

Funktionalitätsverbesserung von spanenden Werkzeugmaschinen durch additive mechatronische Systeme

Von der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Chemnitz

genehmigte

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor Ingenieur

(Dr.-Ing.)

vorgelegt

von Dipl.-Ing. Markus Wabner
eingereicht am 04. April 2019

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Welf-Guntram Drossel

Prof. Dr.-Ing. Steffen Ihlenfeldt

Chemnitz, den 14. Juli 2020

Für meine lieben Eltern Gabriele & Konrad
und meine wundervolle Familie.

Bibliographische Beschreibung

Wabner, Markus

Funktionalitätsverbesserung von spanenden Werkzeugmaschinen durch additive mechatronische Systeme

Dissertation an der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Chemnitz, Institut für Werkzeugmaschinen und Produktionsprozesse, Chemnitz, 2019

Seiten:	200
Abbildungen:	107
Tabellen:	5
Quellen:	242
Anlagen:	6

Referat

Additive mechatronische Systeme (AMS) sind geeignet, die Funktionalität von Werkzeugmaschinen (WZM) zu verbessern. Die Vielfalt und Redundanz der entwickelten Lösungen erschwert jedoch die optimale Berücksichtigung von AMS im frühzeitigen Entwicklungsprozess von WZM. In der vorliegenden Arbeit wird eine Vorgehensweise aufgezeigt, den möglichen Lösungsraum schon frühzeitig einzugrenzen und damit zielführende Lösungen effektiv zu kanalisieren. Hierfür werden im ersten Schritt Funktionalitätsgrenzen von WZM bewertet. Danach erfolgt die Definition von AMS-Funktionsprinzipien und eines geeigneten Beschreibungsansatzes, um daraus allgemeine Eingriffsstrategien für AMS in WZM abzuleiten und vergleichend zu bewerten. Abschließend werden die Auswirkungen der vorgeschlagenen Vorgehensweise auf den Entwicklungsprozess von WZM diskutiert. Anhand dreier Anwendungsbeispiele werden die erarbeiteten Vorgehensweise und Werkzeuge validiert und Grenzen aufgezeigt.

Schlagworte

Werkzeugmaschinen, Additive mechatronische Systeme, Mechatronik, Adaptronik, Dämpfung, Schwingungen, Strukturmechanik, Vorschubsysteme

Wabner, Markus

Functionality improvement of machine tools by additive mechatronic systems

Abstract

Additive mechatronic systems (AMS) are suitable for improving the functionality of machine tools. However, the variety and redundancy of the solutions developed make it difficult to optimally take AMS into account in the early development process of machine tools. In the present work a procedure is shown to limit the possible solution space and thus to identify effective solutions at an early stage. For this purpose, the functional limits of machine tools are assessed in the first step. This is followed by the definition of AMS functional principles and a suitable description approach in order to derive general intervention strategies for AMS in machine tools and to evaluate them comparatively. Finally, the effects of the proposed procedure on the development process of machine tools are discussed. Using three application examples, the developed procedures and tools are validated and limits are shown.

Keywords

Machine tools, Additive mechatronic systems, Mechatronics, Adaptronics, Damping, Vibrations, Structural mechanics, Feed systems

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeiten am Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU in Chemnitz.

Dem Präsidenten der Fraunhofer-Gesellschaft, Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Prof. E. h. Dr.-Ing. E. h. mult. Dr. h.c. mult. Reimund Neugebauer, danke ich sehr für die Anregung des Themas und seine wohlwollende Förderung.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Welf-Guntram Drossel für die Betreuung und die großzügige Unterstützung bei der Durchführung der Arbeit sowie für die vielfältigen Anregungen als auch kritischen Hinweise.

Ebenfalls möchte ich mich recht herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Steffen Ihlenfeldt für sein großes Interesse an der Arbeit und die Übernahme des Gutachtens bedanken.

Neben den Mitarbeitern des Fraunhofer IWU und der TU Chemnitz danke ich vor allem auch Dipl.-Ing. Christian Scheffler, Dr.-Ing. Mohit Law und Dr.-Ing. Martin Kolouch für ihren fachlichen Rat.

Meiner Familie und insbesondere meinen Eltern möchte ich einen ganz besonderen Dank aussprechen und die Arbeit widmen. Sie haben stets mit Liebe, Ruhe und Weitblick nicht nur den Grundstein für meine erfolgreiche Dissertation gelegt, sondern mich auch jederzeit auf allen Ebenen unterstützend begleitet.

Chemnitz, den 14. Juli 2020

Markus Wabner

Inhaltsverzeichnis

SYMBOLVERZEICHNIS	15
ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS	19
1 EINLEITUNG	21
2 STAND DER WISSENSCHAFT UND TECHNIK.....	27
2.1 Begriffsabgrenzung additive mechatronische Systeme	27
2.2 Additive mechatronische Systeme für spanende Werkzeugmaschinen.....	29
2.2.1 Übersicht	29
2.2.2 AMS für Vorschubsysteme.....	30
2.2.3 AMS für Gestellkomponenten	33
2.2.4 AMS für Führungssysteme.....	38
2.2.5 AMS für Hauptspindeln	40
2.2.6 AMS für Werkzeuge und Werkzeugaufnahmen.....	44
2.2.7 AMS für Werkstücke und Werkstückaufnahmen	48
2.2.8 Neuordnung nach Integrationszielen	50
2.3 Entwicklungsmethoden für mechatronische Systeme	52
2.4 Entwicklungsmethoden für Werkzeugmaschinen	54
2.5 Schlussfolgerung und Defizite.....	55
3 ZIELSTELLUNG	57
4 EINGRIFFSPOTENZIALE ZUR FUNKTIONALITÄTSVERBESSERUNG VON WERKZEUGMASCHINENKOMPONENTEN	59

