	-	✓
kurze Rechenzeit	++++	++	+	-

Tabelle 6.1: Simulationsmodelle und berechenbare Größen des Schwingmoduls

einer optimalen Gestalt des Schwingmoduls. Die tatsächlich erreichbaren Schwingschnellen lassen sich aufgrund des unbekanntem Verhalten des Piezos in einem Verbund nur im Experiment bestimmen.

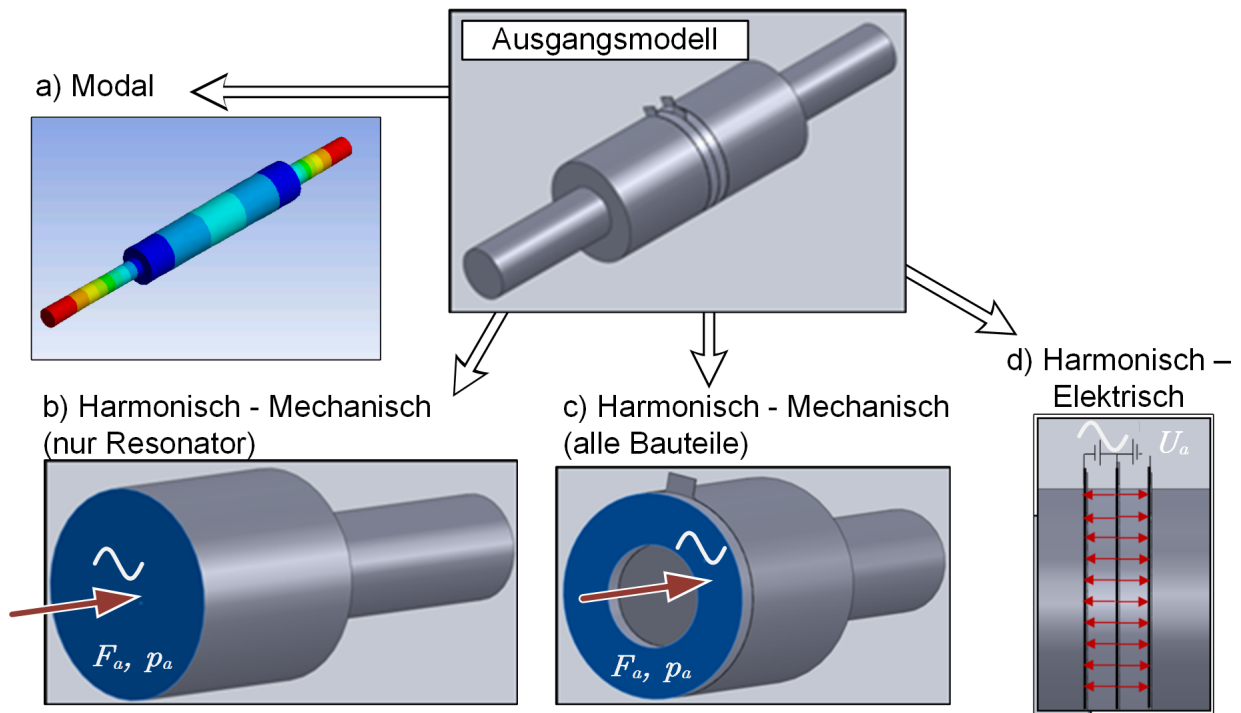


Abbildung 6.1: Verschiedene Möglichkeiten zur Anregung von Schwingmodulmodellen

6.1 Vorgehensweise zur FEM-Simulation von Schwingmodulen

Der Ausgangspunkt des Simulationsmodells ist der schematische Aufbau des Schwingmoduls nach Abbildung 5.12. Mit dem ersten Entwurf des Schwingmoduls wird ein Referenzmodell geschaffen und Gestaltungsparameter definiert. Anschließend werden für das Modell Simulationsparameter festgelegt. Hierbei ist auf die Konvergenz der Simulation zu achten, die vom Dämpfungswert der Elementkoppelung und von der Netzfeinheit abhängt. Ein zu feines Netz führt zu einer sehr hohen Anzahl von Elementen und verlängert damit die Rechenzeit des Modells. Die Mindestauflösung des Modells sollte fünf Elemente zwischen den Schwingungsbäuchen nicht unterschreiten. Eine gute Netzfeinheit für ein Schwingmodul zeigt sich darin, dass beim halbieren der Elementgröße (Verdopplung der Netzfeinheit) keine wesentlichen Unterschiede in Schwingschnelle und Resonanzfrequenz auftreten.

Abbildung 6.2 zeigt das Vorgehen zur modellbasierten Gestaltung des Schwingmoduls: Anhand der Simulation des statischen Verhaltens wird die vertikale Steifigkeit bestimmt und bewertet. Durch die modale Simulation werden daraufhin Schwingungsform und Resonanzfrequenz der gewünschten Schwingung berechnet. Liegen Steifigkeit, Schwingungsform und Resonanzfrequenz im gewünschten Bereich, erfolgt als nächstes die Feinanpassung der Gestaltungsparameter durch den Vergleich der erzielten Schwingschnellen und Resonanzfrequenzen. Entsprechen die Schwingungs- und Steifigkeitseigenschaften nicht dem angestrebten Verhalten, so wird der Vorgang mit angepassten Gestaltungsparametern wiederholt und die Ergebnisse bewertet. Die Gestaltung einer Schwingführung kann auf

diese Weise iterativ optimiert werden und nach dem ermittelten Modell in ein reales System umgesetzt werden.

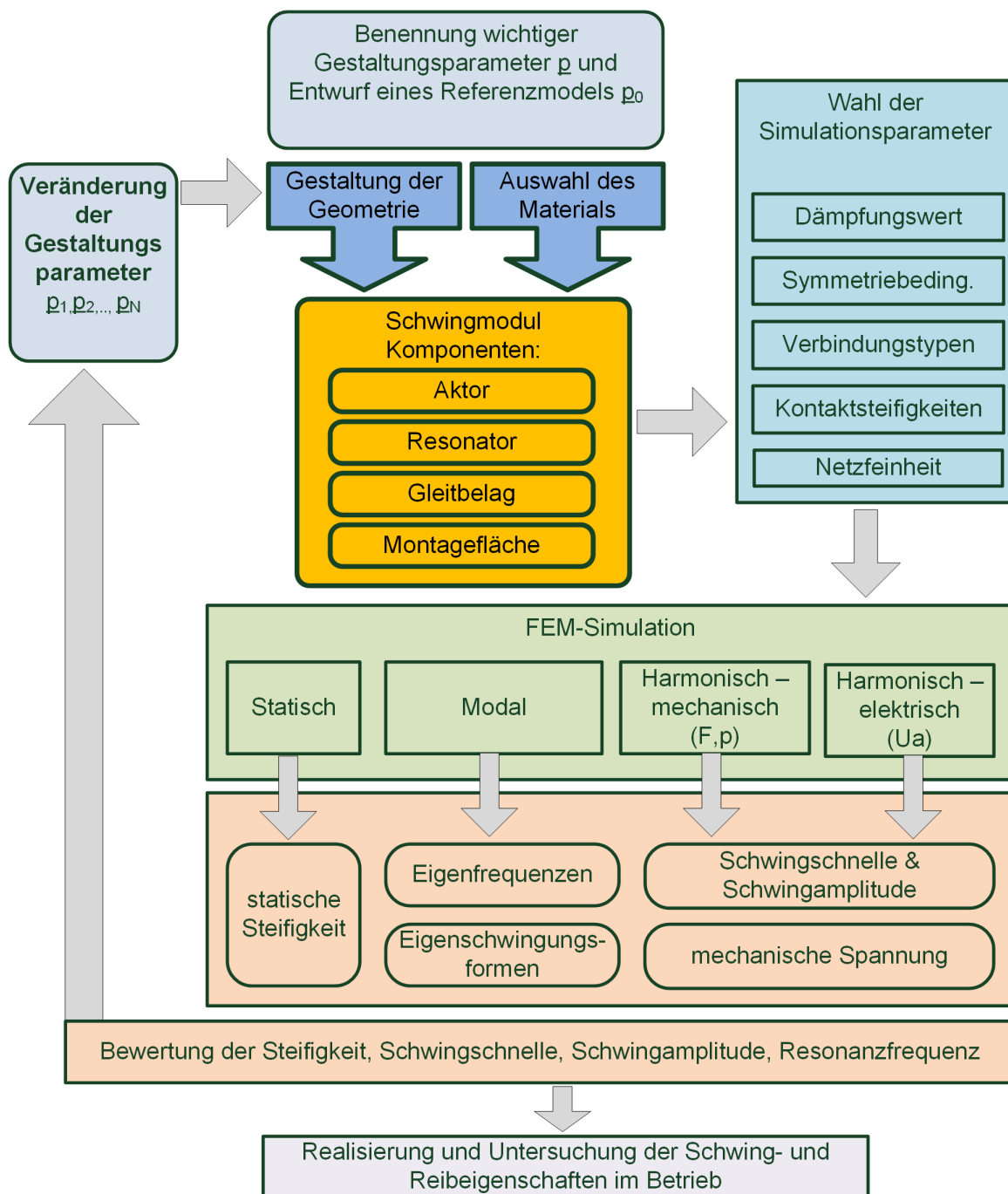


Abbildung 6.2: Systematik zur modellbasierten Gestaltung von Schwingmodulen

6.1.1 Vereinfachungen für die FEM-Simulation

Um die Modellkomplexität und die damit verbundenen Rechenzeiten zu reduzieren, können Vereinfachungen für das Modell getroffen werden. Bei symmetrisch aufgebauten Resonatoren oder symme-

trischen Schwingmodulen kann dies durch das Ausnutzen der Symmetrieebenen erreicht werden. Da mechanische Vorspannungen vor allem Schwingungsmoden orthogonal zur Vorspannungsrichtung beeinflussen Peters (2014), kann der Einfluss der mechanischen Vorspannung dann vernachlässigt werden, wenn die Vorspannungsrichtung axial zur Schwingungsrichtung verläuft. Weiterhin kann der Aktor aus Piezokeramik und Elektroden zu einem Ersatzspannungsaktor zusammengefasst werden. Um die Komplexität der Piezoaktor-Elektroden-Paare mit ihren vielen Kontaktbereichen zu reduzieren, kann ein monolithischer Piezoaktor mit einer veränderten Aktorspannung, der sogenannten Ersatzspannung U_{sim}^* , angenommen werden (vergleiche Abbildung 6.3). Als Invariante beider Modelle gilt dabei die Auslenkung des Piezostapels ϵ_a und der Auslenkung des monolithischen Ersatzaktors ϵ^*

$$\epsilon_a = \epsilon^*. \quad (6.1)$$

Daraus folgt aus 2.11 bei gleicher piezoelektrischen Konstante d_{33} bei einer Anzahl von N_a Piezoscheiben der Höhe h und einer Anordnung mit 2 passiven Piezoscheiben zur Isolation für die Ersatzfeldstärke E^* die Bedingung

$$\epsilon = N_a d_{33} E_a = d_{33} E^* \quad (6.2)$$

Wird in Gleichung 6.2 die Feldstärke $E = U_a/h$ mit der Spannung und der Scheibendicke des jeweiligen Aufbaus eingesetzt, ergibt sich daraus die Bedingung

$$N_a \frac{U_a}{h} = \frac{U^*}{h^*}. \quad (6.3)$$

Weiterin ergibt sich die Gesamtlänge h^* des Ersatzaktors durch die Anzahl N_a und Höhe h der Aktorscheiben. Für den Unipolaren Betrieb gilt folglich

$$h^* = h(N_a + 2) \quad (6.4)$$

Daraus ergibt sich für einen unipolaren Betrieb mit zwei isolator Keramiken die Ersatzspannung am monolithischen Aktor

$$U^* = (N_a + 2)N_a U_a. \quad (6.5)$$

Für den Aufbau im bipolaren Betrieb des Aktors ohne passive Piezoelemente gilt folglich

$$U^* = N_a^2 U_a. \quad (6.6)$$

6.2 Entwurf eines Schwingmoduls

Der Entwurf eines Schwingmoduls orientiert sich an der in Abbildung 5.1 dargestellten Gleitführung DKLF48-60 der Firma Deinhammer. Aufgrund der Länge der Führungswagen (73mm) wird für das Schwingmodul eine Länge von $L \leq 60mm$ gewählt. Die angestrebte Resonanzfrequenz soll zwischen $f_R = 20..30kHz$ liegen (hierzu steht ein am Institut vorhandener Leistungsverstärker für kapazitive

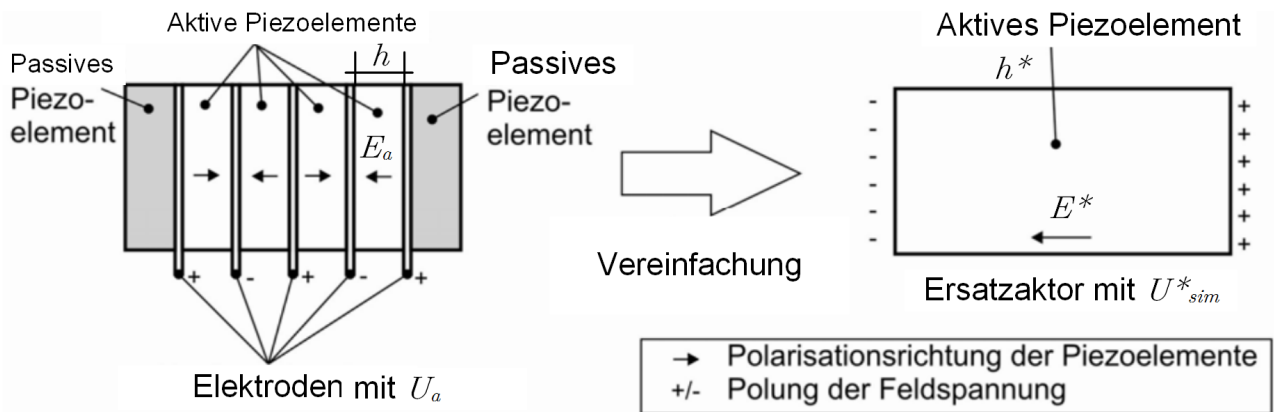
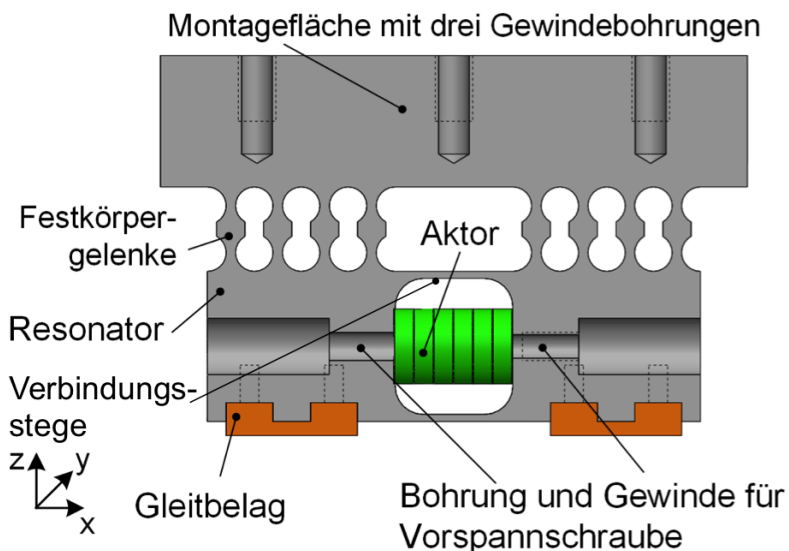


Abbildung 6.3: Reduktion der Modellkomplexität durch einen Ersatzaktor

Lasten zur Verfügung). Aus Abbildung 5.6 ergeben sich für diesen Frequenzbereich Wellenlängen der ersten longitudinalen Eigenfrequenz von $\lambda/2 = 100 - 150\text{mm}$. Für die Gestaltung des Resonators wird wegen der viel kleineren Gesamtlänge daher das Prinzip für kurze Schwingmodullängen aus Kapitel 5.3.3 angewandt.

Aus dem prinzipiellen Aufbau nach Abbildung 5.12 wurde die in Abbildung 6.4 gezeigte Geometrie des Schwingmoduls abgeleitet. Im Entwurf wird die Montagefläche über Festkörpergelenke vom schwin-

a) Schwingmodul



b) Detailansicht Aktor

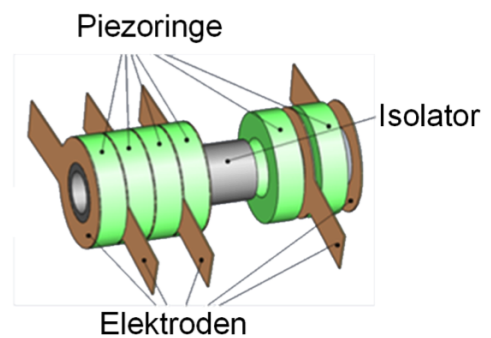


Abbildung 6.4: a) Aufbau und Komponenten eines kurzen Schwingmoduls b) Aufbau des Aktors

genden Resonator entkoppelt. Der Kraftfluss der Belastungskräfte in z -Richtung erfolgt über die Festkörpergelenke zu den Gleitbelägen. Diese Kraftübertragung verspricht eine hohe Steifigkeit gegenüber Belastungskräften, da keine auf Biegung beanspruchten Bauteile im Kraftfluss liegen. Der Resonator

wird von einem Aktor zu einer longitudinalen Schwingung in x -Richtung angeregt. Der Aktor besteht aus sechs Piezoringen der Höhe $h = 2\text{ mm}$, sowie sieben Kupfer-Beryllium Elektroden mit Lötflächen ($h = 0,1\text{ mm}$). Aufgrund der vergleichsweise kurzen Resonatorlänge wird der Aktor mit allen Piezoringen bipolar betrieben und keine Isolationskeramiken eingesetzt. Die mechanische Vorspannung erfolgt sowohl über die Verbindungsstege als auch über eine axial angebrachte Vorspannschraube. Die Vorspannschraube kann auf diese Weise genutzt werden um eine einfache mechanische Anpassung der Resonanzfrequenz zu ermöglichen. Die Vorspannschraube wird durch eine Isolatorhülse der Dicke $0,5\text{ mm}$ elektrisch von den Aktorelektroden isoliert. Als Material für die Hülsen kommt PVC mit einer Durchschlagfestigkeit von 30 kV/mm zum Einsatz.