4.1	Übersicht	59
4.2	Mechanische Komponenten von Werkzeugmaschinen	60
4.2.1	Funktionen mechanischer Komponenten	60
4.2.2	Funktionalitätsbestimmende Parameter	63
4.2.3	Eingriffspotenziale	65
4.3	Mechanische Elemente von Servoachsen	70
4.3.1	Funktionen inhärenter mechatronischer Antriebssysteme ...	70
4.3.2	Funktionalitätsbestimmende Parameter	72
4.3.3	Einfluss mechanischer Parameter auf die Funktionalität von Servoachsen	74
4.3.3.1	Messsystemankopplung	74
4.3.3.2	Steifigkeit	79
4.3.3.3	Dämpfung	80
4.3.3.4	Dämpfung einer zweiten lastseitigen Trägheit	82
4.3.3.5	Elastischen Basis	84
4.3.4	Alternative steuerungs- und regelungsseitige Ansätze	86
4.4	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen	87
5	BEWERTUNG VON EINGRIFFSSTRATEGIEN FÜR ADDITIVE MECHATRONISCHE SYSTEME	89
5.1	Übersicht	89
5.2	Funktionen additiver mechatronischer Systeme	90
5.3	Funktionalitätsbestimmende Kriterien	93
5.4	Vereinfachte Modellierung von AMS	94
5.5	Systemintegrationsszenarien	96
5.6	Diskussion von AMS-Szenarien zur Funktionalitätsverbesserung von WZM	99
5.6.1	Vorgehensweise	99

5.6.2	Betrachtete Regelungsstrategien.....	100
5.6.3	Betrachtete Eingriffsstrategien	100
5.6.4	Eingriffsstrategien für störkrafterregte mechanische Systeme 102	
5.6.4.1	Parallel-strukturintegrierter Aktor	102
5.6.4.2	Inertialmasseaktor	104
5.6.4.3	Seriell-strukturintegrierter nachgeordneter Aktor, Masseverhältnis 1:99	104
5.6.4.4	Seriell-strukturintegrierter nachgeordneter Aktor, Masseverhältnis 1:1	107
5.6.4.5	Seriell-strukturintegrierter nachgeordneter Aktor, Masseverhältnis 99:1	109
5.6.4.6	Seriell-strukturintegrierter vorgeordneter Aktor, Masseverhältnis 1:99	111
5.6.4.7	Seriell-strukturintegrierter vorgeordneter Aktor, Masseverhältnis 1:1	113
5.6.4.8	Seriell-strukturintegrierter vorgeordneter Aktor, Masseverhältnis 99:1	115
5.6.5	Eingriffsstrategien für wegerregte mechanische Systeme.	117
5.6.5.1	Seriell-strukturintegrierter Aktor mit starrer Maschine	117
5.6.5.2	Seriell-strukturintegrierter Aktor mit elastischer Maschine.	119
5.6.6	Eingriffsstrategien für Servoachsen mit mechanischen Elastizitäten	121
5.6.6.1	Aktive Beeinflussung der lastseitigen Elastizität mittels parallel-strukturintegriertem Aktor	121
5.6.6.2	Aktive Beeinflussung der lastseitigen Elastizität mittels Inertialmasseaktor	123
5.6.6.3	Aktive Beeinflussung der lastseitigen Elastizität mittels seriell-strukturintegriertem nachgeordnetem Aktor	125
5.6.6.4	Aktive Erhöhung der Eigenfrequenz der lastseitigen Elastizität mittels parallel-strukturintegriertem Aktor	127
5.6.6.5	Redundantes Antriebssystem mit unabhängiger Sollwertvorgabe	129
5.6.6.6	Redundantes Antriebssystem mit Regelabweichung der Grundachse als Sollwertvorgabe für Zusatzachse	133

5.7	Zusammenfassung und Ableitungen von Auswirkungen auf den Entwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen und additiven mechatronischen Systemen.....	135
6	ANWENDUNGSBEISPIELE	139
6.1	Übersicht	139
6.2	Aktive Schwingungsisolierung von Werkzeugmaschinen	140
6.2.1	Zielstellung und Einordnung.....	140
6.2.2	Modell der Werkzeugmaschine.....	142
6.2.3	Aktive Schwingungsisolierung mit vereinfachtem Isolatormodell.....	144
6.2.4	Konzept und Modell eines elektrohydraulischen Schwingungsisolators	146
6.2.5	Aktive Schwingungsisolierung mit detailliertem Isolatormodell 149	
6.3	Erzeugung von hochdynamischen Schwingbewegungen zum Festklopfen.....	151
6.3.1	Zielstellung und Einordnung.....	151
6.3.2	Prinzip des piezobasierten Festklopfwerkzeuges	152
6.3.3	Vereinfachte Modellierung von Klopfprozess, PFKW und WZM.....	153
6.3.4	Experimentelle Verifizierung	158
6.4	Aktive Dämpfung zur Erhöhung der Prozessstabilität beim Fräsen.....	160
6.4.1	Zielstellung und Einordnung.....	160
6.4.2	Modell der Werkzeugmaschine.....	161
6.4.3	Aktive Dämpfung mit vereinfachtem Aktormodell	162
6.4.4	Aktive Dämpfung mit detailliertem Aktormodell	163
6.4.5	Experimentelle Verifizierung	166
7	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....	169
	LITERATURVERZEICHNIS	173

ANLAGEN	193
A1 MATLAB/SIMULINK-MODELL DER AKTIVEN SCHWINGUNGSISOLATION MIT VEREINFACHTEM ISOLATORMODELL.....	193
A2 KOMPONENTEN DES HYDRAULIKAKTORS	194
A3 AKTOR-, VENTIL- UND HYDRAULIKPARAMETER	195
A4 MATLAB/SIMULINK-MODELL DER AKTIVEN SCHWINGUNGSISOLATION MIT DETAILLIERTEM ISOLATORMODELL.....	196
A5 ÜBERSICHT DER MODELLPARAMETER DES PFKW.....	197
A6 MODALPARAMETER DER EIGENMODEN IN DER XZ-EBENE.....	198

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bezeichnung
A_p	m^2	Druckplattenfläche
c_{el}	Ns/m	Dämpfungskonstante der elektromechanischen Domäne
$c_{e,pl}$	Ns/m	Ersatzdämpfungskonstante der plastischen Formänderungsarbeit
c_i	Ns/m	i-te Dämpfungskonstante
c_{Ma}	Ns/m	Dämpfungskonstante WZM
c_{Sp}	Ns/m	Dämpfungskonstante Spannvorrichtung
D	m	Durchmesser
D	-	Dämpfungsgrad
D_{mech}	-	Dämpfungsgrad Mechanik
e	m	Regelabweichung
E	N/m^2	Elastizitätsmodul
EVP	-	Eigenvektorprodukt
f	N	Störkraft
F	N	Kraft
f_0	Hz	Eigenfrequenz
$f_{0,Basis}$	Hz	Eigenfrequenz Basis
f_c	N	Dämpfungskraft
F_c	N	durch Servoantrieb generierte Dämpfungskraft
f_k	N	Federkraft
F_k	N	durch Servoantrieb generierte Federkraft
F_K	N	Klopfkraft
f_m	N	Massekraft
F_m	N	durch Servoantrieb generierte Massekraft
$F_{Wstck}(x)$	N	ortsabhängige Gegenkraft