Abbildung 6.5 zeigt die für die Gestaltung ausgewählten Parameter. Die mit der Resonanzfrequenz

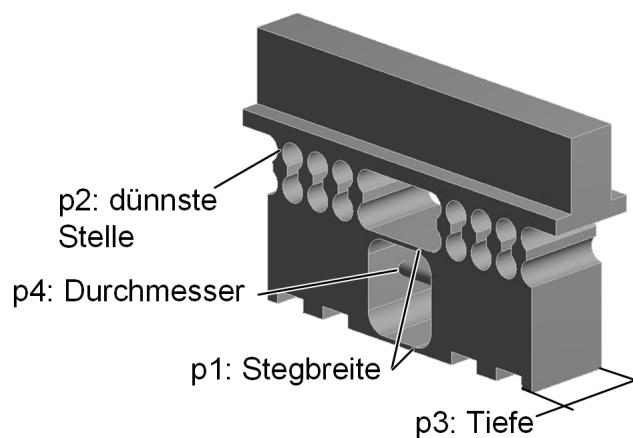


Abbildung 6.5: Gestaltungsparameter des Resonators

in Zusammenhang stehende Steifigkeit in Schwingungsrichtung wird durch die Gestaltung der Verbindungsstege beeinflusst. Der Gestaltungsparameter p_1 beschreibt die Höhe des Verbindungsstegs ober- und unterhalb des Aktors und wird zur Anpassung der Resonanzfrequenz in der Konstruktionsphase verwendet. Für die Veränderung der Steifigkeit in Belastungsrichtung beschreibt der Gestaltungsparameter p_2 die dünnste Breite am Festkörpergelenk. Aufgrund der Anordnung der Festkörpergelenke ist zu erwarten, dass die Festkörpergelenkbreite p_2 auch die Resonanzfrequenz beeinflusst. Als dritter Gestaltungsparameter wird die Tiefe p_3 des Schwingmoduls in y -Richtung eingeführt. Weiterhin geht der Durchmesser der Vorspannschraube als p_4 in die Gestaltung ein. Für die Untersuchung des Schwingmoduls wurde zunächst mit einer Modalanalyse das Eigenschwingverhalten des Moduls untersucht Abbildung 6.6. Die Erstausslegung erfolgte so, dass die gewünschte longitudinale Schwingung der Gleitbeläge mit einer Frequenz von $f_R = 28,85\text{ kHz}$ innerhalb der Bandbreite des Leistungsverstärkers liegt, siehe dazu Abbildung 6.6 d. Im Folgenden wurde der Einfluss der Gestaltungsparameter auf die Veränderung von Steifigkeit und Resonanzfrequenz untersucht.

Für die Ermittlung der Steifigkeit wurde eine statische Kraft von 1000 N auf die Montagefläche aufgebracht und die Verschiebung der Montagefläche in z -Richtung ausgewertet.

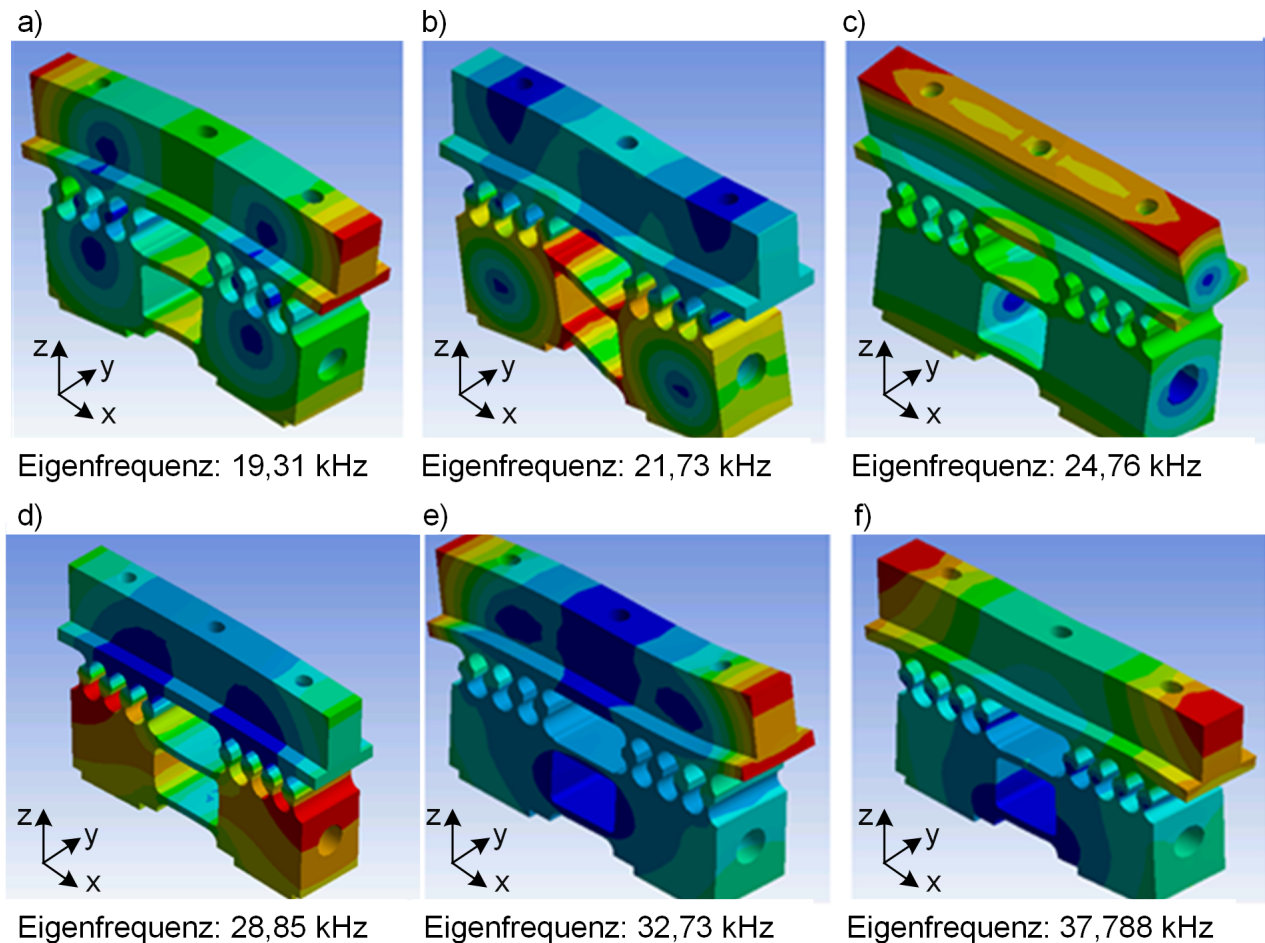


Abbildung 6.6: Verschiedene Eigenformen und Eigenfrequenzen des Schwingmoduls

Mit der harmonischen Simulation des Resonators wurde dann der Einfluss der Gestaltungsparameter auf die Resonanzfrequenz ermittelt, Abbildung 6.7 zeigt diese Ergebnisse mit den Anfangswerten:

$$p_{1,0} = 0,75 \text{ mm}; \quad p_{2,0} = 1 \text{ mm}; \quad p_{3,0} = 14 \text{ mm}; \quad p_{4,0} = 3 \text{ mm}. \quad (6.7)$$

Die Ergebnisse der Untersuchung zeigen, dass die Steifigkeit in Belastungsrichtung wie erwartet vor allem durch den Festkörpergelenkparameter p_2 beeinflusst wird. Etwas weniger sensitiv geht die Tiefe des Schwingmoduls p_4 ein. Die Stegbreite p_1 und der Durchmesser der Vorspannschraube p_4 wirken sich nur vernachlässigbar auf die vertikale Steifigkeit aus. Wird die Verschiebung der Resonanzfrequenz bei Variation der Parameter betrachtet, so zeigt sich hier eine hohe Sensitivität gegenüber der Stegbreite p_1 und eine etwas niedrigere Sensitivität gegenüber des Schraubendurchmessers p_4 . Es zeigt sich weiterhin dass die Gestaltung der Festkörpergelenke (p_2) die Resonanzfrequenz verändert. Für den betrachteten Parameterraum ergibt sich hieraus eine Veränderung um bis zu $1,5 \text{ kHz}$. Die Ergebnisse bestätigen den Ansatz, bei der Gestaltung zunächst durch p_2 und p_3 die Steifigkeit des Schwingmoduls auszulegen und darauffolgend mit der Stegbreite p_1 die Lage der Resonanzfrequenz anzupassen. Nach der Auslegung der vertikalen Steifigkeit und der Resonanzfrequenz folgt die Feinanpassung der

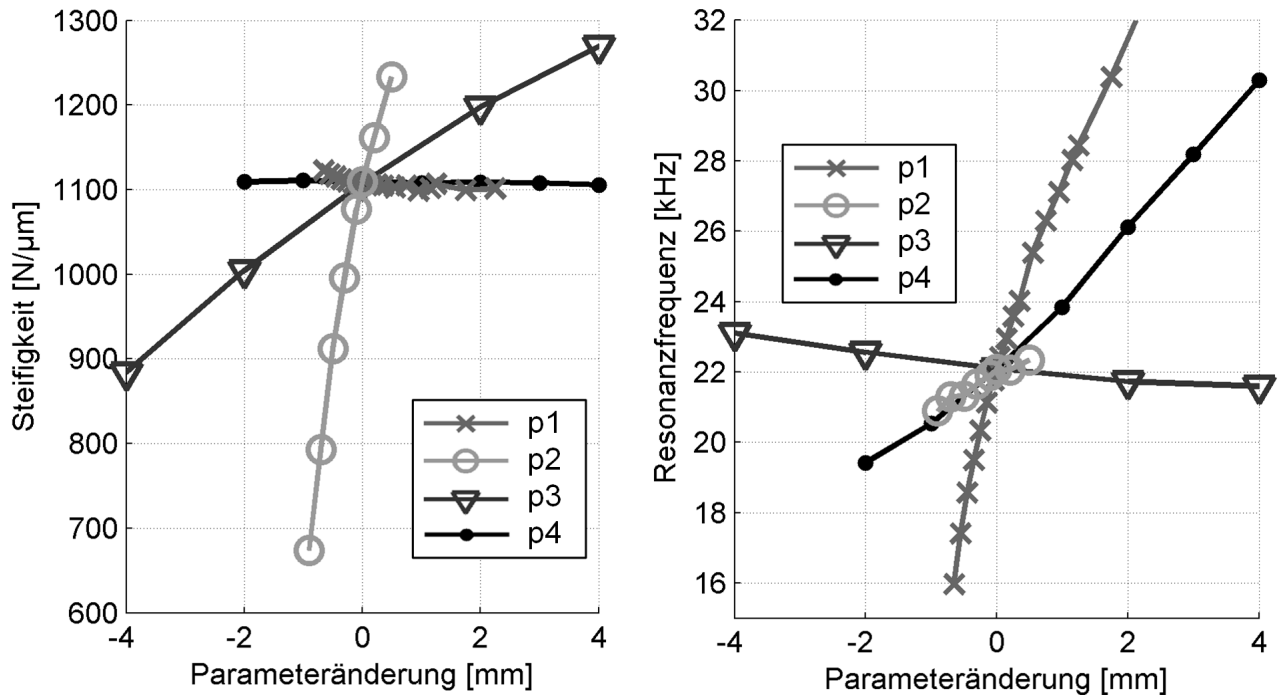


Abbildung 6.7: Einfluss der Gestaltungsparameter auf die Steifigkeit und erste longitudinale Resonanzfrequenz des Resonators

Gestaltungsparameter hinsichtlich der erreichbaren Schwingschnellen und Schwingamplituden. Hierzu wird das Resonatormodell mit einer harmonisch-mechanischen Simulation untersucht, dabei werden die Kontaktflächen des Piezos harmonisch mit einer Druckamplitude angeregt. In der Simulation wurde eine Druckamplitude von $p_a = 0,1 \text{ MPa}$ gewählt und aufgrund der kleinen Auslenkungen keine nichtlinearen Materialeigenschaften berücksichtigt. Dadurch skalieren die Ergebnisse der Schwingungsgrößen linear mit der Druckamplitude. Ausgewertet wird der Einfluss der Gestaltungsparameter auf das frequenzbezogene Maximum der Schwingschnelle und der Schwingamplitude an der Grenzfläche zum Gleitbelag. Abbildung 6.8 zeigt, dass die Schwingschnelle und Schwingamplitude stark reduziert werden, wenn die Stegbreite zunimmt p_1 oder der Durchmesser der Vorspannschraube p_4 zunimmt. Hieraus lässt sich schließen, dass das Schwingmodul mit einer möglichst geringen Stegbreite gestaltet werden sollte.

Im letzten Gestaltungsschritt wurde das Schwingverhalten aller Komponenten im Verbund simuliert. Für den Aktor wird ein vereinfachtes Modell nach Kapitel 6.1.1 angewandt. Als Material wird die Keramik PIC 181 aus Tabelle 2.3 gewählt. In der Simulation wird ermittelt, welche Schwingungsgrößen durch eine Aktorspannungsamplitude von $U_a = 100 \text{ V}$ erreicht werden. Simulationenwerte für andere Aktorspannungsamplituden können aufgrund der linearen Simulation einfach skaliert werden.

Bei der Simulation stellte sich heraus, dass durch die harmonische Anregung in longitudinaler Richtung eine Biegung des Resonators um die y -Achse entsteht Abbildung 6.9a. Um die daraus resultierende unerwünschte Schiefstellung der Gleitbelagflächen zu reduzieren wurde zusätzlich auch der Einfluss der Gestaltungsparametern auf diese Biegung untersucht. Als Bewertungsgröße werden hierfür die

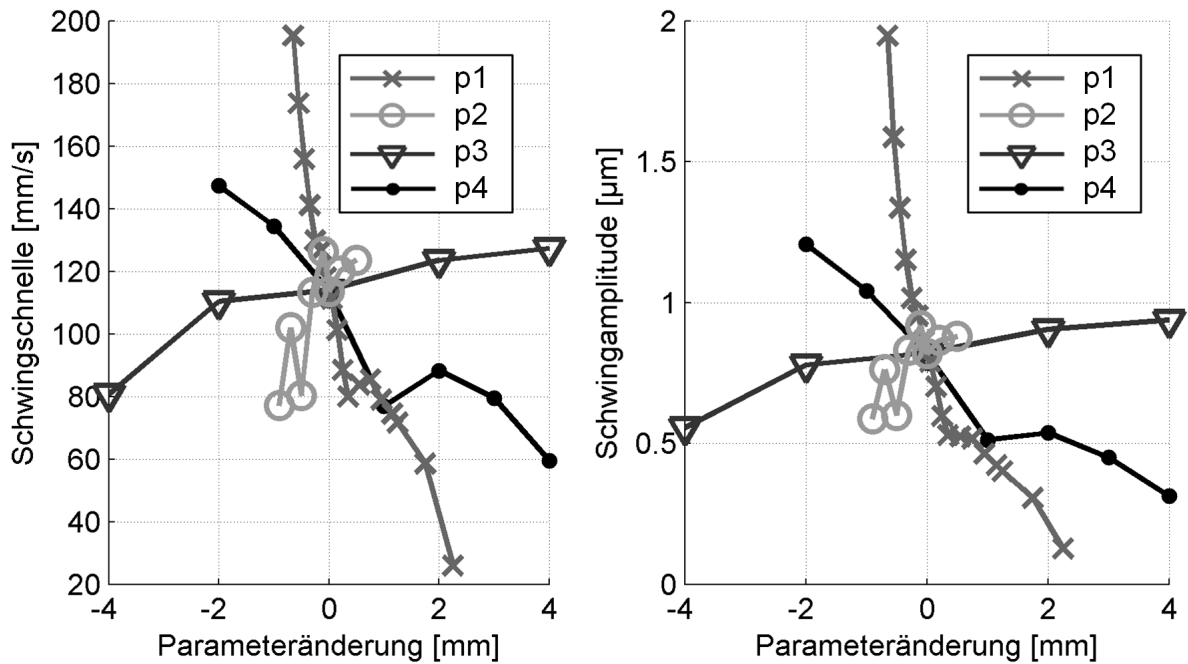


Abbildung 6.8: Einfluss der Gestaltungsparameter auf die Schwingungsgrößen

z -Auslenkungen zweier auf dem Gleitbelag liegender Punkte \hat{P}_1 und \hat{P}_2 ausgewertet. Die Simulationsdaten beinhalten Auslenkungsamplitude bezogen auf das Nullniveau und die Phase (+1,-1) der einzelnen Punkte. Zur Berechnung der Schiefstellung gilt für gegenphasige Schwingung $\hat{P}_i < 0$ und bei gleichphasiger Schwingung $\hat{P}_i > 0$ (Abbildung 6.9 b) und c). Das Maß B_z beschreibt die größte Differenz der Auswertepunkte in z -Richtung:

$$B_z = |\hat{P}_{1z} - \hat{P}_{2z}|. \quad (6.8)$$

An der Geometrie des Schwingmoduls wurden verschiedene konstruktive Modifikationen vorgenommen um die Schiefstellung der Schwingung zu reduzieren (Abbildung 6.10). Bei den Varianten v11 – 12 wurde die Lage des Aktorstapel im Bezug zur Mittellinie der Resonatoren verändert. Varianten v21 – 26 beinhalten Modifikationen an der Anordnung der Festkörpergelenke und Varianten v31 – 34 Modifikationen der Verbindungsstege. Für die verschiedenen Modelle wurden dann in einer elektrisch-harmonischen Simulation die Schwingungsgrößen und Resonanzfrequenzen berechnet. Gesucht wurde dabei ein Schwingmodul mit möglichst kleiner Schiefstellung bei gleichzeitig hoher Schwingschnelle. Da durch die Modifikationen immer auch die Resonanzfrequenz und damit die Schwingschnelle verändert wird, wurde die Schiefstellung immer für die Resonanzfrequenz der Schwingschnelle in x -Richtung ausgewertet. Abbildung 6.11 zeigt die Ergebnisse für verschiedene Gestaltungsvarianten. Das Schwingmodul v12 wurde aufgrund der geringen Schiefstellung ($B_z = 11 \text{ nm}$) bei gleichzeitig hoher Schwingschnelle von $\hat{v}_s = 614 \text{ mm/s}$ als beste Variante ausgewählt. Nach der simulativen Ermittlung der Gestaltungsparameter folgt wie in Abbildung 6.2 gezeigt die Realisierung des Schwingmoduls sowie