Symbol	Einheit	Bezeichnung
F_z	N	Kraft Zusatzsystem
g_p	$[Einheit]$	Verstärkungsfaktor
G	$[Ausgang/Eingang]$	Übertragungsfunktion
G_A	$[Ausgang/Eingang]$	Übertragungsfunktion Aktor
G_{iso}	$[Ausgang/Eingang]$	Übertragungsfunktion Isolator
G_{mech}	$[Ausgang/Eingang]$	Übertragungsfunktion Mechanik
G_r	$[Ausgang/Eingang]$	Stör-, Widerstands-, Kompensationsübertragungsfunktion
G_{kor}	$[Ausgang/Eingang]$	Korrekturübertragungsfunktion
G_u	$[Ausgang/Eingang]$	Transferübertragungsfunktion
G_v	$[Ausgang/Eingang]$	Übertragungsfunktion Regelventil
G_{WZM}	$[Ausgang/Eingang]$	Übertragungsfunktion WZM
G_w	$[Ausgang/Eingang]$	Führungsübertragungsfunktion
H	$[Ausgang/Eingang]$	Übertragungsfunktion Regler
i	A	Strom
k	N/m	Federkonstante
K	$[Einheit]$	Verstärkungsfaktor
k_A	N/m	Federkonstante Aktor
K_C	$m^3/s/Pa$	Volumenstrom-Druck-Koeffizient
k_e	N/m	Ersatzfederkonstante der elektromechanischen Domäne
$k_{e,el}$	N/m	Ersatzfederkonstante der elastischen Formänderungsarbeit
k_F	N/m	Federkonstante Ringfeder
k_h	N/m	Ersatzfederkonstante Hydraulik
k_i	N/m	i-te Federkonstante
k_m	N/m	mechanische Federkonstante Aktor
k_{Ma}	N/m	Federkonstante WZM
K_p	Ns/m	Proportionalverstärkungsfaktor (des Geschwindigkeitsregelkreises)

Symbol	Einheit	Bezeichnung
k_{PFKW}	N/m	Ersatzfederkonstante des PFKW
k_{Sp}	N/m	Federkonstante Spannvorrichtung
K_Q	$m^3/s/mA$	Volumenstrom-Signal-Koeffizient
K_V	$1/s$ bzw. $m/(min \cdot mm)$	Geschwindigkeitsverstärkungsfaktor
L	m	Länge
m_{Ma}	kg	Masse WZM
m_i	kg	i-te Masse
m_{PFKW}	kg	schwingungsfähige Masse PFKW
m_{Wstck}	kg	Masse Werkstück
p_i	N/m^2	Druck in der i-ten Zuleitung
p_s	N/m^2	Druck in der Versorgungszuleitung
q_i	-	i-ter Integrationsort
q_{el}	-	Vorfaktor
q_{pl}	-	Vorfaktor
t	s	Zeit
t_K	m	Eindringtiefe Klopffammer
T	K	Temperatur
T	s	Ersatzzeitkonstante
T	-	Sensorkonstante
T_d	s	Nachstellzeit
T_i	s	Nachstellzeit
t_K	m	Eindringtiefe Klopffammer
T_N	s	Nachstellzeit
$u(t)$	N	Einganggröße für SISO-Zustandsraummodell
$\underline{u}(t)$	N	Einganggröße für MIMO-Zustandsraummodell
U	V	elektrische Spannung
u	m	Fußpunktbewegung

Symbol	Einheit	Bezeichnung
u_s	m	Korrekturvorgabe
V_i	m^3	i-tes Druckkammervolumen
w	m	Führungsgröße
x_{el}	m	Bewegungsgröße elektromechanische Domäne
x_g	m	geometrische Abweichungen
x_i	m	i-ter Bewegungsfreiheitsgrad
x_{Ma}	m	Bewegungsgröße WZM
x_{PFKW}	m	Bewegungsgröße Klopffammer
x_T	m	thermisch bedingte Längenänderung
x_V	m	Position Ventilsteuerkolben
x_w	m	Positionsvorgabe
x_{Wstck}	m	Bewegungsgröße Werkstück
$y(t)$	m	Ausgangsgröße für SISO-Zustandsraummodell
$\underline{y}(t)$	m	Ausgangsgröße für MIMO-Zustandsraummodell
y_A	m	Bewegungsgröße eines Aktors bzw. Isolators
y_{TCP}	m	Bewegungsparameter am TCP
α	K^{-1}	thermischer Ausdehnungskoeffizient
ϕ	-	auf modale Masse normierter Eigenvektor
η	-	Frequenzverhältnis
ρ	kg/m^3	Dichte
ω_0	s^{-1}	Eigenkreisfrequenz
$\omega_{0,mech}$	s^{-1}	Eigenkreisfrequenz Mechanik
$\omega_{0,v}$	s^{-1}	Eigenkreisfrequenz Regelventil
$\omega_{0,h}$	s^{-1}	hydromechanische Eigenkreisfrequenz
Ω	s^{-1}	Erregerkreisfrequenz
ζ	-	Dämpfungsgrad

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Benennung
ADD	Active Damping Device
AMS	Additives mechatronisches System
AS	Adaptronische Struktur
BAZ	Bearbeitungszentrum
CAD	Computer Aided Design
CFK	Carbonfaserverstärkter Kunststoff
CNC	Computerized Numerical Control
DOF	Degree of freedom
DPF	Direct position feedback
DVF	Direct velocity feedback
E	Energieeffizienz
E-Modul	Elastizitätsmodul
EMS	Einmassensystem
Er	Ergonomie
FEM	Finite Elemente Methode
FFT	Fast Fourier Transformation
FVG	Faservolumengehalt
G	Genauigkeit
GA	Grundachse
GS	Grundsystem
HSK	Hohlschaftkegel
IM	Intermediärer Modul
IMD	Inertialmassedämpfer
Koll	Kollokation
MS	Mechatronisches System
NC	Numerical Control
Nichtkoll.	Nicht-Kollokation