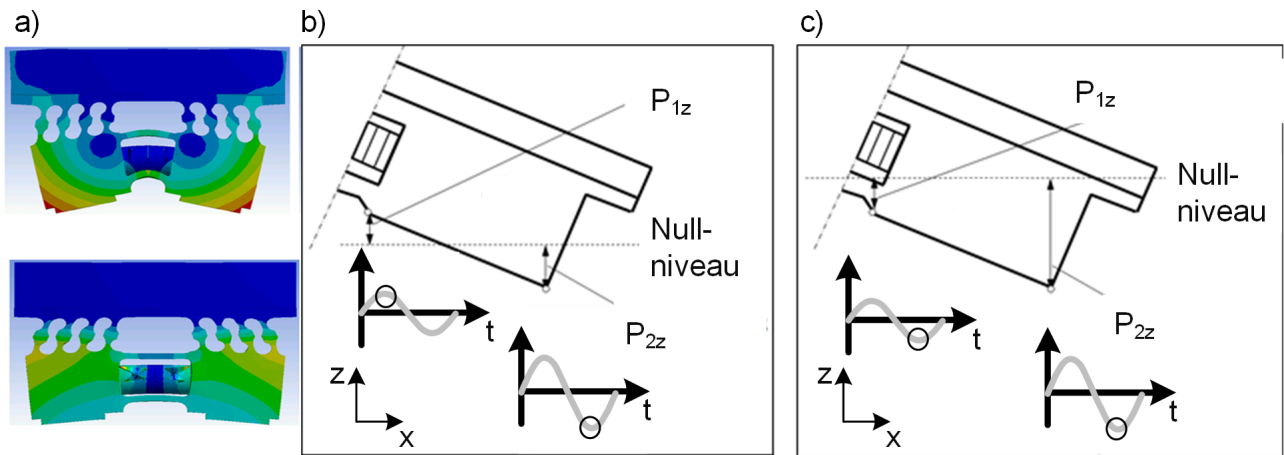


Abbildung 6.9: a) Schiefstellung des Schwingmoduls bei harmonischer Anregung b) Bestimmung der Schiefstellung bei gegenphasiger und c) gleichphasiger Bewegung der Auswertepunkte

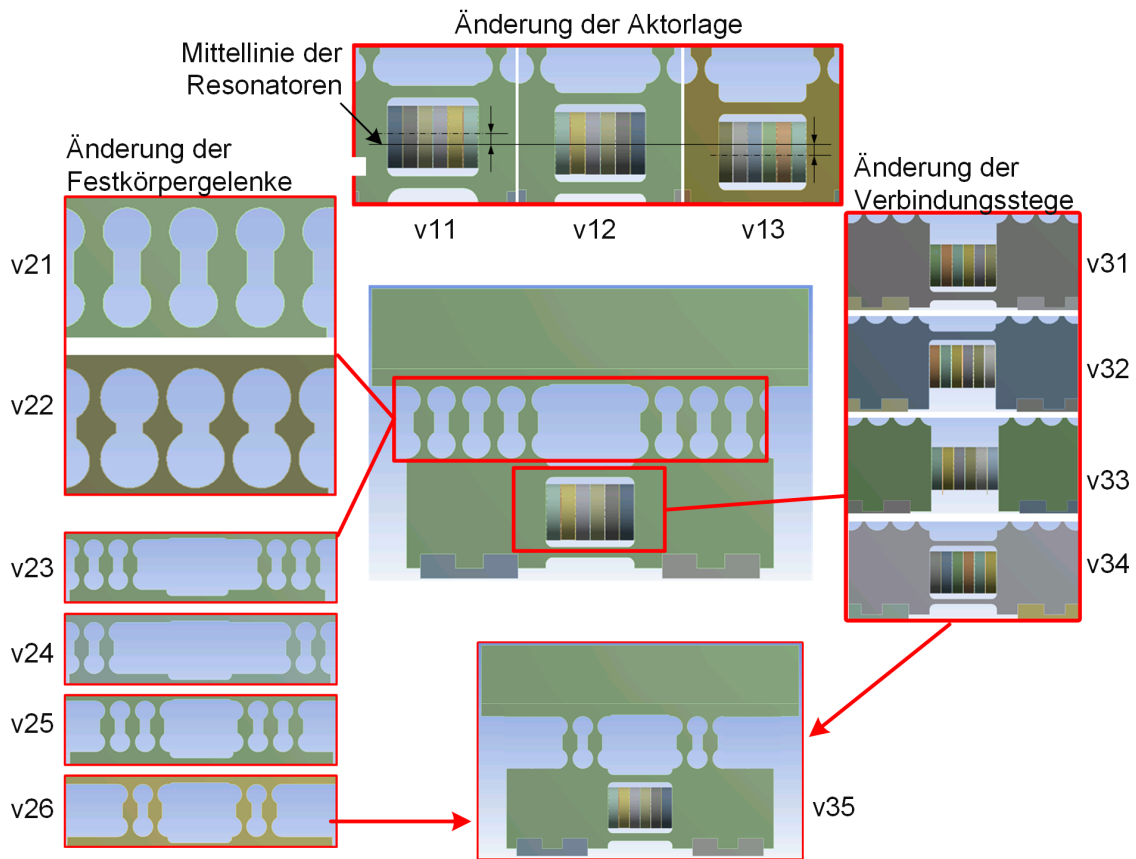


Abbildung 6.10: Modifikationen am Schwingmodul zur Reduktion der Schiefstellung

die Untersuchung der Schwing- und Reibeigenschaften im Betrieb. Hierfür wird, wie in Abbildung 6.12 dargestellt, aus zwei Schwingmodulen eine Schwingführung aufgebaut.

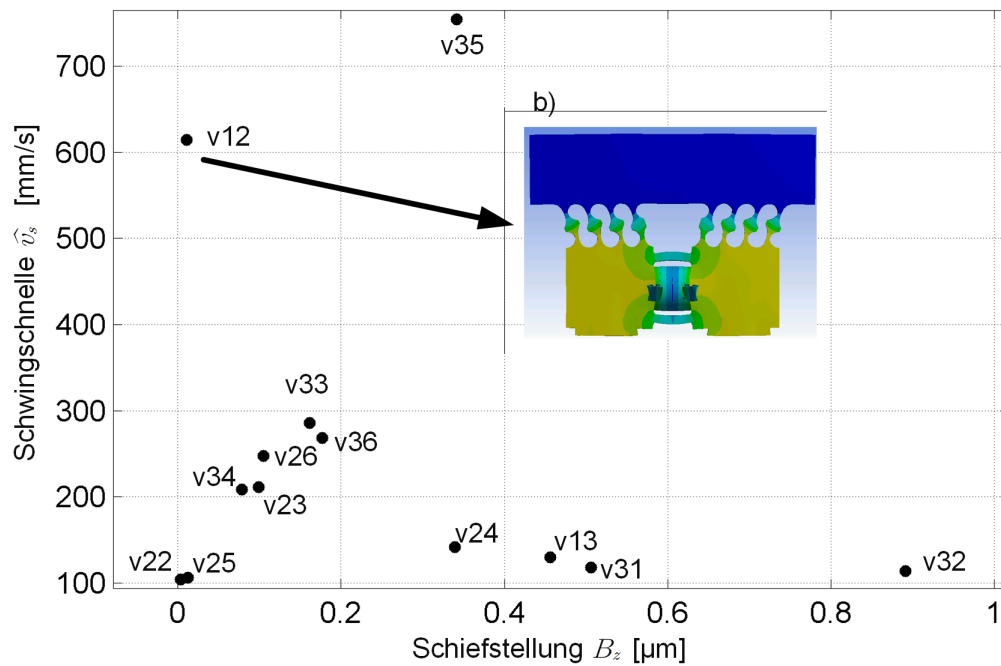


Abbildung 6.11: Schiefstellung B_z und Schwingschnelle bei Resonanz für verschieden Modifikationen des Schwingmoduls; b) Schwingungsform bei $f_R = 26,3 \text{ kHz}$

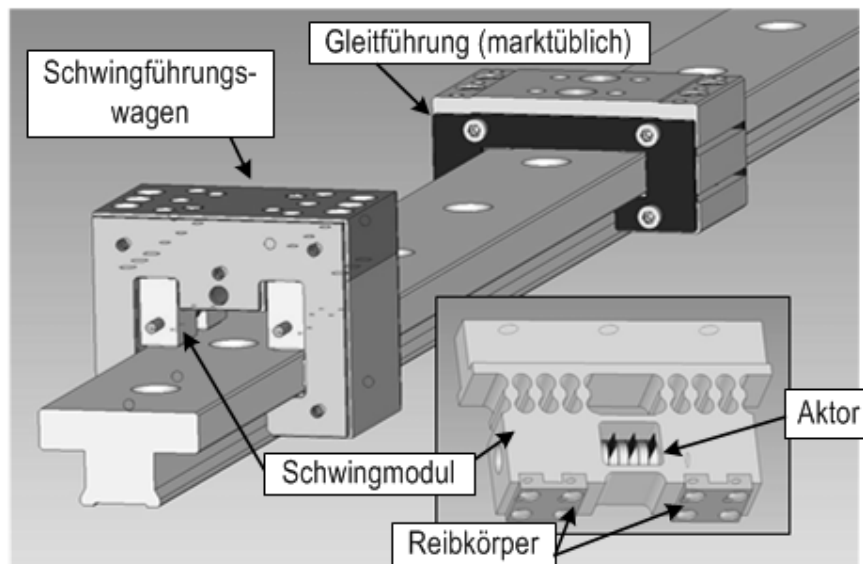


Abbildung 6.12: Aufbau einer Schwingführung aus zwei Schwingmodulen in Anlehnung an eine marktübliche Schienengeometrie

7 Experimentelle Untersuchung an Schwingführungen

Anhand des Schwingungsverhaltens und des Reibverhaltens sollen hier für den Betrieb der Schwingführung wichtige Kenngrößen ermittelt werden. Durch die Erfassung des Schwingverhaltens wird die Resonanzfrequenz für den Betrieb der einzelnen Schwingmodule bestimmt. Für den Betrieb mehrerer Schwingmodule durch einen gemeinsamen Leistungsansteuerung ist eine mechanische Anpassung der Resonanzfrequenz notwendig. Die Anpassung erfolgt mit Hilfe der Vorspannschraube. Für die so gewonnen Betriebsfrequenz wird aus der Messung des Einschwingverhaltens die Ansprechzeit T_a der Schwingmodule bestimmt. Sie gibt an, wie lange das Schwingmodul nach Anlegen der Aktorspannung benötigt um 90 % der maximalen Schwingschnelle zu erreichen. Weiterhin wird untersucht, welcher Einfluss die Aktorspannung U_a und die Belastungskraft F_N auf die Schwingfrequenz und Schwingamplituden am Schwingmodul haben. Aus den Ergebnissen der Schwingungsuntersuchung ergibt sich die Betriebsfrequenz für die Schwingführung.

Anschließend wird das Reibverhalten der Schwingführung untersucht und bestimmt welche Veränderungen von Haft- und Gleitreibung mit der Schwingführung möglich sind. Hier ist auch der Einfluss unterschiedlicher Belastungskräfte von Interesse. Abbildung 7.1 zeigt den Aufbau der Schwingmodule und der Schwingführung.

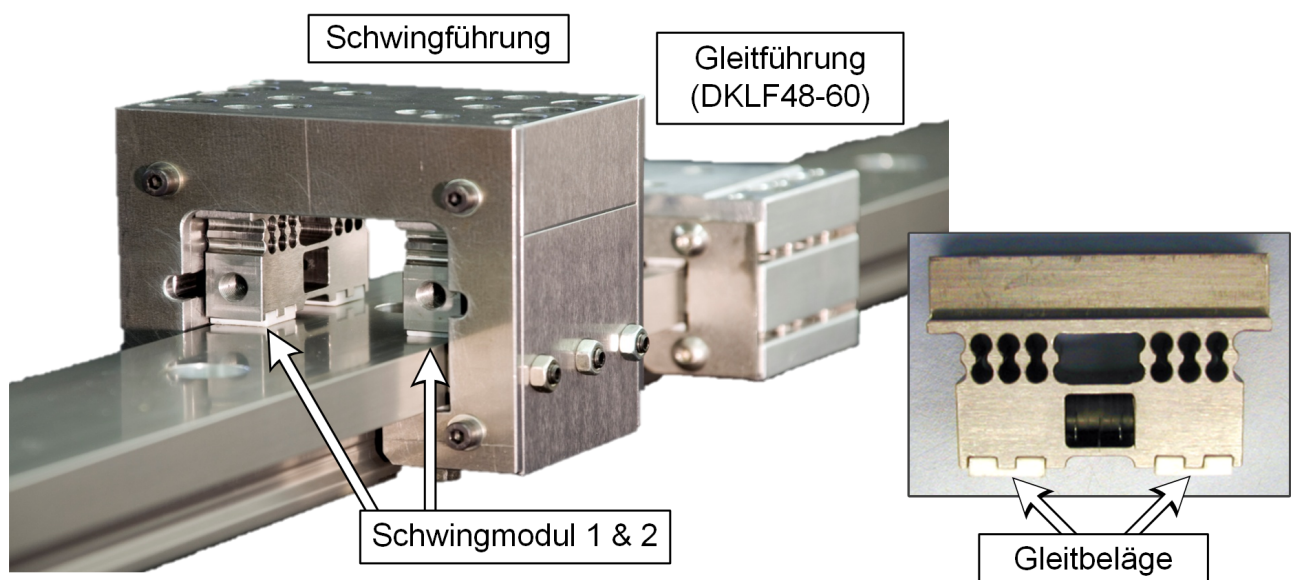


Abbildung 7.1: Realisierte Schwingführung neben marktüblicher Gleitführung

7.1 Untersuchung des Schwingverhaltens

Die Untersuchung des Schwingverhaltens soll zeigen, welcher Einfluss die Vorspannschraube, die Belastungskraft und die Aktorspannung auf das Schwingverhalten haben.

7.1.1 Einfluss der Vorspannschraube

Das Abstimmen der Resonanzfrequenzen der Schwingmodule stellt einen wesentlichen Schritt für den Einsatz einer Schwingführung dar. Aufgrund der sehr komplexen Zusammenhänge zwischen Piezo und mechanischer Vorspannung kann die in Kapitel 6.1 durchgeführte Simulation die tatsächliche Resonanzfrequenz nur grob vorher sagen. Durch das Abstimmen der Resonanzfrequenzen werden die Schwingmodule zum einen auf die Leistungsansteuerung und deren Bandbreite angepasst, zum anderen werden hierbei beim Betrieb mehrerer Schwingmodule die jeweiligen Schwingmodule aufeinander abgestimmt. Dies ist wichtig, wenn für den Betrieb mehrerer Schwingmodule nur eine gemeinsame Anregungsfrequenz zur Verfügung steht. Ergebnis des Prozesses ist die Festlegung der Betriebsfrequenz f_s der Schwingführung bestehen aus zwei Schwingmodulen. Um die Resonanzfrequenz der beiden Module aufeinander abzustimmen wird zunächst der Einfluss der Vorspannschraube auf das Schwingverhalten untersucht werden. Abbildung 7.2 zeigt den Messaufbau beider Schwingmodule. Mithilfe eines Laservibrometers wurde die Schwinggeschwindigkeit in longitudinaler Richtung der Schwingmodule gemessen. Der Aktor wird mit einer Spannungsamplitude von $U_a = 50\text{ V}$ betrieben und beide Schwingmodule damit im Frequenzbereich von $f_s = 20 - 30\text{ kHz}$ angeregt. Die Messung wurde für drei Vorspannungszustände durchgeführt: ohne Vorspannschraube, mit nur angelegter Vorspannschraube und mit fest angezogener Vorspannschraube.

Für beide Schwingmodule erhöht sich die Resonanzfrequenz durch das Vorspannen. Für das erste Schwingmodul ergibt sich dafür eine Frequenzspanne von $\Delta f_R = 1,81\text{ kHz}$, für das zweite Schwingmodul von $\Delta f_R = 1,85\text{ kHz}$. Ohne Vorspannschraube liegen die Resonanzfrequenzen um etwa $1,8\text{ kHz}$ auseinander. Für das erste Schwingmodul bewirkt das Vorspannen eine Verringerung der Schwinggeschwindigkeit von $35,22\text{ mm/s}$ auf $23,09\text{ mm/s}$. Zudem tritt eine zusätzliche Resonanz auf, die ohne Vorspannschraube nicht auftritt. Das zweite Schwingmodul zeigt dieses Verhalten nicht. Die Ursache für das Erscheinen dieser zweiten Resonanzstelle konnte nicht vollständig geklärt werden. Da beide Resonanzstellen des Moduls jedoch nahe zusammen liegen ist zu vermuten, dass dies von der Veränderung der Symmetrie der Massen und einer leichten Veränderung der Steifigkeit bei Ankopplung der Schraube herrührt. Die Schwinggeschwindigkeit im zweiten Modul nimmt zunächst ab und verringert sich von $24,85\text{ mm/s}$ auf $12,27\text{ mm/s}$, steigt dann aber auf $35,22\text{ mm/s}$ an. Für den Fall, dass das erste Schwingmodul zusammen mit dem zweiten Schwingmodul betrieben wird ergibt sich aus dem Verhalten eine Betriebsfrequenz von $f_s = 23,03\text{ kHz}$.