Abkürzung	Benennung
MHP	Machine Hammer Peening
MIMO	Multiple Input Multiple Output
P	Produktivität
P-Regler	Proportional-Regler
PFKW	Piezo-Festklopfwerkzeug
PKM	Parallelkinematische Maschine
PI-Regler	Proportional-Integral-Regler
PID-Regler	Proportional-Integral-Differential-Regler
PT1-Glied	Lineares zeitinvariantes Übertragungsglied mit proportionalem Übertragungsverhalten mit Verzögerung 1. Ordnung
PT2-Glied	Lineares zeitinvariantes Übertragungsglied mit proportionalem Übertragungsverhalten mit Verzögerung 2. Ordnung
Q	Literaturquelle
REF	Referenz
SISO	Single Input Single Output
SoA	Stand der Technik (state of the art)
TCP	Tool center point
UHM	Ultra high modulus
Ü-Glied	Übertragungsglied
VSS	Vorschubsystem
WZM	Werkzeugmaschine
ZA	Zusatzachse
ZMS	Zweimassensystem

1 Einleitung

An Werkzeugmaschinen (WZM) werden vielfältige Anforderungen gestellt (**Bild 1**). Eine zentrale Anforderung an die Funktionalität von WZM ist das Erzielen einer geforderten Arbeitsgenauigkeit bei hoher Produktivität, deren Bewertung zum Beispiel auf Basis von technischen Normen (z.B. VDI/DGQ 3441 [211], DIN ISO 230 [43], DIN ISO 10791 [44]) erfolgen kann.



Bild 1: Kundenanforderungen an WZM nach [77]

Zweifelsohne bestimmen die technischen Eigenschaften einer WZM und insbesondere das statische, dynamische und thermische Verhalten mechanischer Komponenten die erreichbare Arbeitsgenauigkeit und Achsdynamik spanender WZM. So limitieren zum einen die niedrigsten regelungsrelevanten Eigenfrequenzen der Streckenmechanik die Regelkreisdynamik sowie das Signalübertragungsverhalten vom Antrieb zur Zerspanungsprozessstelle. Zum anderen begrenzen das statische, dynamische und thermisch bedingte Nachgiebigkeitsverhalten mechanischer Komponenten den Widerstand gegen Störungen wie Prozesskräfte oder Temperaturänderungen.

In **Bild 2** sind typische Einflüsse von Eigenschaften und Fehlern mechanischer WZM-Komponenten auf die Funktionalität von WZM dargestellt. Man erkennt die hohe Breite an potenziellen Handlungsfeldern bei WZM, und es wird deutlich, dass sich technische Eigenschaften oftmals auf mehrere Funktionalitäten von WZM gleichzeitig bzw. in kausaler Kette auswirken. So kann beispielsweise eine hohe Produktivität aufgrund von höheren Reibungsverlusten zu höheren thermischen Belastungen in den Komponenten führen, was sich aufgrund von thermisch bedingten Deformationen wiederum negativ auf die Genauigkeit auswirken kann. Eine verstärkte Temperierung (Kühlung) kann hier zu Verbesserungen führen, erhöht aber den Sekundärenergiebedarf der WZM und senkt damit die Energieeffizienz [146].

Zur Gestaltung mechanischer WZM-Komponenten und der Optimierung ihres statischen, dynamischen und thermischen Verhaltens existieren viele Gestaltungsregeln, die zum typischen Grundwissen eines WZM-Entwicklers gehören (z.B. [76][210][226]). Daneben existiert eine Vielzahl an alternativen Gestaltungsmöglichkeiten zur Funktionalitätsverbesserung, die in WZM bis jetzt eher selten anzutreffen sind bzw. sich erst in den letzten Jahren etabliert haben. Die wichtigsten davon sind in **Bild 3** zusammengefasst.

Auf Maschinenebene stellen insbesondere Parallelkinematiken und mobile Bearbeitungsmaschinen alternative Lösungsansätze dar, die sich jedoch nur in begrenztem Umfang oder nur bei ausgewählten Anwendungen etablieren konnten.

Bei alternativen Antrieben konnten sich insbesondere die Direktantriebe breit durchsetzen. Der Vorteil des Wegfalls (nachgiebiger) mechanischer Übertragungselemente führt bei vielen Anwendungen zu einer Produktivitätssteigerung aufgrund einer höheren Führungsbandbreite. Nachteilig sind jedoch insbesondere die vergleichsweise geringe Maximalkraft aufgrund fehlender Übersetzungselemente, die fehlende Möglichkeit, die Wärmequelle „Antrieb“ nach außen zu verlagern sowie die immer noch vorhandenen last- und basisseitigen mechanischen Elastizitäten.

Dynamische Zusatzsysteme wie Tilger oder Hilfsmassedämpfer wurden zur Verringerung von Resonanzüberhöhungen mechanischer Strukturen entwickelt. Anders als beispielsweise im Architektursektor oder bei Kraftmaschinen ist die Anwendung bei WZM aufgrund oftmals veränderlicher Eigenfrequenzen jedoch eher selten, da dann eine Nachführung der Zusatzsystemparameter notwendig ist, was z.B. bei adaptiven Zusatzsystemen realisiert ist [120][223].

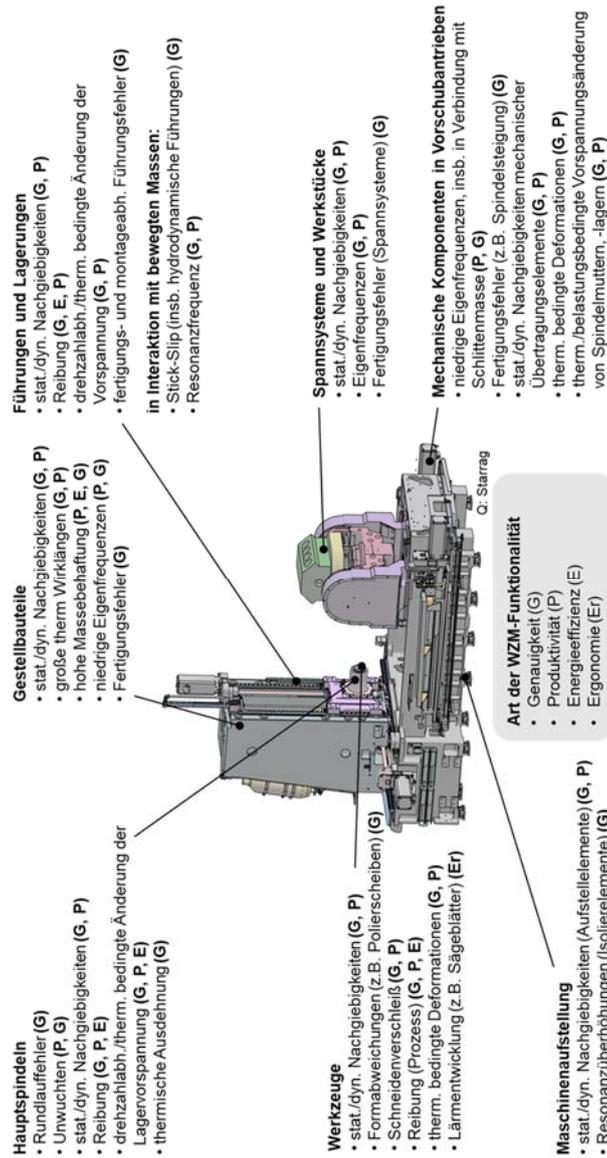


Bild 2: Typische Einflüsse von technischen Eigenschaften mechanischer WZM-Komponenten auf die Funktionalität von WZM (fett in Klammern: Art der Funktionalität) (teilweise basierend auf [76][226])