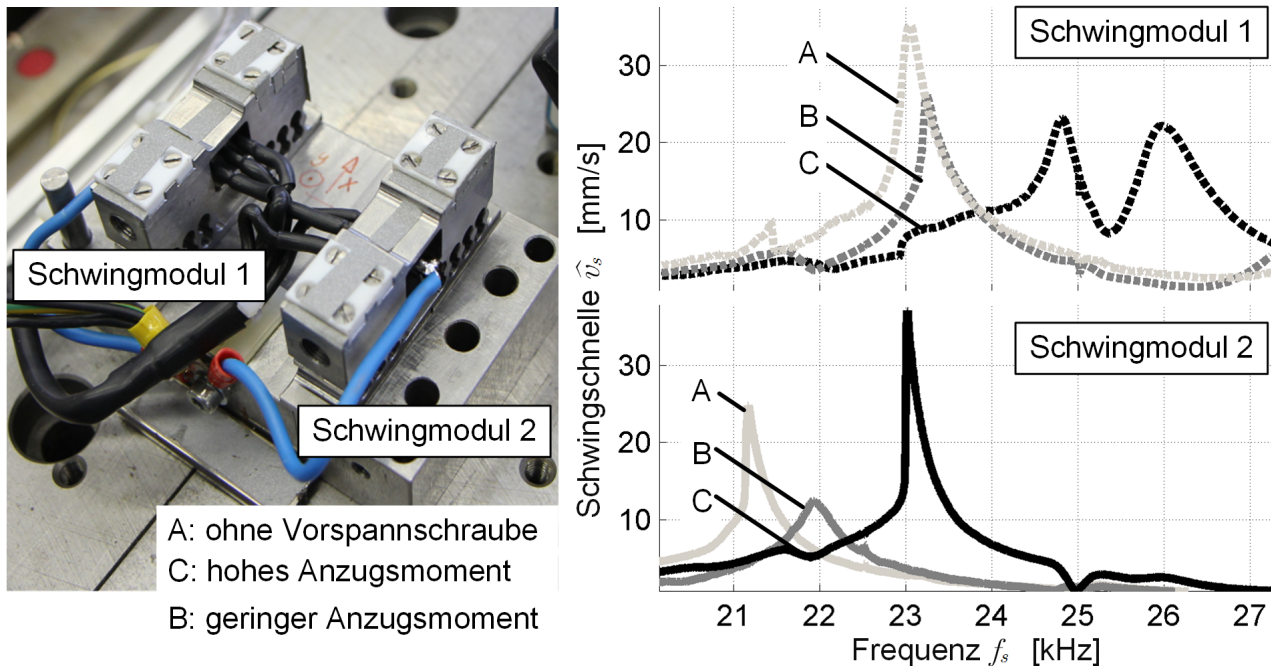


Abbildung 7.2: Einfluss des Vorspannzustandes auf das Schwingschnellspektrum der Schwingmodule

7.1.2 Messung der Ansprechzeit

Da die Reibung unmittelbar mit der am Reibbelag erregten Schwingung in Zusammenhang steht, muss für den Betrieb der Schwingführung auch die Verzögerung des Einschwingvorgangs berücksichtigt werden. Der Einschwingvorgang beschreibt die Zeit die zwischen dem Anlegen der Aktorspannung bis zum Erreichen eines stationären Zustandes verstreicht. Die Messungen in Abbildung 7.3 zeigen das Einschwingverhalten für zwei Spannungsamplituden. Für 50 V werden 90 % der Schwingschnelle bereits 22 ms nach Anlegen der Aktorspannung erreicht. Bis zum Erreichen der stationären Schwingung vergehen nach dem Anlegen der Aktorspannung etwa 130 ms. Wird eine höhere Aktorspannung angelegt so zeigt sich, dass zum Erreichen von 90 % der Schwingschnelle 80 ms benötigt werden und sich eine stationäre Schwingung nach etwa 170 ms einstellt. Für die Steuerung der Reibung ist zu berücksichtigen, dass die Reibungsreduktion erst nach Ablauf der Einschwingzeiten voll ausgeprägt ist. Um ein schnelleres Ansprechen zu erreichen kann beim Einschalten auch eine höhere Spannung angelegt werden um die Einschwingzeit zu reduzieren.

7.1.3 Einfluss der Aktorspannung und der Belastungskraft auf die Schwingschnelle

Eine Veränderung der Aktorspannungsamplitude erzeugt nach Gleichung 5.2 ein erhöhtes elektrisches Feld im Aktor und damit eine höhere Aktor-Schwingamplitude \hat{x}_a . Die erhöhte Schwingamplitude am Aktor erzeugt wiederum eine erhöhte Schwingschnelle am Resonator und am Gleitbelag \hat{v}_s . Abbildung 7.4 zeigt die Schwingschnellspektren für beide Schwingmodule bei steigender Aktorspannung.

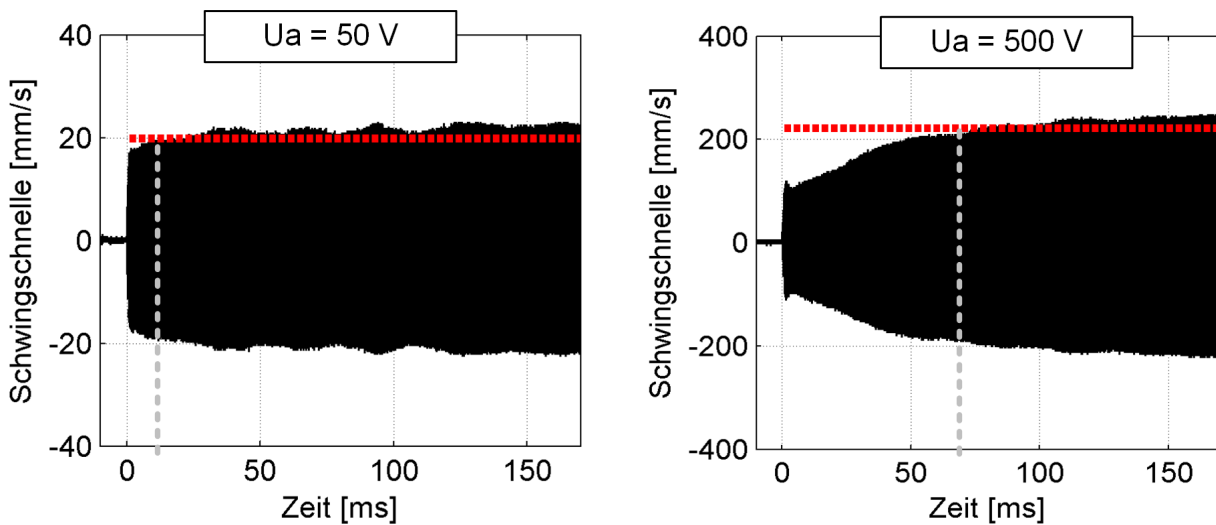


Abbildung 7.3: Einschwingverhalten des Schwingmoduls bei anlegen einer harmonischen Aktorspannung von $50V$ zur Zeit $t = 30\text{ ms}$

Zu erkennen ist, dass sich für beide Schwingmodule eine Erhöhung der Schwingschnelle ergibt. Weiterhin ist eine deutliche Verschiebung der Resonanzfrequenz zu erkennen. Laut Hersteller der Piezokeramik ist dies ein Effekt, der vom nichtlinearen Verhalten der Ladungskonstanten der Piezokeramik bei Feldstärken über 100 V/mm herrührt. Für das erste Schwingmodul ergibt sich durch die Erhöhung der Aktorspannung von 50 V auf 500 V eine Verstärkung der Schwingschnelle von $\hat{v}_s = 23\text{ mm/s}$ auf 102 mm/s sowie eine Verschiebung der Resonanzfrequenz um $\Delta f_R = -1,04\text{ kHz}$. Für das zweite Schwingmodul ergibt sich durch die Erhöhung der Aktorspannung von 50 V auf 500 V eine Verstärkung der Schwingschnelle von $\hat{v}_s = 16\text{ mm/s}$ auf 133 mm/s sowie eine Verschiebung der Resonanzfrequenz um $\Delta f_R = -504\text{ Hz}$. Für das erste Schwingmodul tritt außerdem eine zusätzliche Resonanz stärker in Erscheinung je höher die Aktorspannung gewählt wird. Im zweiten Schwingmodul ist diese Resonanz auch sichtbar, jedoch nicht so stark ausgeprägt. Auch in den Untersuchungen zum Einfluss der Vorspannschraube (Abbildung 7.2) ist diese zweite Resonanz in Schwingmodul 1 sichtbar und tritt dort in Zusammenhang mit dem hohem Anzugsmoment der Vorspannschraube auf. Da beide Schwingmodule baugleich sind, ist dieser Effekt auf Fertigungs- und Montageungenauigkeiten der Module zurückzuführen.

Für den Betrieb der Schwingführung lässt sich Anhand der Verläufe aus Abbildung 7.4 ein Kennfeld $U_a \rightarrow f_s$ berechnen mit dem die jeweiligen Module mit maximaler Schwingschnelle \hat{v}_s betrieben werden.

Weiterhin wurde der Einfluss der Anpresskraft auf die Veränderung der Resonanzfrequenz und auf die Schwingschnelle untersucht. Abbildung 7.5 oben zeigt den Verlauf der Resonanzfrequenzen bei steigender Anpresskraft. Beim Übergang vom frei schwingenden Schwingmodul zu einer Belastungskraft von $12,2\text{ N}$ (Eigengewicht) zeichnet sich bei 50 V Aktorspannung eine starke Veränderung der Resonanzfrequenz um 850 Hz ab. Wird die Anpresskraft weiter erhöht, so verschiebt sich die Resonanzfrequenz wieder in Richtung der Resonanz des unbelasteten Zustands. Die gleiche Versuchsreihe bei erhöhter

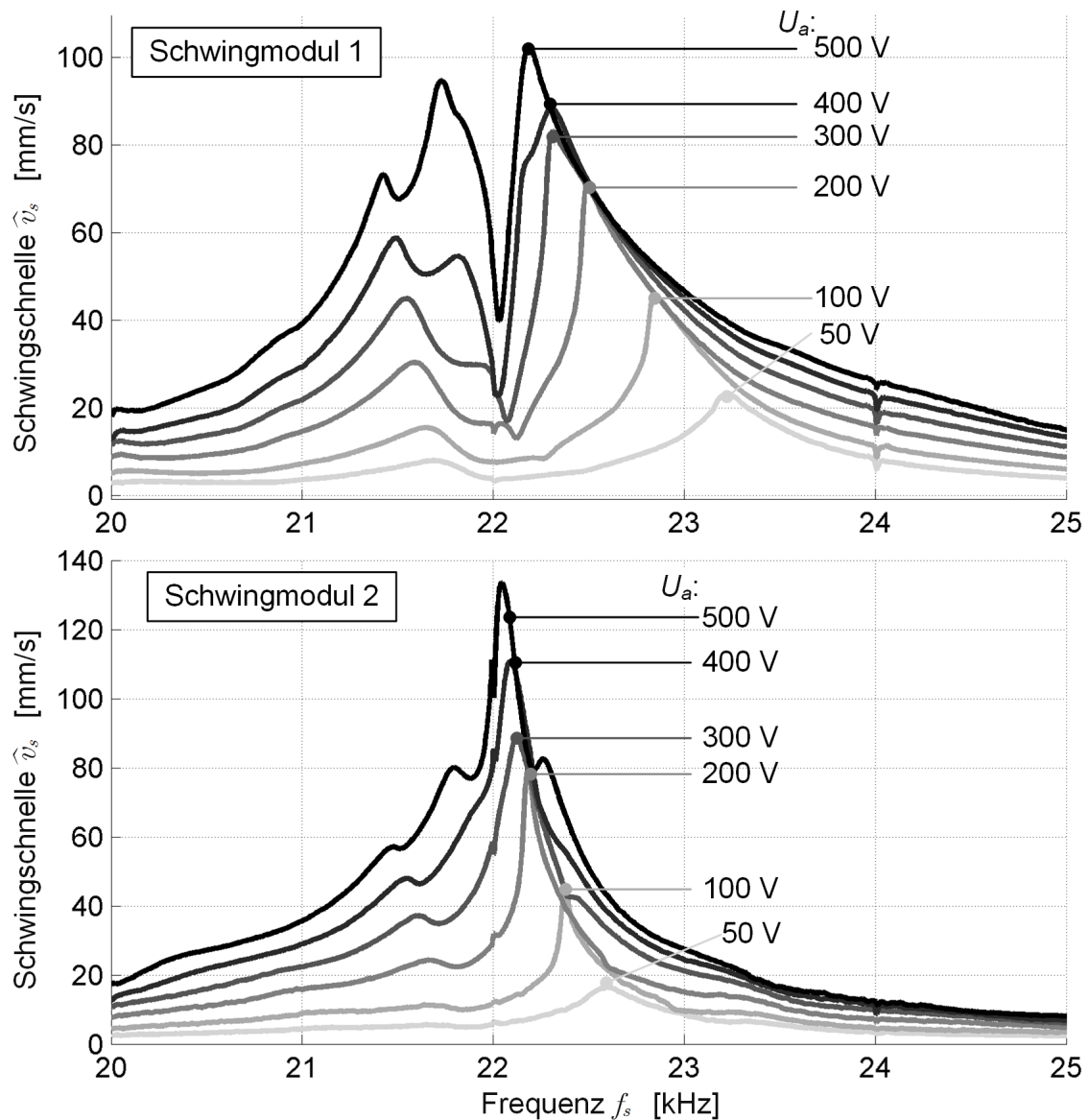


Abbildung 7.4: Spektrum der Schwingschnelle bei Veränderung der Aktorspannung

Aktorspannung von 500 V ergab bei zunehmender Anpresskraft hingegen nur eine leichte Erhöhung der Resonanzfrequenz um 170 Hz. Dass der Effekt sowohl bei höherer Aktorspannung als auch bei erhöhter Anpresskraft weniger ausgeprägt ist, deutet darauf hin, dass ein Spiel zwischen Aktor und Resonator vorhanden ist, das entweder durch die erhöhte Vorspannung durch höhere Auslenkungsamplituden oder durch erhöhte Vorspannung durch die Anpresskraft minimiert wird.

Abbildung 7.5 unten zeigt die durch die Veränderung der Anpresskraft hervorgerufene Veränderung der Schwingschnelle bei Resonanz. Hier ist erkennbar, dass die Schwingschnelle bei Resonanz durch die Steigerung der Anpresskraft reduziert wird. Bei niedriger Aktorspannung bewegt sich die Variation der

Schwingschnelle im Bereich von 10 %, bei hoher Aktorspannung wird die Schwingschnelle bei Resonanz um bis zu 31,4 % reduziert.

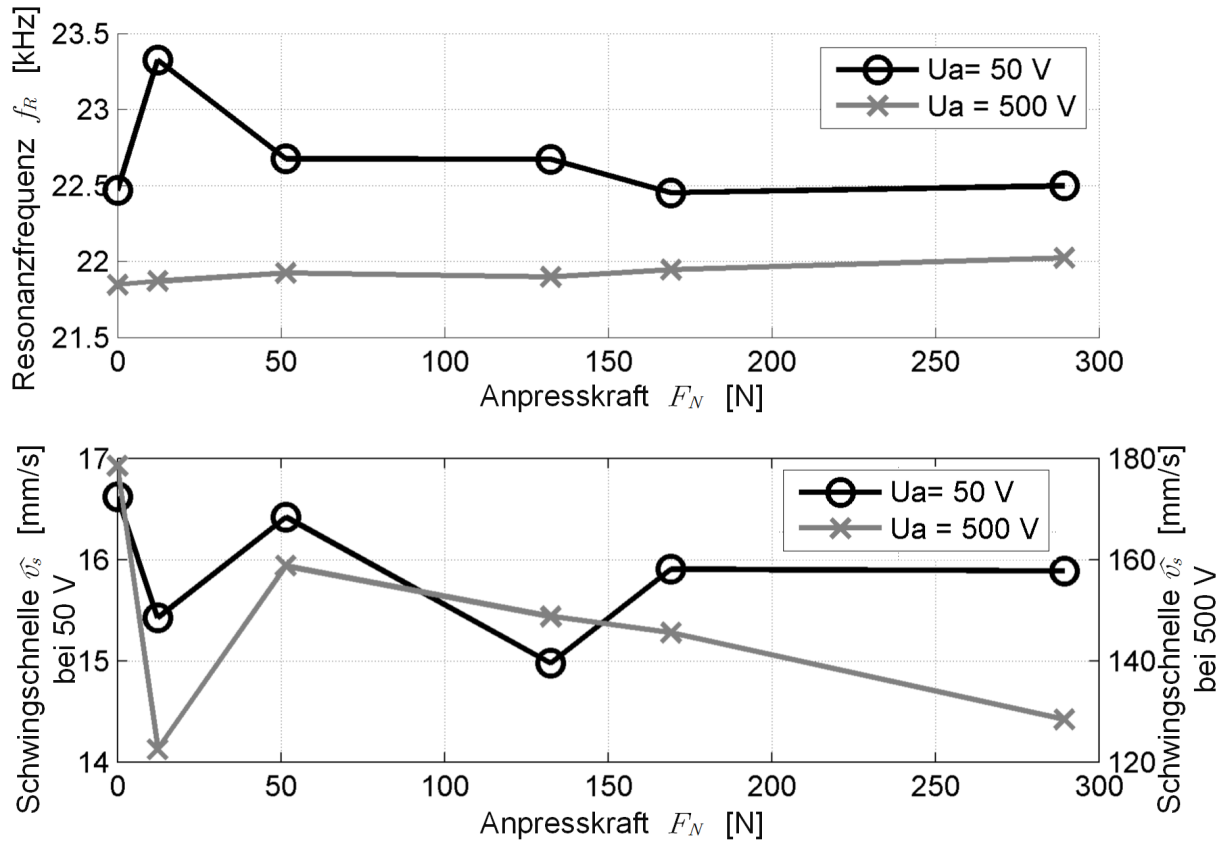


Abbildung 7.5: Steigerung der Schwingschnelle und Verschiebung der Resonanz bei Veränderung der Aktorspannung

Aus den Ergebnissen geht hervor, dass bei variablen Lastkräften ein optimaler Betrieb der Schwingmodule eine Regelung der Betriebsfrequenz auf die jeweilige Resonanzfrequenz erfordert. Die Detektion der Resonanzstelle kann entweder durch eine direkte Messung der Reibbelagschwingung oder indirekt durch Messung elektrische Größen und der zu erwartenden Steigerung der elektrischen Leistung erfolgen Littmann (2003).

Abbildung 7.6 zeigt die aus Strom- und Spannungsverlauf gewonnene Leistungsaufnahme der Schwingführung für eine Aktorspannung von 500V. Neben der Schein- und Wirkleistung der Schwingführung ist der Verlauf der Schwingschnelle eingetragen. Durch Steigerung der Frequenz steigt die Scheinleistung von 45W auf bis zu 80W an. Die Wirkleistung bleibt stets unter 10W. An der Resonanz mit maximaler Schwingschnelle ist weder an Ansteigen der Schein- noch der Wirkleistung zu erkennen. Eine Resonanzregelung aufgrund der Leistungsdaten der Aktoren ist daher bei diesem Demonstrator aufgrund der geringen Leistungszunahmen nicht möglich.