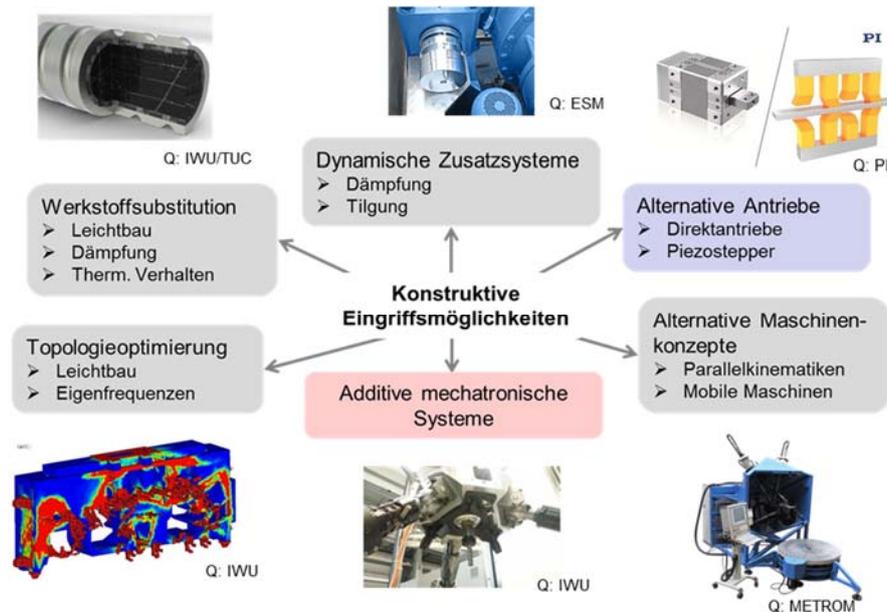


Bild 3: Alternative konstruktive Ansätze zur Verbesserung der Maschinenfunktionalität

Die softwaregestützte Optimierung der Topologie mechanischer Komponenten kann die konstruktive Gestaltungsarbeit von Entwicklern unterstützen und wird insbesondere bei den Zielfunktionen *maximale Steifigkeit*, *minimale Masse* und *maximale Eigenfrequenz* eingesetzt. Variiert wird die Materialanordnung (Topologie) innerhalb eines vorgegebenen Bauraums. Häufig kann mit der softwaregestützten Topologieoptimierung im WZM-Bau jedoch nur noch ein geringer Effekt erzielt werden, da die Gestellstrukturen aufgrund langjähriger Entwicklungserfahrungen der jeweiligen Zielfunktion schon recht nahekommen.

Der Werkstoffsubstitution (Stahl und Grauguss durch alternative Werkstoffe) kommt aufgrund der dynamischen Entwicklung in den Materialwissenschaften auch im WZM-Bau eine zunehmende Bedeutung zu. Dazu gehören z.B. Metallschäume [80] und kunststoffbasierte Materialverbunde (z.B. [104][144][148]).

Insbesondere Kunststoffe haben oftmals sehr vielversprechende Eigenschaften.

So haben einige Kohlenstofffasern einen bis zum Faktor 15 und mehr höheren Elastizitätsmodul gegenüber Stahl. Diese sehr hohen Werte lassen sich heute jedoch noch nicht in annähernd gleichem Maße in Maschinenkomponenten umsetzen. Ein

wesentlicher technischer Grund ist, dass die Kohlenstofffasern bei praktisch realisierten Komponenten in eine Kunststoffmatrix eingebettet und die Faserrichtung den verschiedenen Belastungsrichtungen angepasst werden müssen. Dadurch sinkt bei diesen sogenannten kohlenstoffverstärkten Kunststoffen (CFK) insbesondere bei mehrachsig belasteten Komponenten der belastungseffektive Faseranteil und damit die Bauteilsteifigkeit. Nachteilig ist ebenfalls der oftmals noch vergleichsweise hohe Preis, der in vielen Fällen zum funktionalen Zugewinn in keinem wirtschaftlich darstellbaren Verhältnis steht [176][178].

Durch zusätzliche bzw. additive mechatronische Systeme für WZM kann die Funktionalität mechanischer Komponenten – und damit auch die Funktionalität von Antriebssystemen bis zur gesamten WZM – positiv beeinflusst werden. Durch entsprechende Wahl der Aktorik und des Regelungsansatzes können Eigenschaften mechanischer Komponenten in weiten Bereichen verändert werden. Trotz der Vielzahl an entwickelten Lösungen und der nachgewiesenen Funktionalität haben sich additive mechatronische Systeme bis heute kaum durchgesetzt. Trotzdem wird im mechatronischen bzw. adaptronischen Ansatz ein hohes Potenzial gesehen, um die WZM-Funktionalität signifikant zu verbessern. Die vorliegende Arbeit befasst sich deshalb mit der Funktionalitätsverbesserung von spanenden WZM durch additive mechatronische Systeme. Basierend auf einer Analyse des Standes der Wissenschaft und Technik zu additiven mechatronischen Systemen und Entwicklungsmethoden für WZM werden Handlungsbedarfe abgeleitet und im Rahmen der Arbeit Beiträge zu deren Lösung geleistet. So wird dargestellt, wie sich mechatronische Zusatzsysteme in verschiedenen Phasen des simulationsgestützten Entwicklungsprozesses von WZM berücksichtigen lassen. Ein Kernanliegen ist es dabei, schon frühzeitig mit möglichst geringem Aufwand den Lösungsraum hinsichtlich Funktionsprinzip und Systemintegrationsszenario signifikant einzugrenzen. Durch zunehmende Modellierungstiefe von Anwendungsbeispielen wird jedoch auch gezeigt, dass nicht nur die prinzipielle, sondern auch die konkrete Funktionalität mechatronischer Zusatzsysteme simulativ berücksichtigt werden kann und muss.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

2.1 Begriffsabgrenzung additive mechatronische Systeme

Unter **mechatronischen Systemen** (MS) wird allgemein eine Funktionserweiterung mechanischer Komponenten um elektrische und informationstechnische Komponenten verstanden [209]. Praktisch bedeutet das ein System, welches aus einem Grundsystem, Sensorik, einer Informationsverarbeitungseinheit und auf das Grundsystem einwirkender Aktorik besteht (**Bild 4**). Klassische MS heutiger Werkzeugmaschinen (WZM) sind insbesondere lagegeregelte Neben- und Hauptantriebe, die durch die Erzeugung der notwendigen Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück die Grundfunktion von WZM realisieren. Die Relativbewegung kann durch die sechs räumlichen Freiheitsgrade charakterisiert werden, sodass zur Realisierung eines vollständigen Relativbewegungssystems sechs Antriebe notwendig sind.

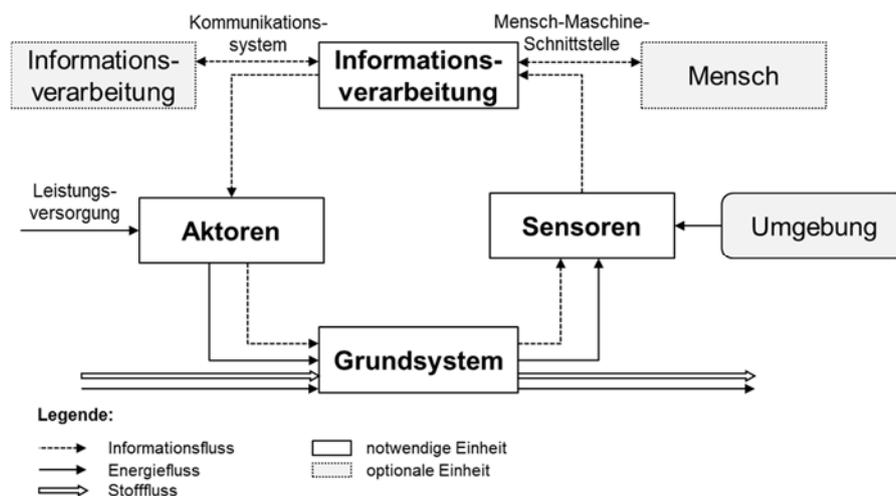


Bild 4: Grundstruktur eines mechatronischen Systems [209]

Als Teilmenge der Mechatronik werden die **adaptronischen Strukturen** (AS, kurz Adaptronik) angesehen. Der Begriff setzt sich aus adaptiv und Elektronik zusammen. Im englischsprachigen Raum werden hierfür oft auch die Begriffe *Smart Structures*, *Smart Materials* oder *Adaptive Structures* verwendet. Nach allgemeinem Verständnis

(u.a. [87][161]) trägt die Adaptronik dazu bei, Produkte kleiner, weniger komplex, leichter und leistungsfähiger zu machen, indem ‚intelligente‘ Strukturen ihr Verhalten selbststeuernd in kurzer Zeit an wesentliche Betriebs- und Umweltbedingungen anpassen. Kennzeichnend für AS ist die Verwendung von multifunktionalen Werkstoffen, die beispielsweise gleichzeitig tragende und aktorische/sensorische Aufgaben übernehmen und damit integrativ in die Strukturentwicklung eingebunden sind.

Weder der Begriff MS (zu breite Definition) noch AS (zu enge Definition) wird den im Rahmen der Arbeit betrachteten **additiven mechatronischen Systemen (AMS) für WZM** gerecht. Da für *AMS für WZM* keine Definition bekannt ist, soll der Begriff für das bessere Verständnis der Arbeit nachfolgend kurz abgegrenzt werden.

Im Rahmen der Arbeit soll unter *AMS für WZM* alle MS verstanden werden, die eingesetzt werden, um die Funktionalität von WZM bzw. WZM-Komponenten zu verbessern. AMS sind deshalb nicht a priori für die Realisierung der projektierten Grundfunktion einer WZM notwendig, sondern können zusätzlich (=additiv) eingesetzt werden. Dabei wird jedoch davon ausgegangen, dass die für eine Bearbeitungstechnologie mindestens notwendigen Haupt- und Nebenbewegungsfreiheitsgrade in dem Grundsystem (GS) WZM nach allgemeinem Stand der Technik im Regelfall durch mechatronische Antriebssysteme realisiert werden. Diese nachfolgend als Grundachsen (GA) bzw. inhärente Achsen bezeichneten MS sollen deshalb nicht als AMS verstanden werden.

Auch wenn nach dem Stand der Technik (SoA) viele AMS Eigenschaften besitzen, die für AS kennzeichnend sind, wird die ausschließliche Fokussierung auf *selbststeuernd* oder *multifunktional* der Zielstellung einer Funktionalitätsverbesserung von WZM nicht ganz gerecht. Deshalb soll eine ausschließliche Beschränkung auf AS im Rahmen der Arbeit nicht erfolgen.

Da mehrere AMS grundsätzlich zumindest teilweise dieselben Komponenten eines MS nutzen können (z.B. dieselbe Informationsverarbeitungseinheit oder Sensorik), soll im Rahmen der Arbeit ein AMS weiterhin mindestens durch eine zum GS additive Aktorik gekennzeichnet sein. Das begründet sich auch damit, dass ein AMS primär eine zusätzliche Wirkung (=aktorische Wirkung) auf das GS erzeugen soll. Sensorik und Informationsverarbeitung sind hierfür nur Befähiger. Oftmals werden auch die Begriffe *aktiv* und *additiv* bzw. *semi-aktiv* zur näheren Charakterisierung von MS und AS verwendet. Zur näheren Erläuterung sei auf Kap. 5.2 verwiesen.

2.2 Additive mechatronische Systeme für spanende Werkzeugmaschinen

2.2.1 Übersicht

Additive mechatronische Systeme werden eingesetzt, seit die Regelungstechnik Einzug in den WZM-Bau gehalten hat. Mit zu den ersten AMS gehören Pinolen, mit denen eine von der Grundachse unabhängige lokale Vorschubbewegung erzeugt werden kann. Mit dieser zur Grundachse in gleicher Richtung angeordneten – und damit redundanten – kleinen Achse konnten kleine Formelemente (z.B. Bohrungen) bearbeitet werden, ohne dass z.B. der gesamte Maschinenständer bewegt werden muss.