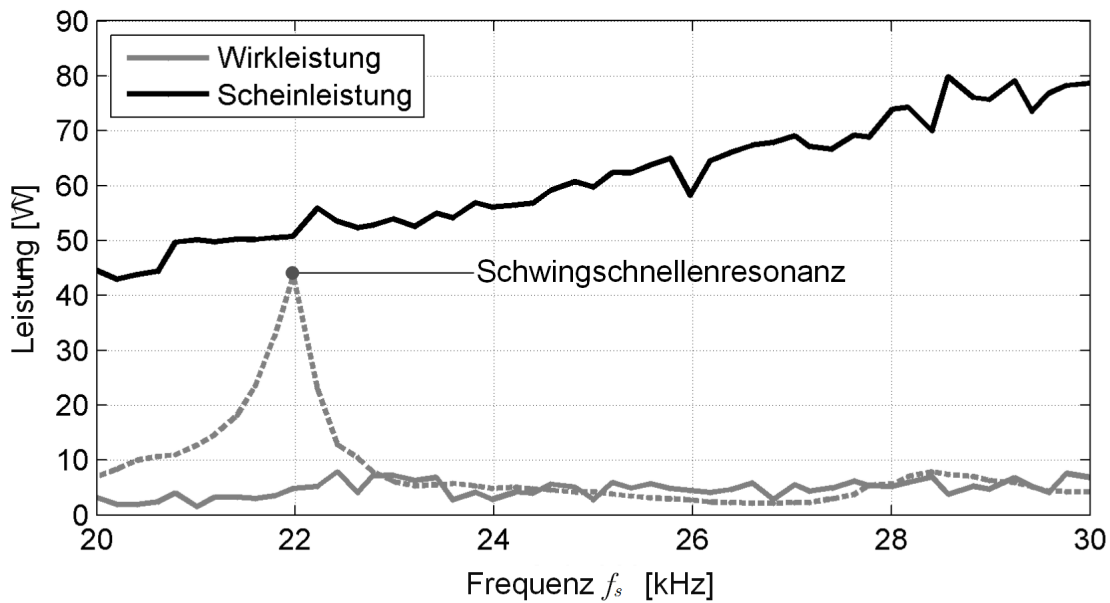


Abbildung 7.6: Leistungsaufnahme der Schwingführung

7.2 Untersuchung der Reibeigenschaften der Schwingführung

Nachdem durch die Bestimmung des Resonanzverhaltens die Betriebsfrequenz der Schwingführung bestimmt wurde, wird im weiteren der Einfluss der Schwingung auf die Veränderung des Reibverhaltens untersucht. Abbildung 7.7 zeigt den hierfür verwendeten Versuchsaufbau. Ein Antriebsschlitten, bestehend aus Motor und Schlitten erzeugt die Antriebskraft. Die Antriebskraft wird über eine elastische Kopplung mit variabler Steifigkeit zur Schwingführung weitergeleitet. Die Relativbewegung zwischen Antriebsschlitten und Schwingführung wird von einem Abstandssensor erfasst. Die Reibungskraft wirkt zwischen Antriebsschlitten und Schwingführung und wird vom Kraftsensor gemessen.

7.2.1 Untersuchung der Haftreibungsreduktion

Beim haftenden Maschinenschlitten bewirkt die Antriebskraft eine Verzerrung des mechanischen Aufbaus bis die Haftreibschwelle überschritten wird und sich der Maschinenschlitten in Bewegung setzt. Aufgrund der hohen Steifigkeiten bewirken schon Verzerrungen weniger μm sehr hohe Kräfte und demnach ein schnelles Überschreiten der Haftreibschwelle. Der genaue Haftreibwert und dessen Veränderung durch Schwingungen kann folglich präziser gemessen werden, wenn zwischen Antriebskraft und Führung eine geringere Steifigkeit wirksam ist. Für die Ermittlung des Haftreibverhaltens der Schwingführung kam daher eine Feder mit 40 N/mm zum Einsatz. Zu Beginn der Messungen fährt der Antriebsschlitten mit einer sehr kleinen, konstanten Geschwindigkeit von $0,5\text{ mm/s}$ gegen die haftende Schwingführung. Hierbei steigt die Kraft, welche die elastische Kopplung über den Kraftsensor auf die Schwingführung ausübt, stetig an, bis die Losbrechkraft erreicht ist. Die Haftreibungskraft

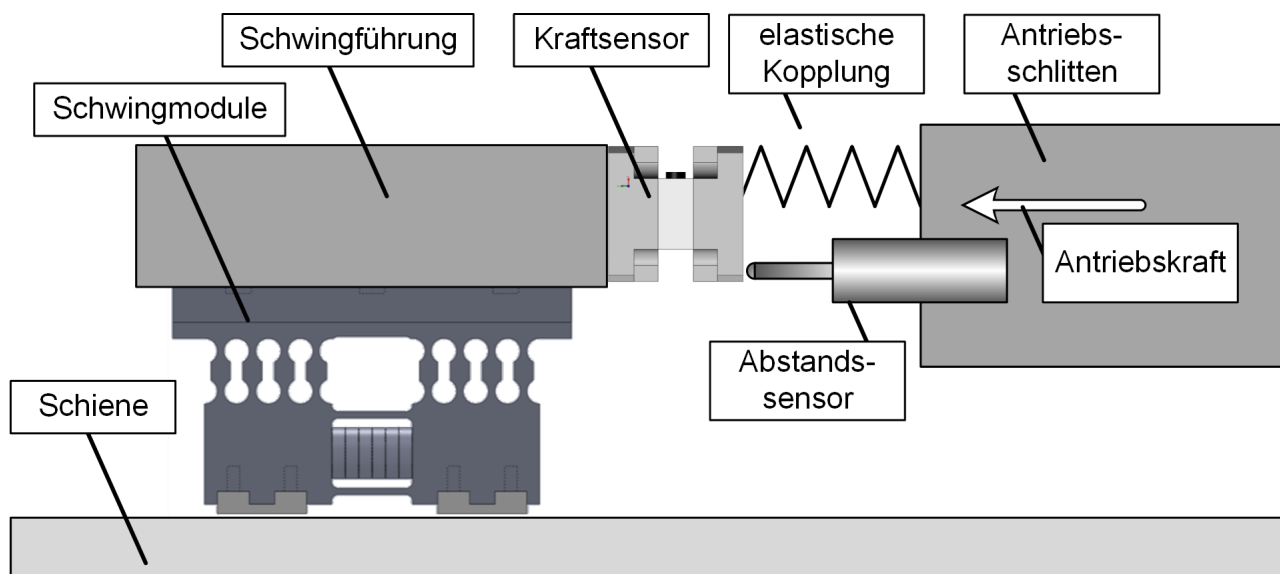


Abbildung 7.7: Aufbau zur Untersuchung der Reibeigenschaften der Schwingführung

entspricht dem maximal auftretenden Kraftwert, bei dem sich die Führung gerade aus der Ruhelage bewegt. Dieser Messablauf wurde für verschiedene Aktorspannungsamplituden wiederholt. Der Reduktionsfaktor für die Haftreibung ergibt sich aus dem Verhältnis der reduzierten Haftreibungskraft bei Schwingungsüberlagerung zur Haftreibungskraft ohne Schwingungsüberlagerung. Es gilt:

$$\gamma_0(U_a) = \frac{F_{R0}(U_a)}{F_{R0}(U_a=0)}. \quad (7.1)$$

Abbildung 7.8 zeigt die ermittelte Reduktion der Haftreibung. Zu beobachten ist, dass die Haftreibung bei steigender Aktorspannung zunächst stark und dann schwächer abnimmt. Bei der maximalen Aktorspannung ergibt sich eine Reduktion der Haftreibung auf $\gamma_0 = 9,3\%$. Aus Gleichung 4.6 ergeben sich aus den gemessenen Schwingschnellen die in Abbildung 7.8 dargestellten Schwingamplituden. Für eine Aktorspannung von 50 V beträgt die Schwingamplitude $0,044\ \mu\text{m}$, sie steigt bei der maximalen Aktorspannung auf $0,68\ \mu\text{m}$. Der Verlauf der Haftreibereduktion zeigt ähnlich wie bei den in Abbildung 2.17 dargestellten Untersuchungen eine Sättigung für größere Auslenkungsamplituden. Im Gegensatz zu den dort dargestellten Materialien tritt diese Sättigung bei der Schwingführung jedoch erst ab $\hat{x}_s > 0,40\ \mu\text{m}$ auf.

7.2.2 Untersuchung der Gleitreibungsreduktion

Um den Einfluss der Schwingungsüberlagerung auf die Gleitreibung zu untersuchen wird die Schwingführung vom Antriebsschlitten mit konstanter Geschwindigkeit über die Führungsschiene bewegt und die dabei übertragene Kraft aufgezeichnet. Da die Beschleunigung der Schwingführung während dieser Fahrt entfällt, entspricht die gemessene Kraft der Gleitreibungskraft. Die elastische Kopplung wurde

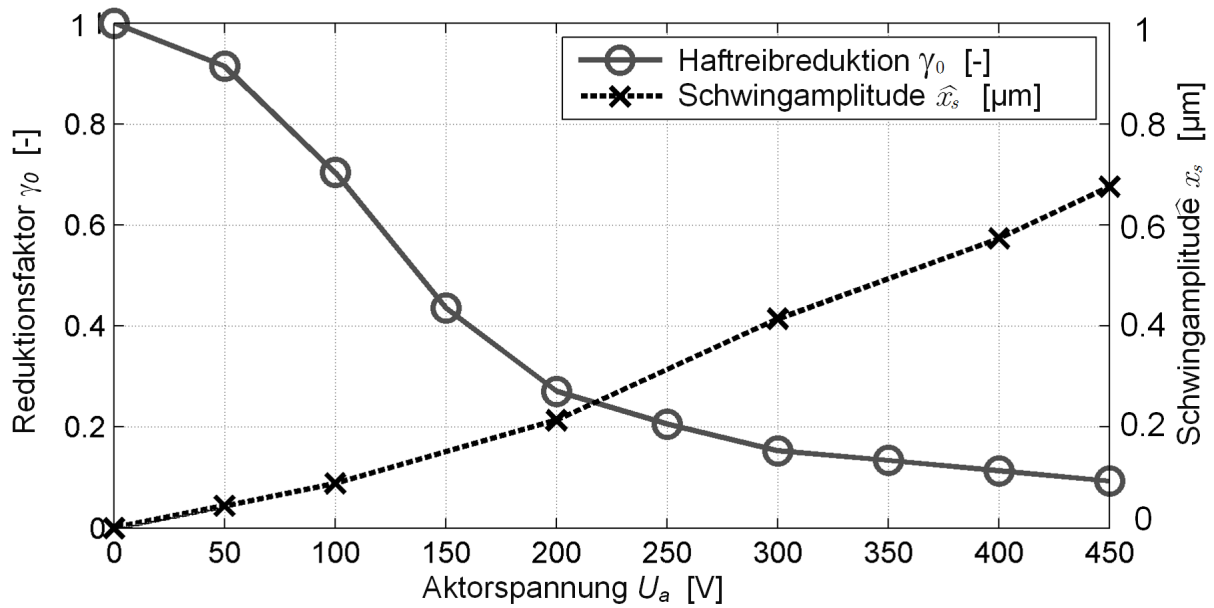


Abbildung 7.8: Reduktion der Haftreibung bei steigender Aktorspannung; Materialpaarung: Stahl-Zedex100, Lastkraft $F_N = 63,7 \text{ N}$

für diese Untersuchungen durch eine starre Kopplung ersetzt, um den Einschwingvorgang der Schwingführung auf die Vorschubgeschwindigkeit zu beschleunigen. Abbildung 7.9 zeigt den Aufbau für die Gleitreibungsversuche. Die Messung der Gleitreibungskraft wurde für unterschiedliche Vorschubge-

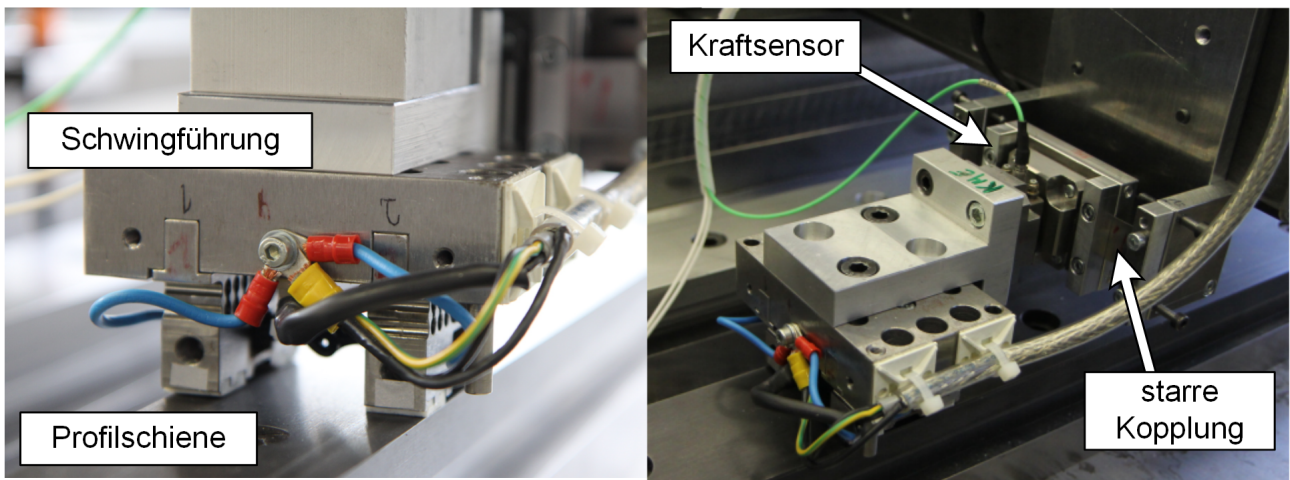


Abbildung 7.9: Versuchsaufbau zur Bestimmung der Gleitreibung

schwindigkeiten wiederholt. Für kleine Geschwindigkeiten wurde eine hohe Geschwindigkeitsauflösung von $\Delta v_f = 1 \text{ mm/s}$ gewählt. Im viskosen Bereich beträgt die Geschwindigkeitsauflösung 10 mm/s . Dieses Vorgehen wurde dann mit aktiven Schwingmodulen wiederholt wobei die Aktorspannung um jeweils 50 V gesteigert wurde. Abbildung 7.10 zeigt den daraus gewonnen Reibzahlverlauf in Abhängigkeit der Vorschubgeschwindigkeit und der Aktorspannung. Der Reibzahlverlauf der Schwingführung ohne

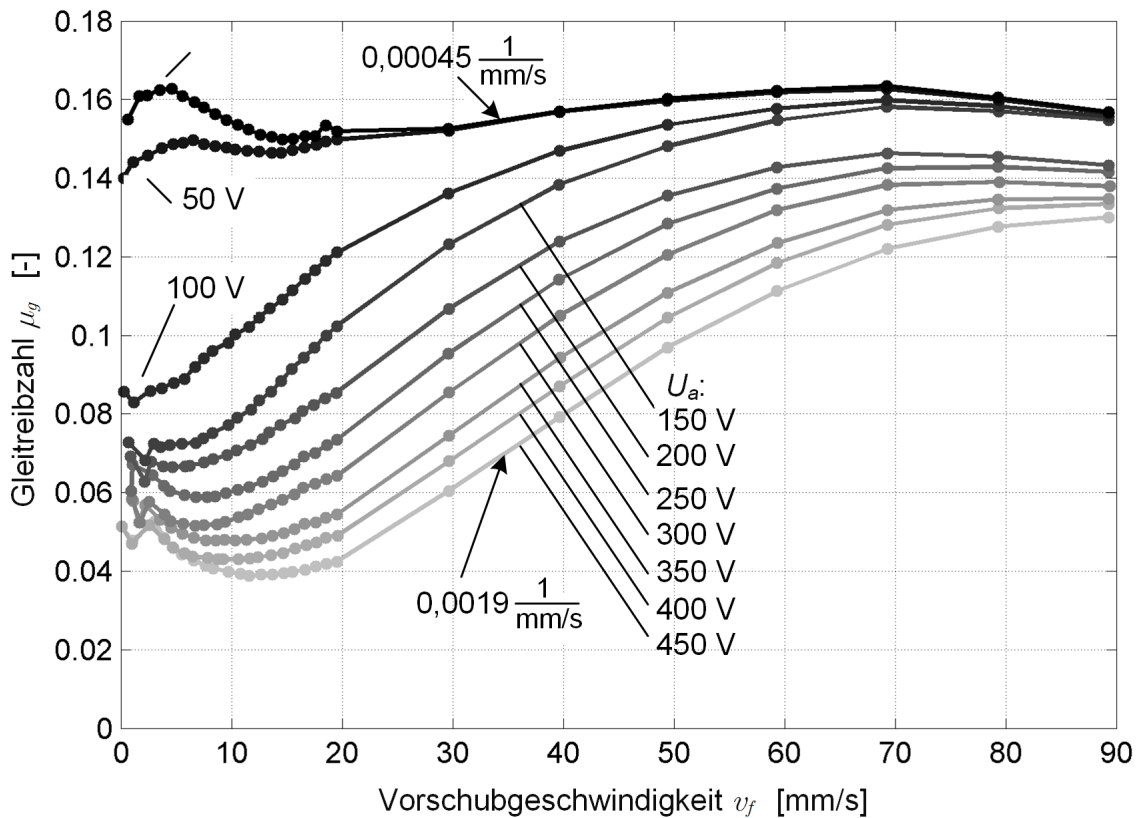


Abbildung 7.10: Reibzahlverlauf der Schwingführung für verschiedene Vorschubgeschwindigkeiten und Aktorspannungen; Materialpaarung: Stahl-Zedex100A Lastkraftgewicht $F_N = 63,7 \text{ N}$

Schwingungsüberlagerung (0 V) zeigt einen leichten Anstieg der Reibung bis $4,5 \text{ mm/s}$ dann weist die Kurve bis $14,6 \text{ mm/s}$ einen negativen Gradienten auf. Dann ist ein viskoser Bereich mit steigender Reibzahl bis $69,2 \text{ mm/s}$ erkennbar wonach die Reibzahl wieder leicht abfällt. Der Reibzahlverlauf unter Schwingungserregung mit 50 V Aktorspannung zeigt im Bereich mit kleiner Geschwindigkeit eine deutliche Veränderung des Reibverhaltens, die Reibzahlen fallen dort insgesamt geringer aus und auch der negative Gradient ist nur noch schwach ausgeprägt. Im viskosen Bereich hingegen ist kaum eine Reduktion der Reibung erkennbar. Das Verhalten kann so interpretiert werden, dass im unteren Geschwindigkeitsbereich Mischreibung auftritt und durch die Schwingungsamplitude hauptsächlich die Haftreibungsanteile verringert wird, die Schwingschnelle jedoch noch zu gering ist um die Gleitreibungsanteile zu verändern. Wird die Aktorspannung weiter gesteigert kommt es weiterhin zu einem Absenken der Haftreibungsanteile, das starke Absenken der Reibzahlen bei der 100 V Kurve ist dann dadurch zu erklären dass durch die erregte Schwingung hier sowohl Haft- als auch Gleitreibungsanteile verringert werden. Mit steigender Aktorspannung tritt nun auch eine Veränderung der Steigung im viskosen Bereich auf. Im Vergleich zur passiven Schwingführung vervierfacht sich die Steigung der Reibkurve von $b = 0,00045 \text{ 1/(mm/s)}$ auf $0,0019 \text{ 1/(mm/s)}$ im Bereich von $v_f = 20..60 \text{ mm/s}$. Im viskosen Bereich ist kommt es für jede Erhöhung der Aktorspannung zu einer Reduktion der Gleit-

treibung. Hierbei fällt auf, dass die Steigerung der Reibungsreduktion mit höherer Aktorspannung leicht abnimmt. Zu erklären ist dies mit der Verschiebung der Resonanzfrequenz bei Erhöhung der Aktorspannung und der damit verbundenen geringeren Zunahme der Schwingschnelle (Abbildung 7.5). Betrachtet man die Reduktion der Reibung im niedrigen Geschwindigkeitsbereich bis $v_f = 10 \text{ mm/s}$ so ist für Aktorspannungen ab 250 V wieder ein negativer Gradient erkennbar. Als Ursache wird hier eine Veränderung des Resonanzverhaltens angenommen. Im Versuch war es jedoch nicht möglich das Schwingverhalten des Reibbelags mit dem externen Laservibrometer während der Bewegung der Schwingführung zu erfassen. Um Ursachen näher zu klären ist ein veränderter Versuchsaufbau mit bewegter Schiene oder eine in der Schwingführung integrierte Sensorik notwendig.

Mit den Gleitreibungsversuchen des Demonstrators gelang es, die Gleitreibung im Bereich geringer Geschwindigkeiten um bis zu 76 % zu reduzieren. Im Bereich von Geschwindigkeiten ab 80 mm/s fällt die Reduktion mit etwa 17 % geringer aus. Die Steigung im viskosen Bereich konnte durch die Schwingungsüberlagerung um den Faktor 4,2 gesteigert werden. Durch die Veränderung der Steigung der Stribeckkurve verändert sich, wie in Kapitel 4.4 dargestellt, auch die viskose Dämpfung der Schwingführung.

7.2.3 Untersuchung des Stick-Slip-Effekts

Wie in Kapitel 4.3 gezeigt, kommt es aufgrund des nichtlinearen Verlaufs der Reibkurve zu Stick-Slip-Schwingungen. Durch die Wahl einer weichen, elastische Kopplung der Schwingführung mit dem Antriebsschlitten kann der Effekt deutlich gemacht werden. Für die Untersuchung des Stick-Slip Verhaltens wurde eine weiche elastische Kopplung von 40 N/mm gewählt und der Antriebsschlitten mit konstanter Geschwindigkeit verfahren. Die Stick-Slip Bewegung wird dabei vom Abstandssensor erfasst (Abbildung 7.7). Zu beobachten ist, dass der Stick-Slip-Effekt bis zu einer bestimmten kritischen Geschwindigkeit v_{krit} auftritt, das heißt unterhalb der kritischen Geschwindigkeit bleibt die Relativschwingung zwischen Antriebsschlitten und Schwingführung permanent erhalten. Weiterhin existiert eine Vorschubgeschwindigkeit, bei der die Amplitude der Stick-Slip Schwingung maximal ist. Wird die Schwingführung schneller als die kritische Geschwindigkeit bewegt so klingt die Relativschwingung ab und die Führung bewegt sich gleichmäßig ohne Stick-Slip. In den Experimenten wurde untersucht, welchen Einfluss die Wahl Aktorspannung auf die kritische Geschwindigkeit $v_{krit}(U_a)$ hat. Abbildung 7.11 zeigt die bei den Versuchen ermittelten kritischen Geschwindigkeiten. Im nicht schwingungsüberlagerten Fall tritt erst ab einer Vorschubgeschwindigkeit von $v_f \geq 13,8 \text{ mm/s}$ kein Stick-Slip mehr auf. Durch erhöhen der Aktorspannung verringert sich die kritische Geschwindigkeit auf bis zu $v_{krit} = 4,8 \text{ mm/s}$. Für Aktorspannungen ab $U_a > 200 \text{ V}$ zeigte sich eine unregelmäßige Veränderung der kritischen Geschwindigkeit, die nicht aus dem Verlauf der Stribeckkurve erklärbar sind. Als mögliche Erklärung hierfür werden leichte Variationen der Reibzahlen entlang der Schiene genannt, durch die eine Relativschwingung erregt wird. Neben der kritischen Geschwindigkeit sind in Abbildung 7.11 daher auch noch die Geschwindigkeiten dargestellt für die eine maximale Stick-Slip Schwingungsamplitude auftritt. Hier zeigt sich, dass die Geschwindigkeit für die eine maximale

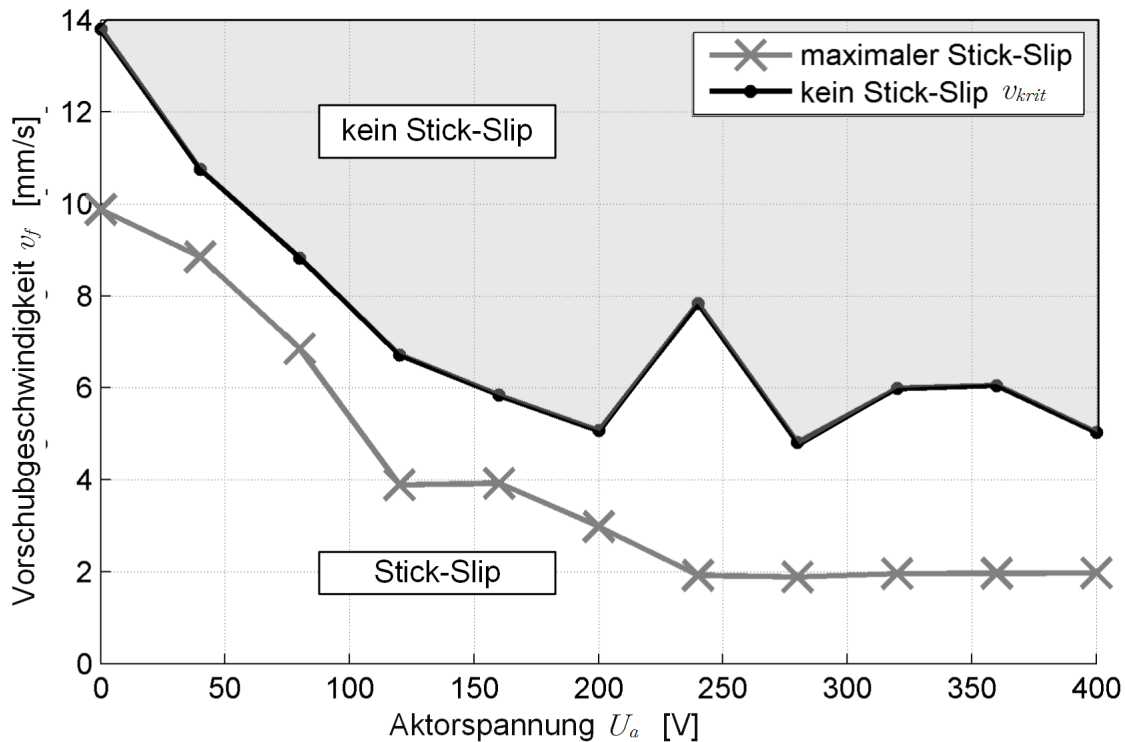


Abbildung 7.11: Diagramm über die Abhängigkeit der Stick-Slip-Grenzgeschwindigkeit von der Aktorspannung

Stick-Slip Schwingung auftritt, kleiner wird jedoch für Aktorspannungen von $U_a > 193 \text{ V}$ keine weitere Reduktion zu beobachten ist.

7.2.4 Linearisierung der Reibung

Durch die oben genannten Versuche wurde gezeigt, dass mittels Aktorspannung eine Veränderung des Gleitreibverhaltens hervorgerufen wird. Wie in Kapitel 4.3 dargestellt, strebt man beim Einsatz von Führungselementen ein möglichst lineares Reibverhalten an. Für den Betrieb der Schwingführung wurde daher ein Ansatz entwickelt mit dem das Gleitreibverhalten der Schwingführung linearisieren lässt. Hierfür wird zunächst das Gleitreibverhalten in Abhängigkeit der Aktorspannung ermittelt. Über die ermittelten Gleitreibzahlen wird nun eine Gerade gelegt die das gewünschte lineare Reibverhalten beschreibt. Hierbei ist zu beachten dass alle Punkte der Gerade innerhalb der Kennlinienschar der Gleitreibung liegen. Entlang dieser Linearisierungsgeraden ergeben sich Schnittpunkte mit den Kurven der aktorspannungsabhängigen Gleitreibung, siehe Abbildung 7.12. Jeder Schnittpunkt ordnet einer bestimmten Vorschubgeschwindigkeit eine Aktorspannung zu, so dass die resultierende Gleitreibzahl auf der Geraden des linearisierten Reibverhaltens liegt.

In einer Versuchsreihe wurde die Schwingführung mit dem aus diesem Verfahren berechneten Kennfeld $v_f \rightarrow U_a$ betrieben. In den Ergebnissen der Versuchsreihe ist deutlich zu erkennen, dass die Schwing-

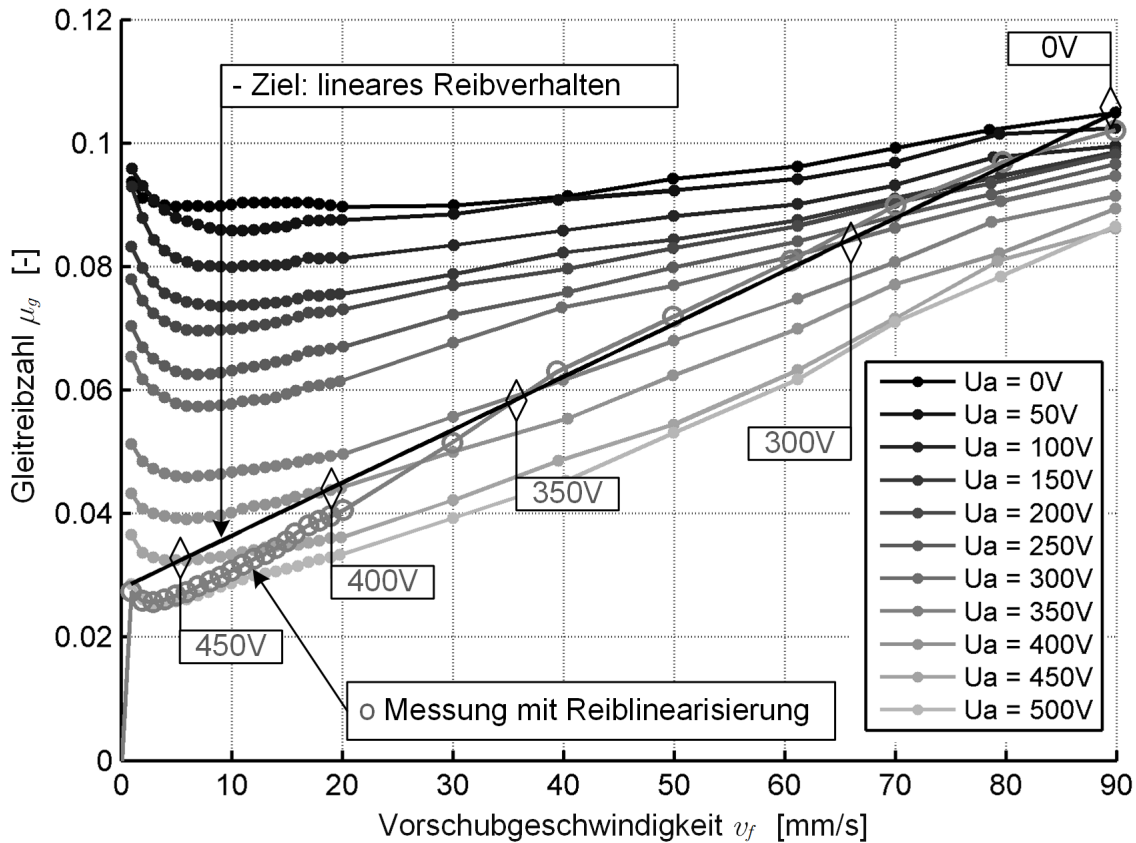


Abbildung 7.12: Gleitreibverhalten bei steigender Spannung und bei aktiver Reiblinearisierung

führung ein dem Zielreibverhalten ähnliche Steigung im Gleitreibverhalten aufweist. Bei Geschwindigkeiten von $v_f < 35 \text{ mm/s}$ weicht die gemessene Kennlinie durch einen Offset und eine etwas steilere Steigung von der Zielgeraden ab. Die Ursache hierfür liegt im Zusammenspiel des Messverfahrens für die Gleitreibung und der verwendeten Leistungsansteuerung für den Piezoaktor. Da bei der Reibungslinearisierung eine dynamische Veränderung der Aktorspannungsamplitude in Abhängigkeit der gemessenen Verfahrensgeschwindigkeit stattfindet, muss die Zwischenkreisspannung permanent verändert werden. Für einen gewissen Teilabschnitt der Verfahrensbewegung ist die Reibreduktion nicht vollständig ausgeprägt was zu einem Offset von der erwarteten Reibzahl führt. Dieser Effekt kann durch schnellere Leistungsansteuerungen oder die Anpassung des Ansteuerkennfeld vermindert werden.

Um die Wirkung der Reibungslinearisierung auf den Stick-Slip zu untersuchen wurde die Schwingführung elastisch mit dem Antriebsschlitten gekoppelt und eine Bewegung mit kontinuierlich steigender und dann abfallender Vorschubgeschwindigkeit mit $v_F = 1..20 \text{ mm/s}$ durchgeführt. Abbildung 7.13 zeigt die dabei vom Sensor gemessene Bewegung zwischen Schwingführung und Antriebsschlitten. Bei der Verfahrensbewegung ohne aktivierte Reibungslinearisierung ($U_a = 0V$) kommt es über den gesamten Verfahrensweg zu einer starken Relativschwingung. Wird die gleiche Bewegung mit aktiver Reibungslinearisierung durchgeführt so ist lediglich für Geschwindigkeiten bis $v_f = 7 \text{ mm/s}$ eine Relativschwingung

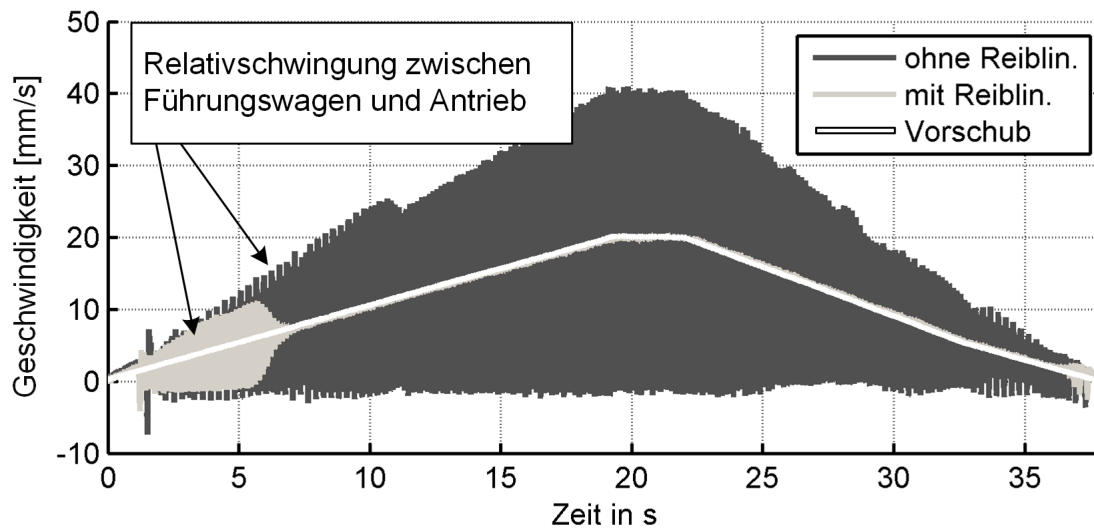


Abbildung 7.13: Vorschub- und Relativschwinggeschwindigkeiten bei einer Verfahrbewegung ohne und mit Reibungslinearisierung

vorhanden, darüber hinaus verläuft die Bewegung stabil. Dies entspricht einer erheblichen Verbesserung der Bewegungsqualität durch die Reibungslinearisierung. Eine vollständige Elimination des Stick-Slip ist demnach zu erwarten, wenn es gelingt, die Reibkurven auch für kleine Geschwindigkeiten weiter zu senken und so die Zielreibkennlinie in Richtung einer Ursprungsgeraden angepasst werden kann. Hierfür sind in zukünftigen Forschungsarbeiten eine Maximierung der Schwingschnellen und eine Verkleinerung des Ansprechverhalten der Leistungsansteuerung anzustreben.

7.3 Zusammenfassung

Im diesem Kapitel wurden die Ergebnisse der Untersuchungen zum Schwingverhalten des in Kapitel 6 entworfenen Schwingmodul vorgestellt. Zunächst wurde untersucht, in welcher Frequenzbandbreite die Resonanzfrequenz der Schwingmodule durch die Vorspannschraube eingestellt werden kann, um ein gemeinsames Betriebsfrequenz festzulegen. Durch die darauffolgende Messung der Ansprechzeit wurde untersucht, welche Zeit ein Schwingmodul bis zum Erreichen einer stationären Schwingung benötigt. Hierbei wurde eine Abhängigkeit der Ansprechzeit von der Aktorspannung festgestellt. Die Ansprechzeiten liegen zwischen $22 - 80 \text{ ms}$, die Zeiten, bis eine stationäre Schwingung erreicht wird, bei $130 - 170 \text{ ms}$. Als zentraler Bestandteil der Untersuchungen folgte dann die Messung der erreichbaren Schwingschnelle in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz, Aktorspannung und Belastungskraft. Es zeigte sich eine Abhängigkeit der Resonanzfrequenz von der angelegten Aktorspannung: je höher die Aktorspannung, desto geringer die Resonanzfrequenz. Im untersuchten Spannungsbereich von $0 - 500 \text{ V}$ kam es dabei zu einer Verschiebung der Resonanzfrequenz um bis zu 1 kHz . Die Schwingschnelle steigt stetig mit steigender Aktorspannung, jedoch ist kein linearer Zusammenhang herstellbar. Es wurde

festgestellt, dass durch die Steigerung der Anpresskraft eine Verschiebung der Resonanzfrequenz stattfindet und diese Veränderung auch abhängig von der Aktorspannung ist.