Starke Entwicklungsschübe konnten verzeichnet werden, als die mikroelektronik-basierte Computertechnik bei WZM eingesetzt wurde und sich aktive Werkstoffe (z.B. piezoelektrische, magnetostruktive Materialien) als Aktoren etablierten. Insbesondere in den vergangenen 20 Jahren wurde eine Vielzahl an AMS zur Funktionalitätsverbesserung von WZM entwickelt. In Deutschland wurde das Thema unter anderem im DFG-Schwerpunktprogramm 1156 *Adaptronik für Werkzeugmaschinen* vorangetrieben. Es entstanden sowohl Lösungen für nahezu alle Maschinenkomponenten [140] als auch auf Basis verschiedener Aktor- und Konstruktionsprinzipien (s.a. **Bild 5**).



Bild 5: Beispiele für additive mechatronische Systeme in WZM (nach [133])

In Kombination mit entsprechenden Sensor-, Steuerungs- und Regelungskonzepten wurde dabei eine Vielzahl von Zielen verfolgt. Dazu gehören unter anderem die Verbesserung von Maschineneigenschaften (z.B. Dämpfung, Steifigkeit, Positioniergenauigkeit), die Integration zusätzlicher Funktionen (z.B. hybride Bearbeitung) oder die Erhöhung der Bewegungs- und Bearbeitungsdynamik.

Nachfolgend sollen verschiedene AMS-Lösungen für WZM etwas näher erläutert werden. Eine erste Strukturierung soll dabei in Anlehnung an [140] auf Basis der Integrationsorte der AMS bzw. deren Aktorik erfolgen.

2.2.2 AMS für Vorschubsysteme

Mittels Vorschubsystemen werden Nebenbewegungen realisiert. Sie sind deshalb neben den Hauptantrieben für die Gewährleistung von Bearbeitungsgenauigkeit und -produktivität von zentraler Bedeutung. Dementsprechend hoch sind die Anforderungen an Vorschubsysteme hinsichtlich Führungs- und Störverhalten. Aufgrund der hohen Relevanz von Vorschubsystemen werden Einflussparameter und Grenzen in Kap. 4.3 noch etwas tiefer diskutiert.

Zur Verbesserung der Funktionalität von Vorschubsystemen wurden verschiedene Lösungen erarbeitet. AMS zur **Erhöhung des Störverhaltens** von elektromechanischen Vorschubsystemen werden in [137][236][185] vorgestellt. Es werden autonom agierende Einheiten beschrieben, die zwischen Spindelmutter und Schlitten ([137][236], **Bild 6**) oder Spindellager und Schlitten ([185], **Bild 11**) angeordnet werden. Ziel ist es, Schwingungen des Antriebsstrangs zu kompensieren, indem der Schwingung entgegen gerichtete Kräfte erzeugt werden.

Die Problematik der dynamischen Steifigkeit von Vorschubsystemen wird auch in [9] und [184] adressiert. Es wird ein adaptiver Fluiddämpfer vorgestellt, der in Vorschubrichtung wirkt und zwischen Schlitten und Bett integriert ist. Die Besonderheit des Dämpfers ist die Verwendung eines elektrorheologischen Fluids, das unter Einwirkung eines gesteuerten elektrischen Feldes seine Viskosität ändert. Dadurch kann die Dämpfungswirkung in Abhängigkeit der aktuellen Bearbeitungssituation bedarfsgerecht angepasst werden.

Ein weiterer semi-aktiver magnetofluidischer Dämpfer wird in [205] vorgestellt und ein hochpräziser Klemmmechanismus für luftgelagerten Schlitten auf Basis von elektrorheologischen Gelen in [10] publiziert.



Bild 6: Aktor-Sensor-Einheit zur Schwingungskompensation (links) im eingebauten Zustand (rechts) [236]

In [231], [32] und [138] werden mechatronische Lösungen zur **Vorspannungsregelung** von Spindelmuttern in Gewindetrieben vorgestellt. In Abhängigkeit von der Belastung wird durch entsprechende Aktorik die Kraft zwischen den zwei Hälften eines Doppelmutter-Systems geregelt. Eine ähnliche Lösung zur Vorspannungsregelung und damit Erweiterung des temperaturabhängigen Betriebsbereichs von hochdynamisch betriebenen Gewindetrieben durch Korrektur thermisch bedingter Längenänderungen wird in [125] beschrieben.

Ein grundsätzlicher Ansatz, um Funktionalitätsgrenzen von Vorschubachsen zu verschieben, sind **redundante Achsanordnungen**. Durch die additive Überlagerung der Bewegungen von gleichgerichteten Vorschubsystemen können problemspezifisch ausgewählte Eigenschaften der Einzelachsen miteinander kombiniert werden. Ziele sind bspw. die lokale Erhöhung der Bewegungsdynamik (z.B. Fast Tools, s.a. Kapitel 2.2.6), die lokale Erhöhung der Wiederholgenauigkeit [66] oder die Senkung des Energiebedarfs bei kurzen Bewegungen (Pinolen).

Mit dem Ziel, die Positioniergenauigkeit lokal zu erhöhen, wird beispielsweise in [66] eine Kurzhubachse für Großdrehmaschinen vorgestellt.

Konzepte mit redundanten Achsen zur lokalen Dynamikerhöhung von Großwerkzeugmaschinen im Werkzeug- und Formenbau werden in [84][132][136][138] (**Bild 7**) vorgestellt. Kennzeichnend ist eine überlagerte Bahngenerierung in der X-Achse durch eine gleichgerichtete Überlagerung einer prinzipbedingt langsamen, jedoch den Arbeitsraum überdeckenden GA mit einer kurzen, dafür schnellen Zusatzachse, die jedoch besondere Lösungen [177] zur Aufteilung der Gesamtbewegung auf die redundanten Achsen erforderlich machen.