Um eine Möglichkeit zur automatischen Resonanzstellendetektion zu erreichen wurde auch der Strom- und Spannungsverlauf am Aktor durch eine Analyse der elektrischen Leistung untersucht. Ein Veränderung der elektrischen Leistung bei Resonanz konnte jedoch nicht festgestellt werden, was darauf schließen lässt, dass die Leistungsveränderung unterhalb des Messrauschen stattfindet und ein Schwingmodul mit höherem Verbrauch diesen Ansatz erst ermöglicht. Für den optimalen Betrieb der Schwingmodule wird kommt daher ein Kennfeldbetrieb mit einer spannungsabhängigen Steuerung der Betriebsfrequenz zum Einsatz.

Der zweite Teil der Untersuchungen widmet sich der Messung des Reibverhaltens einer aus zwei Schwingmodulen aufgebauten Schwingführung. Die Haftreibung der Schwingführung konnte auf unter 10% der Ursprünglichen Haftreibung reduziert werden. Für die Untersuchung der Gleitreibungsreduktion wurden Stribeckkurven für verschiedene Aktorspannungen aufgenommen und gezeigt, dass eine Reduktion um bis zu 76% der Ursprünglichen Gleitreibung erreicht wird.

Durch die Veränderung der Steigung der Reibkurve im viskosen Bereich um Faktor 4,2 konnte gezeigt werden, dass durch die Schwingführung auch eine aktive Veränderung der viskosen Dämpfung möglich ist.

Anschließend wurde in Versuchen zum Stick-Slip Verhalten der Schwingführung untersucht welchen Einfluss die Veränderung des Reibverhaltens auf die Bewegungsqualität hat. Als Maß hierfür dient die kritische Geschwindigkeit oberhalb der kein Stick-Slip auftritt. Gezeigt werden konnte, dass die kritische Geschwindigkeit von $13,8\text{mm/s}$ auf $4,8\text{mm/s}$ abgesenkt wird.

Mit den ermittelten Reibkennlinien wurde ferner eine Reibungslinearisierungssteuerung der Schwingführung entworfen. Hierfür wurde anhand einer Zielreibkennlinie eine vorschubabhängige Steuerung der Aktorspannung erstellt. Damit ergab sich ein lineares Reibverhalten und eine deutliche Reduktion des Stick-Slip. Diese Vorgehensweise erlaubt es der Schwingführung, eine, in den Grenzen des Reibkennfeldes, beliebiges Reibverhalten aufzuprägen. Durch die Veränderung der Steigung beispielsweise lässt sich so aktiv die Dämpfung der Schwingführung beeinflussen. Bei dem hier untersuchten Demonstrator konnte dies gezeigt werden. Für weitere Entwicklungen ist eine noch stärkere Reduktion der Reibung anzustreben damit auch Reibkennlinien in der Umgebung einer Ursprungsgeraden möglich werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

8.1 Zusammenfassung

Die Präzision und Bewegungsqualität eines Vorschubantriebssystems steht in Zusammenhang mit der Dämpfung und Linearität der eingesetzten Führung. Sowohl die Dämpfung, welche die Absorbierfähigkeit von Kräften in Trag und- Vorschubrichtung beschreibt als auch die Linearität der Kraftübertragung resultiert aus dem Reibverhalten der Führungen. Nichtlineare Veränderung der Reibkraft während der Bewegung führen zu Kräfteinflüssen welche die Gleichmäßigkeit der Bewegung stören. Zur Beeinflussung und Verbesserung der Linearität und Dämpfung finden sich in der Forschung und Technik konstruktive, signalbasierte und adaptronische Verfahren.

Auf Grundlage des Phänomens, dass sich das Reibverhalten durch Schwingungsüberlagerung verändert, wurde in dieser Arbeit ein neues adaptronisches Verfahren zur Beeinflussung der Dämpfung und Linearität in Vorschubantriebssystemen geschaffen. Untersucht wurde dabei inwiefern das Prinzip der schwingungsüberlagerten Reibungsveränderung auf Gleitführungen in Vorschubantriebssystemen übertragen werden kann und wie diese sogenannten Schwingführungen systematisch aufgebaut werden können.

Aus theoretischen Betrachtungen zur schwingungsüberlagerten Reibung wurden Kenngrößen für die Gestaltung der Schwingführung gewonnen. Für die Beeinflussung der Haftreibung sind möglichst hohe Schwingamplituden zu erreichen, für die Reduktion der Gleitreibung spielen hohe Schwingschnellen eine zentrale Rolle. Untersucht wurde auch der theoretische Einfluss der Schwingungsrichtung im Bezug zur Vorschubgeschwindigkeit. Hierbei wurde gezeigt, dass eine Schwingung in Richtung der Vorschubgeschwindigkeit vorteilhafter bezüglich Reduktion der Reibung ist als eine Schwingung quer zur Vorschubrichtung. Weiterhin wurden theoretische Betrachtungen zur Beeinflussung der Linearität und Dämpfung bei veränderlicher Reibung durchgeführt. Zeigt die Reibung ein lineares Verhalten so verhindert dies das Auftreten von Stick-Slip bei Bewegungsvorgängen. Das Reibverhalten wurde durch eine Stribeckkurve charakterisiert und untersucht welche Veränderung des Stick-Slip-Effekts durch die schwingungsüberlagerte Reduktion der Reibung zu erwarten ist. Um das Auftreten von Stick-Slip zu vermeiden, muss die Reduktion der Haftreibung die Reduktion der Gleitreibung für Geschwindigkeiten unter der Ausklinkgeschwindigkeit ein Vielfaches übersteigen. Dies gelingt vor allem durch hohe Schwingamplituden und niedrige Frequenzen. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass durch die Schwingungsüberlagerung das viskose Dämpfungsverhalten der Führung beeinflusst wird und für bestimmte Geschwindigkeitsverhältnisse von Vorschubgeschwindigkeit und Schwingschnelle eine Steigerung der viskosen Dämpfung um den Faktor 4 auftritt.

In Kapitel 5 werden Gestaltungsprinzipien zum Aufbau von schwingfähigen Gleitführungen hergeleitet. Als zentraler Funktionsträger einer Schwingführung wird das sogenannte Schwingmodul bestehend

aus Aktor, Resonator, Gleitbelag und Montagefläche eingeführt. Für die Gestaltung des Schwingmoduls werden zwei prinzipielle Ansätze vorgestellt die sich in der Dimension des daraus resultierenden Führungswagen unterscheiden: Einerseits werden Gestaltungsprinzipien für sehr lange Führungswagen im Bereich der Wellenlänge des Resonatormaterial aufgezeigt, andererseits werden Prinzipien für den Aufbau kurzer Schwingführungswagen genannt deren Dimensionen unterhalb der halben Wellenlänge liegen. Für beide Varianten zur Gestaltung des Schwingmoduls liegt die zentrale Herausforderung darin, einerseits eine hohe Steifigkeit gegenüber Belastungskräften zu erreichen, während gleichzeitig Gleitbeläge schwingfähig gelagert werden müssen. Typische Materialdaten für Aktoren, Resonatoren und Gleitbeläge werden vorgestellt und ein allgemeines Schema für den Aufbau von Schwingmodulen abgeleitet.

Anschließend wird in Kapitel 6 eine modellbasierte Gestaltung eines Demonstrators durchgeführt. Ziel bei der Gestaltung ist es die Resonanzfrequenz des Schwingmoduls innerhalb der Verstärkerbandbreite zu plazieren und dabei eine möglichst hohe Schwingamplitude bei der Betriebsfrequenz zu erzielen. Weiterhin wird untersucht, welcher Einfluss diverse Gestaltungsparameter auf die erreichbare Schwingschnelle haben. Durch die Simulation zeigten sich unerwünschte vertikale Schwingungen. Diese wurden durch iterative Umgestaltung des Schwingmoduls minimiert. Als ein wichtiger Aspekt bei der Gestaltung der Schwingführung stellte sich heraus, dass die Schwingmodule über eine Möglichkeit verfügen sollten wodurch die Resonanzfrequenz des fertig montierten Schwingmoduls nachträglich eingestellt werden kann. Für das hier entworfene Schwingmodul wurde dieser Aspekt durch eine leicht zugängliche Vorspannschraube berücksichtigt.

Nach der modellbasierten Gestaltung eines Schwingmoduldemonstrator folgen in Kapitel 7 die experimentellen Untersuchungen. Für den Aufbau einer Schwingführung aus Schwingmodulen wurden hierfür zwei Schwingmodule gefertigt. Aufgrund von Fertigungsungenauigkeiten und den daraus resultierenden unterschiedlichem Resonanzverhalten, wurden die Schwingmodule dann mit Hilfe der Vorspannschraube aufeinander abgestimmt. In Experimenten wurde anhand des Einschwingvorgangs die Ansprechzeit der Schwingmodule bestimmt. In Abhängigkeit der Aktorspannung lag diese zwischen $22ms$ ($50V$) und $80ms$ ($500V$). In verschiedenen Versuchsreihen wurde weiterhin der Einfluss der Aktorspannung und der Belastungskraft auf die erreichbare Schwingschnelle am Schwingmodul untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass die Schwingschnelle proportional zur Aktorspannung zunimmt, jedoch zeigte sich weiterhin eine starke Abhängigkeit der Resonanzfrequenz von der Aktorspannung, welche von nichtlinearen Eigenschaften des Piezomaterials ausgeht. Weiterhin zeigte sich ein Einfluss der Anpresskraft auf die Lage der Resonanzfrequenz. Aufgrund der Abhängigkeit der Resonanzfrequenz von Aktorspannung und Anpresskraft wurde untersucht, ob die Resonanzfrequenz durch Messung der elektrischen Leistung des Aktors detektiert werden kann. Da der Leistungsverlauf jedoch an der Resonanzstelle keine deutliche Änderung zeigte war dieser Ansatz nicht umsetzbar. Für den optimalen Betrieb der Schwingmodule wurde daher der Ansatz einer Kennfeldsteuerung umgesetzt. Aus dem Kennfeld kann für jede Aktorspannung die jeweils optimale Betriebsfrequenz bestimmt werden bei der die Schwingmodule eine maximale Schwingschnelle aufweisen.

Im zweiten Teil der experimentellen Untersuchungen wurde die Veränderung des Reibverhaltens durch die Schwingungsüberlagerung betrachtet. Zunächst wurde eine Versuchsreihe zur Messung der Haftreibungsänderung durchgeführt. Hier zeigte sich eine deutliche Reduktion der Haftreibung auf bis zu unter 10% der ursprünglichen Haftreibungskraft, vollständig eliminiert werden konnte die Haftreibung mit diesem Demonstrator jedoch nicht. Um die Veränderung der Gleitreibung durch die Schwingungsüberlagerung zu beurteilen wurden anschließend Stribeckkurven für verschiedene Aktorspannungen aufgezeichnet. Bei der Gleitreibung konnte eine Reduktion zwischen 76% für geringe Geschwindigkeiten und 17% für hohe Geschwindigkeiten erreicht werden. Zudem wurde gezeigt, dass die Steigung der Reibung im viskosen Bereich (viskose Dämpfung) durch die Schwingungsüberlagerung um den Faktor 4,2 gesteigert wurde.

Anschließend wurde in Versuchen zum Stick-Slip Verhalten der Schwingführung untersucht welchen Einfluss die Veränderung des Reibverhaltens auf die Bewegungsqualität hat. Als Maß hierfür dient die kritische Geschwindigkeit oberhalb der kein Stick-Slip auftritt. Gezeigt werden konnte, dass die kritische Geschwindigkeit von $13,8\text{mm/s}$ auf $4,8\text{mm/s}$ abgesenkt wird.

Abschliessend wurde der Ansatz einer aktiven Reibungslinearisierung untersucht. Hierbei wird auf Grundlage der Reibungskurven ein Zielreibverhalten entworfen. Aus den Reibungsmessungen ergibt sich daraus ein Steuergesetz, dass für jede Vorschubgeschwindigkeit eine Aktorspannung berechnet, so dass das resultierende Reibverhalten der Schwingführung dem gewünschten linearen Reibverhalten entspricht. In einer Versuchsreihe konnte dieser Ansatz validiert werden, indem der Schwingführung ein gewünschtes linearisiertes Reibverhalten aufgeprägt wurde.

Damit wurde in dieser Arbeit nachgewiesen, dass die Übertragung der schwingungsüberlagerten Reibungsveränderung auf Gleitführungen möglich ist und damit sowohl eine aktive Veränderung der Dämpfung erreicht werden kann als auch eine Linearisierung der Reibung.

8.2 Ausblick

In dieser Arbeit wurde gezeigt, dass sich Schwingführungen dazu eignen, das Reibverhalten von Gleitführungen aktiv zu beeinflussen. Um aus den hier erarbeiteten Ergebnissen marktfähige Schwingführungen zu gewinnen ist weiterhin zu untersuchen, wie sich Schwingführungen in das Vorschubantriebssystem integriert werden können. Das Gesamtkonzept der reibadaptiven Führungen im Vorschubantriebssystem zeigt Abbildung 8.1. Ausgehend von der Standardstruktur eines Vorschubantriebssystem (Abbildung 2.2) werden die Führungen durch Schwingführungen ersetzt. Der Aktor wird über den Aktorverstärker mit der Spannungsamplitude \hat{U}_a in der Betriebsfrequenz f_s betrieben. Über Sensorik wird die aktuelle Reibkraft gemessen und in der Reibungssteuerung zusammen mit dem Bewegungsablauf gesteuert.

Für den optimalen Betrieb der Schwingführungen ist es notwendig eine Methode zu Resonanzregelung mehrerer Schwingmodule zu schaffen. Es ist zu untersuchen, ob durch eine verbesserte Leistungselektronik eine elektronische Resonanzregelung erreicht werden kann. Als weitere Möglichkeit stünde die

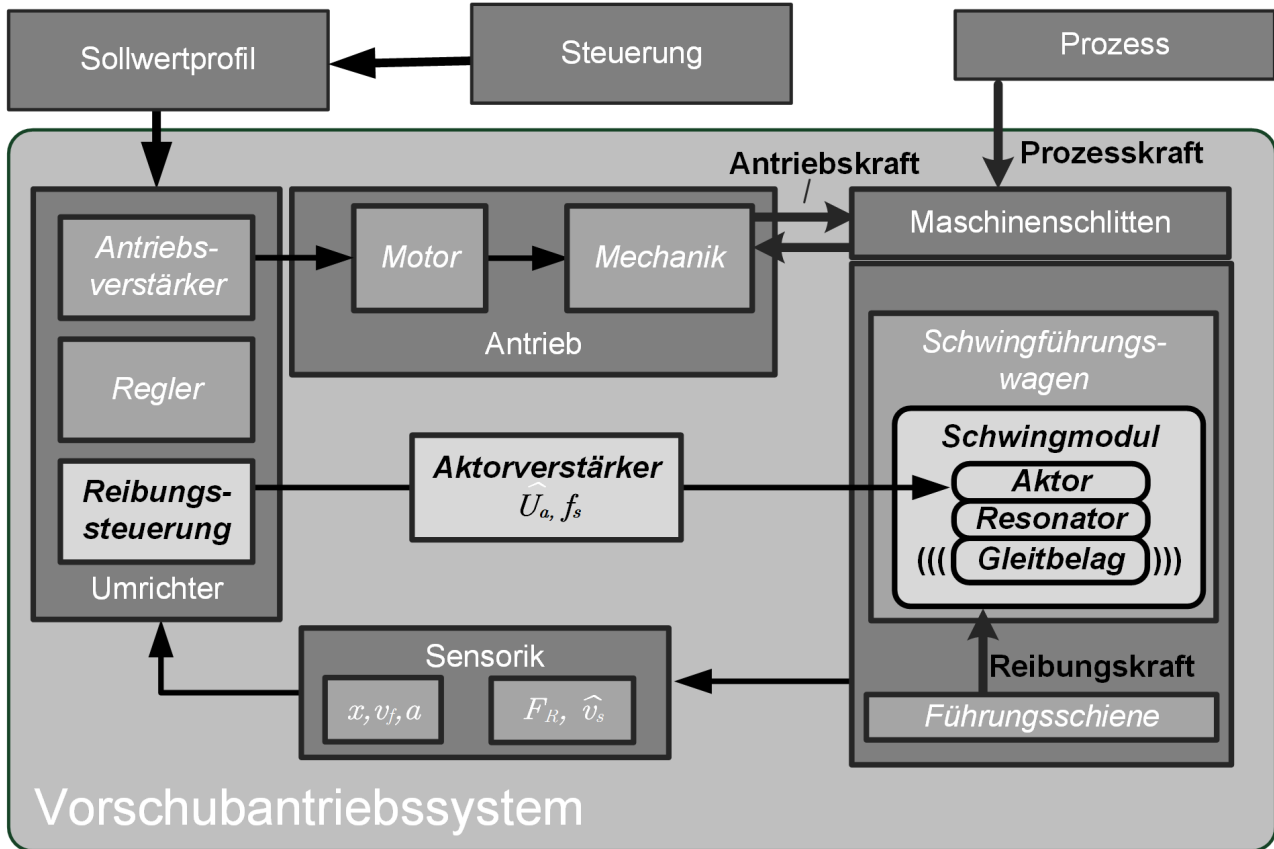


Abbildung 8.1: Aufbau einer Vorschubantriebssystems mit Schwingführungen

Verwendung von in die Schwingführung integrierte Sensorik zur Messung der erreichten Schwingamplituden zur Verfügung. Da das Resonanzverhalten der Schwingmodule von Aktorspannung, Belastung und den Fertigungstoleranzen abhängt ist weiterhin zu untersuchen, inwiefern ein dezentrales Versorgungskonzept zur Speisung der Aktoren notwendig ist wenn mehrerer Schwingmodule gleichzeitig zum Einsatz kommen.

Als weiterer wichtiger Aspekt bei der Entwicklung von Schwingführungen wird die Auswahl der Materialien hinsichtlich Verschleißfestigkeit und Dauerfestigkeit gesehen. Hier ist zu erforschen welche Materialien sich besonders günstig hinsichtlich einem Langzeitbetrieb eignen. Hilfreich ist es hierbei den Effekt auszunutzen, dass durch die Schwingungsüberlagerung das Reibverhalten verändert werden kann und somit das Reibverhalten im passiven Fall kein entscheidendes Kriterium mehr darstellt und das Hauptaugenmerk somit auf Verschleißfestigkeit des Gleitbelags gelegt werden kann.

Literaturverzeichnis

- Armstrong-Hélouvry, Dupont et al. (1994) Armstrong-Hélouvry, Brian, Dupont, Pierre, und Wit, Carlos Canudas de, 1994. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction, *Automatica* **Jg. 30**(7) S. 1083–1138
- Böge (2009) Böge, Alfred, 2009. *Handbuch Maschinenbau: Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik*, Springer DE
- Brecher, Kunc et al. (2010) Brecher, C., Kunc, M., Fey, M., und Klein, W., 2010. Reibungs- und Dämpfungseigenschaften von Profilschienenführungen, In: IWM (Hrsg.), *Profilschienenführungen in Werkzeugmaschinen*
- Brecher und Weck (2006) Brecher, Christian und Weck, Manfred, 2006. *Werkzeugmaschinen 3: Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose*, [New York]: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 6. Aufl., ISBN 3-540-22506-4
- Bretschneider (2000) Bretschneider, Jochen, 2000. *Reglerselbsteinstellung für digital geregelte, elektromechanische Antriebssysteme an Werkzeugmaschinen*, ISW Forschung und Praxis, Heimsheim: Jost-Jetter
- Brockett und Cebuhar (1988) Brockett, R. W. und Cebuhar, W. A., 1988. Smoothing and Linearization of Discontinuous Control Systems, In: Salam, Fathi M. A. und Levi, Mark L. (Hrsg.), *Dynamical systems approaches to nonlinear problems in systems and circuits*, SIAM, ISBN 9780898712186
- Cheers (2007) Cheers, Chris, 2007. Piezoelectric Ceramics Manual, URL www.morganelectroceramics.com
- Cheers (2014) Cheers, Chris, 2014. www.powerultrasonics.com, 04.2014, URL <http://www.powerultrasonics.com/>
- Cheers (1995) Cheers, Christopher F., 1995. *Design and optimisation of an ultrasonic die system for forming metal cans*, Dissertation, Loughborough University of Technology

- Conrath (2006) Conrath, Matthias, 2006. *Systematische Gestaltung von frequenzadaptierbaren Ultraschall-Werkzeugsystemen zum Einsatz in fertigungstechnischen Prozessen*, ISW Forschung und Praxis, Heimsheim: Jost-Jetter, ISBN 3-936947-78-3
- Croon (2008) Croon, Niko, 2008. Neues KGT Vorschubsystem und dessen Regelung, In: *Lageregelseminar 2008*, S. 5
- Denkena, Hackelöer et al. (2011) Denkena, B., Hackelöer, F., Neuber, C.-C., und Kallage, F., 2011. Adaptronische Genauigkeitssteigerung von Hochgeschwindigkeits-Werkzeugmaschinen mit kontaktlosen Antriebs- und Führungseinheiten, In: *Adaptronik für Werkzeugmaschinen*, Shaker, S. 67–90
- Denkena (2003) Denkena, Berend, 2003. Grundlagen der Werkzeugmaschinen
- Dietmair, Sekler et al. (2007) Dietmair, A., Sekler, P., Larrañaga, J., Sveda, J., Sulitka, M., und Bustillo A., 2007. Schwingungsreduktion bei Produktionsmaschinen: Ein Überblick über Methoden zur Schwingungsunterdrückung und Anregungsvermeidung, zuletzt geprüft: 02.02.2010
- Eber (2013) Eber, Rainer, 2013. *Ultraschallunterstütztes Bearbeiten von Gestein mit geometrisch unbestimmten Schneiden*, IFW, ISBN 978-3-00-042625-4
- Erkorkmaz und Altintas (2001) Erkorkmaz, Kaan und Altintas, Yusuf, 2001. High speed CNC system design. Part III: high speed tracking and contouring control of feed drives, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* **Jg. 41**(11) S. 1637–1658
- Frey (2013) Frey, Siegfried, 2013. *Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Vorschubantrieben durch semiaktive Dämpfung Univ., Diss.–Stuttgart, 2013.*, ISW Forschung und Praxis, Heimsheim, ISBN 978-3-8396-0648-3
- Frölich, Scheuermann et al. (2010) Frölich, D., Scheuermann, M., und Sauer, B., 2010. Dynamiksimulation einer Rollenscheinenführung, In: IWM (Hrsg.), *Profilschienenführungen in Werkzeugmaschinen*
- Gawronski und Parvin (1998) Gawronski, Wodek und Parvin, Ben, 1998. Radiotelescope low-rate tracking using dither, *Journal of guidance, control, and dynamics* **Jg. 21**(2) S. 349–352

- Godfrey (1967) Godfrey, Douglas, 1967. Vibration reduces metal to metal contact and causes an apparent reduction in friction, *ASLE transactions* **Jg. 10**(2) S. 183–192
- Grote (2011) Grote, Karl-Heinrich, 2011. *DUBBEL Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer DE
- Grudziński, Kissing et al. (1992) Grudziński, K, Kissing, W, und Zapłata, L, 1992. Untersuchung Selbsttregter Reibungsschwingungen mit Hilfe eines Numerischen Simulationsverfahrens, *Technische Mechanik* **Jg. 13** S. 7–14
- Hägglund (1997) Hägglund, Tore, 1997. Stiction compensation in control valves, In: *European Control Conference*
- Heisel und Eber (2010) Heisel, U und Eber, R, 2010. Ultraschallbohren von Gestein - Untersuchungen zum Potential ultraschallgestützter Verfahren in der Gesteinsbearbeitung, *Wt-Online* **Jg. 100**(1/2) S. 74–80
- Huf (2012) Huf, Alexander, 2012. *Kumulative Lastermittlung aus Antriebsdaten zur Zustandsbewertung von Werkzeugmaschinenkomponenten Univ., Diss.-Stuttgart, 2012.*, ISW Forschung und Praxis, Heimsheim: Jost-Jetter, ISBN 978-3-939890-96-6
- Hurlebaus (2005) Hurlebaus, Stefan, 2005. *Smart Structures*, IAM Universität Stuttgart
- Ispaylar (1996) Ispaylar, Münici Hakan, 1996. *Betriebseigenschaften von Profilschienen-Wälzführungen*, Dissertation, RWTH, Aachen
- Itazu (2013) Itazu, Mr., 2013. Fachgespräch mit Firma Nagase, 09.2013
- IWM (2010) IWM (Hrsg.), 2010. *Profilschienenführungen in Werkzeugmaschinen*
- Klement und Maier (2013) Klement, H. und Maier, P., 2013. *Elberfelder Studienbibel: Mit Sprachschlüssel und Handkonkordanz*, Witten and Dillenburg: SCM R. Brockhaus and Christl. Verl.-Ges, textstand nr. 28, 4. aufl., 9. gesamttauf. Aufl., ISBN 9783894367459

- Klotzbach und Henrichfreise (2002) Klotzbach, S. und Henrichfreise, H., 2002. Ein nichtlineares Reibmodell für die numerische Simulation reibungsbehafteter mechatronischer Systeme: Gekürzte Fassung veröffentlicht zur ASIM 2002, 16. Symposium Simulationstechnik., zuletzt geprüft: 27.01.2010
- Koch (2012) Koch, Stefan, 2012. *Konstruktion und Entwicklung einer Ultraschall-Schwingleitführung*, Master's thesis, Universität Stuttgart, betreuer Tobias Engel
- Kuttruff (1988) Kuttruff, Heinrich, 1988. *Physik und Technik des Ultraschalls*, Hirzel Stuttgart, ISBN 9783777604275
- Lee und Meerkov (1991) Lee, S. und Meerkov, S. M., 1991. Generalized dither, *International Journal of Control* **Jg. 53**(3) S. 741–747
- Lehner (2005) Lehner, Wolf-Dieter, 2005. *Regelung von Vorschubachsen unter Verwendung der Relativbeschleunigung: Univ., Diss.–Stuttgart, 2004.*, ISW Forschung und Praxis, Jg. 150, Heimsheim: Jost-Jetter, ISBN 3936947457
- Littmann, Storck et al. (2001) Littmann, W., Storck, H., und Wallaschek, J., 2001. Sliding friction in the presence of ultrasonic oscillations: superposition of longitudinal oscillations, *Archive of Applied Mechanics (Ingenieur Archiv)* **Jg. 71**(8) S. 549–554
- Littmann (2003) Littmann, Walter, 2003. *Piezoelektrische, resonant betriebene Ultraschall-Leistungswandler mit nichtlinearen mechanischen Randbedingungen*, Paderborn: Heinz-Nixdorf-Inst., ISBN 3935433336
- Lunze (2002) Lunze, Jan, 2002. *Regelungstechnik 1*, Springer, ISBN 3642295320
- Marquardt (1963) Marquardt, Donald W., 1963. An algorithm for least-squares estimation of nonlinear parameters, *Journal of the Society for Industrial & Applied Mathematics* **Jg. 11**(2) S. 431–441
- Melz (2002) Melz, Tobias, 2002. *Entwicklung und Qualifikation modularer Satellitensysteme zur adaptiven Vibrationskompensation an mechanischen Kryokühlern*, Dissertation, TU Darmstadt
- Merziger und Wirth (2010) Merziger, Gerhard und Wirth, Thomas, 2010. *Repetitorium höhere Mathematik*, Binomi-Verlag

- Moriwaki und Shamoto (1991) Moriwaki, Toshimichi und Shamoto, Eiji, 1991. Ultraprecision diamond turning of stainless steel by applying ultrasonic vibration, *CIRP Annals-Manufacturing Technology* **Jg. 40**(1) S. 559–562
- Mossaheb (1983) Mossaheb, S., 1983. Application of a method of averaging to the study of dithers in non-linear systems, *International Journal of Control* **Jg. 38**(3) S. 557–576
- Neugebauer, Pagel et al. (2011) Neugebauer, Reimund, Pagel, Kenny, Wittstock, V., Illgen, A., und Bucht, A., 2011. Entwurf, Simulation und experimentelle Untersuchung einer Sensor-Aktor-Einheit zur Kompensation von Axialschwingungen im Antriebsstrang einer Vorschubachse: DFG Schwerpunktprogramm 1156, In: *Adaptronik für Werkzeugmaschinen : Forschung in Deutschland*, S. pp. 179–206
- Olsson, Åström et al. (1998) Olsson, H., Åström, K.J., Canudas de Wit, C., Gäfvert, M., und Lischinsky, P., 1998. Friction Models and Friction Compensation, *European Journal of Control* **Jg. 4**(3) S. 176–195
- Olsson (1996) Olsson, Henrik, 1996. *Control systems with friction*, Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology
- Oppelt (1976) Oppelt, Winfried, 1976. A historical review of autopilot development, research, and theory in Germany, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* **Jg. 98**(3) S. 215–223
- Ottl (2007) Ottl, D., 2007. VDI-Richtlinie 3830: Werkstoff-und Bauteildampfung Modelle und mathematische Beschreibung, Versuchstechniken zur Messung von Dampfungskenngrößen, *VDI BERICHTE* **Jg. 2003** S. 1
- PAJER, KUHNT et al. (1988) PAJER, G., KUHNT, H., und KURTH, F., 1988. Fördertechnik. Bd. Stetigförderer
- Peters (2014) Peters, Dirk, 2014. Fachgespräch mit Firma CADFEM, 2.2014
- Popov (2009) Popov, Valentin L., 2009. *Kontaktmechanik und Reibung: Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation*, Berlin: Springer, 1. Aufl., ISBN 978-3-540-88836-9

- Pruschek (2009) Pruschek, Peter, 2009. *Verfahren zur anwendungsgerechten Parametrierung der Steuerung und Regelung von Vorschubachsen: Univ., Diss. -Stuttgart, 2008.*, ISW Forschung und Praxis, Jg. 172, Heimsheim: Jost-Jetter, ISBN 9783939890416
- Putzar (2007) Putzar, Gero, 2007. *Theoretische Untersuchungen zur Identifizierung der relevanten räumlichen Skalen der Reibung fester Körper*, Dissertation, zuletzt geprüft: 23.01.2009
- Reuss und Verl (2011) Reuss, M. und Verl, A., 2011. Reihenuntersuchung von Werkzeugmaschinen - Reibung in Linearachsen, 2. *VDI-Fachtagung Schwingungsdämpfung* S. 255–265
- Reynolds (1886) Reynolds, Osborne, 1886. On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil., *Proceedings of the Royal Society of London* **Jg. 40**(242-245) S. 191–203
- Roseira (2009) Roseira, José, 2009. *Zum dynamischen Verhalten adaptierbarer Reibtilger und Reibflächen mit Anwendungen an Werkzeugmaschinen*, Bericht aus dem Institut für Angewandte und Experimentelle Mechanik, Jg. 2009,3, Tönning and Lübeck and Marburg: Der Andere Verlag, ISBN 389959942X
- Rouijaa, Krülle et al. (2004) Rouijaa, M., Krülle, C., Rehberg, I., Grochowski, R., und Walzel, P., 2004. Transportverhalten und Strukturbildung granularer Materie auf Schwingförderern, *Chemie Ingenieur Technik* **Jg. 76**(1-2) S. 62–65, doi:10.1002/cite.200403270, URL <http://dx.doi.org/10.1002/cite.200403270>
- Rozenberg und Kazantsev (1964) Rozenberg, L. D. und Kazantsev, V.F., 1964. *Ultrasonic Cutting*, Consultants Bureau, New York
- Ruderman (2012) Ruderman, Michael, 2012. *Zur Modellierung und Kompensation dynamischer Reibung in Aktuatorssystemen*, Dissertation, TU Dortmund, Dortmund
- Schütte (2003) Schütte, Frank, 2003. *Automatisierte Reglerinbetriebnahme für elektrische Antriebe mit schwingungsfähiger Mechanik*, Berichte aus der Steuerungs- und Regelungstechnik, Aachen: Shaker, ISBN 9783832212261

- Storck, Littmann et al. (2002) Storck, H., Littmann, W., Wallaschek, J., und Mracek, M., 2002. The effect of friction reduction in presence of ultrasonic vibrations and its relevance to travelling wave ultrasonic motors, *Ultrasonics* **Jg. 40**(1-8) S. 379–383, doi: 10.1016/S0041-624X(02)00126-9
- Stribeck (1903) Stribeck, R., 1903. Die wesentliche Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager., *VDI-Forschungsheft* **Jg. 7**
- Swoboda (1987) Swoboda, Werner, 1987. *Digitale Lageregelung für Maschinen mit schwach gedämpften schwingungsfähigen Bewegungsachsen: Univ., Diss.–Stuttgart.*, ISW Forschung und Praxis, Jg. 66, Berlin: Springer, ISBN 0387181016
- Thomsen (1999) Thomsen, Jon Juel, 1999. Using fast vibrations to quench friction-induced oscillations, *Journal of Sound and Vibration* **Jg. 228**(5) S. 1079–1102
- Vajnhandl und Majcen Le Marechal (2005) Vajnhandl, Simona und Majcen Le Marechal, Alenka, 2005. Ultrasound in textile dyeing and the decolouration/mineralization of textile dyes, *Dyes and Pigments* **Jg. 65**(2) S. 89–101
- Verl, Sawodny et al. (2008) Verl, A., Sawodny, O., Hafla, A., und Dietmair, A., 2008. Potenziale der modellbasierten Regelungstechnik in der industriellen Steuerungstechnik von Werkzeugmaschinen und Robotern, In: *Stuttgarter Impulse FTK 2008*, S. 20–76, zuletzt geprüft: 2008
- Verl (2013) Verl, Alexander, 2013. Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Industrieroboter
- Weck und Brecher (2006a) Weck, Manfred und Brecher, Christian, 2006. *Werkzeugmaschinen 2: Konstruktion und Berechnung*, [New York]: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 8. Aufl., ISBN 3-540-22502-1
- Weck und Brecher (2006b) Weck, Manfred und Brecher, Christian, 2006. *Werkzeugmaschinen 5: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität*, Berlin and Heidelberg and New York: Springer, 7. Aufl., ISBN 3-540-22505-6
- Weck und Brecher (2006c) Weck, Manfred und Brecher, Christian, 2006. *Werkzeugmaschinen Band 1: Konstruktion und Berechnung: Kapitel 5:*

- Führungen*, Springer-11774 [Dig. Serial], Berlin and Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 8. Aufl., URL <http://dx.doi.org/10.1007/3-540-30438-X>
- Wolfgang (2012) Wolfgang, Klöblen, 2012. Fachgespräch Fa. Steinmeyer, 09.2012
- Yang und Tomizuka (1988) Yang, Sangsik und Tomizuka, Masayoshi, 1988. Adaptive pulse width control for precise positioning under the influence of stiction and Coulomb friction, *Journal of dynamic systems, measurement, and control* **Jg. 110**(3) S. 221–227
- Yang (2001) Yang, Tao, 2001. *Impulsive control theory*, Jg. 272, Springer
- Ziegler (1997) Ziegler, M., 1997. Prozeßregelung beim Tiefziehen - schwingende Niederhalterkraft, In: *FTK97*, Springer Berlin Heidelberg, S. 549–553, ISBN 978-3-540-63552-9, doi: 10.1007/978-3-642-60909-1_47, URL http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-60909-1_47
- ZVEI (2006) ZVEI, 2006. *Ultrasonic assembly of thermoplastic mouldings and semi-finished products - Recommendations on methods, construction and applications*, Frankfurt am Main: ZVEI

Die Dissertation behandelt den Effekt und die konstruktive Umsetzung von Gleitführungen deren Reibverhalten mittels Ultraschall modifizierbar ist. Diese Technik ermöglicht es die guten Dämpfungs- und Gleichlaufeigenschaften einer Gleitführung zu nutzen und gleichzeitig das Reibverhalten zu steuern um Haftreibung und Stick-Slip zu minimieren. Behandelt wird ein methodischer Ansatz zum Aufbau schwingfähiger Gleitführungen. Im praktischen Teil erfolgt die konstruktive Umsetzung eines Demonstrators und die experimentelle Messung der Reibeigenschaften.

ISBN 978-3-8396-1165-4



FRAUNHOFER VERLAG