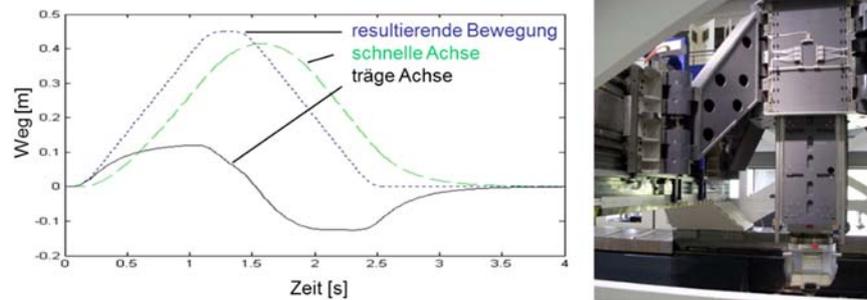


Bild 7: Prinzip der Bewegungsüberlagerung (links) und schnelle Zusatzachse eines umgesetzten Maschinenkonzepts für den Werkzeugbau (rechts), nach [84][132]

Werden an die Bewegungsauflösung von Antriebssystemen extrem hohe Anforderungen gestellt (z.B. in der Mikrobearbeitung, Bearbeitung von optischen Komponenten), können alternative Antriebsprinzipien Vorteile haben [208]. Ein Ansatz ist die **Kombination von Führungs- und Antriebsfunktionalität** in Form von Schrittantrieben mit Piezoaktorik [180][208] oder unter Nutzung aktiver Fluide [207]. In [208] werden erzielbare Bewegungsaufösungen und Positioniergenauigkeiten im nm-Bereich genannt.

Zur **Vermeidung der Schwingungsanregung** von Maschinen mit hochdynamischen Lineardirektantrieben wird in [224] für eine Unrunddrehmaschine ein Massekraftausgleich in Form eines Ausgleichsschlittens beschrieben, der in entgegengesetzter Vorschubrichtung des Bearbeitungsschlittens verfährt.

Einen anderen Ansatz bildet die Impulskopplung [191][16]. Dabei wird das sonst fest mit dem Gestell verbundene Sekundärteil von Direktantrieben ebenfalls in Vorschubrichtung beweglich gelagert, damit die beim Beschleunigen des Antriebs auftretende Reaktionskraft nicht mehr direkt in das Gestell eingeleitet wird, sondern über ein zusätzliches Feder-Dämpfer-System, das als „mechanischer Tiefpass“ fungiert [22]. Obwohl die Ruckentkopplung prinzipiell ein nichtmechatronischer Ansatz ist, existieren Überlegungen, insbesondere den Dämpfer adaptiv zu gestalten [42].

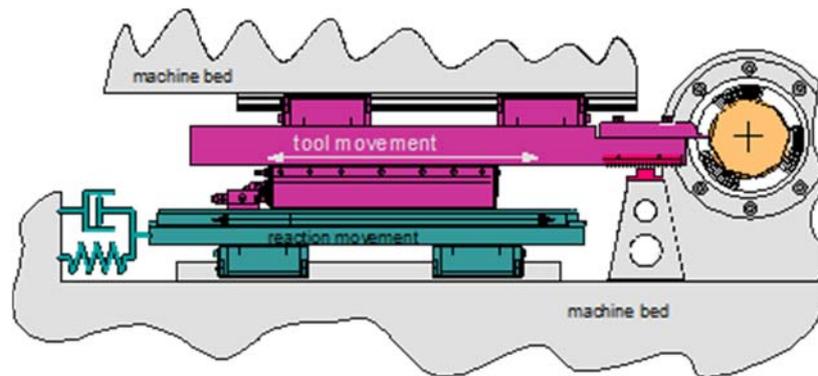


Bild 8: Prinzip der Impulskopplung (nach [16])

2.2.3 AMS für Gestellkomponenten

Gestellkomponenten übertragen Kräfte und Momente. Sie sind aufgrund ihrer oftmals großen geometrischen Abmessungen und signifikanten Massebehaftung anfällig für trägheitsbedingte und thermisch bedingte Deformationen, und sie sind oftmals die Ursache für die niedrigsten mechanischen Eigenfrequenzen. Ihre geometrische Gestalt ist von sehr vielen Faktoren abhängig und deshalb sehr variabel.

Zur **Vermeidung thermisch bedingter Deformationen** werden oftmals gezielte Temperierungsmaßnahmen durchgeführt, indem z.B. der Kühlschmierstoff durch die Gestelle oder Antriebssysteme geleitet wird. Treten thermisch bedingte Deformationen trotzdem auf, kann versucht werden, sie über die NC-Achsen zu korrigieren.

Auch kann eine gezielte Temperierung über spezielle Thermoaktoren erfolgen [206][127]. In [127] wird das thermoelastische Verhalten des Gestellwerkstoffs gezielt zur Erzeugung von Gegendeformationen genutzt (**Bild 9**), indem mittels Thermoaktoren gezielt lokal temperiert wird. Nachteilig sind jedoch die relativ großen Zeitkonstanten und die hohe Komplexität bei der Inbetriebnahme.

Der passive Ansatz der Verwendung von Materialien mit sich gegenseitig kompensierenden Ausdehnungsverhalten wird in [206] für Hauptspindeln mechatronisch weiterentwickelt. Das Material mit dem negativen Wärmeausdehnungskoeffizienten (hochmoduliger kohlefaserverstärkter Kunststoff) kann hierzu gezielt erwärmt werden. Dadurch ergibt sich beim Deformationsverhalten eine weitestgehende Unabhängigkeit von der Wärmeverlustleistung der Hauptspindel. Nachteilig sind jedoch gegebenenfalls die entstehenden inneren mechanischen Spannungen.

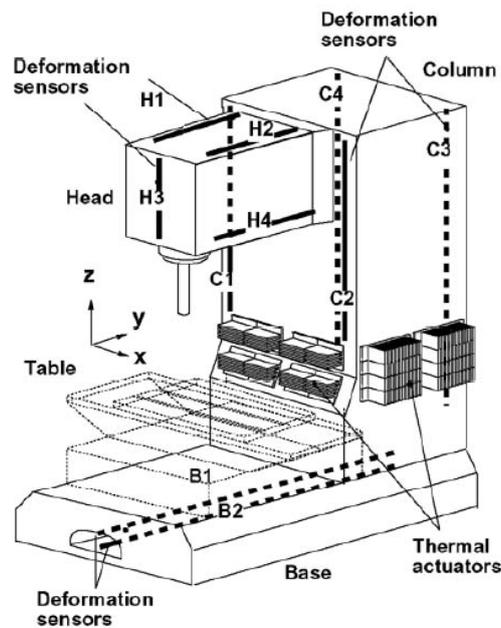


Bild 9: Prinzip der Kompensation thermisch bedingter Gestelldeformationen mit Thermoaktoren [127]

Lösungen zur **Korrektur thermisch bedingter Deformationen**, insbesondere der Verkippungen von Drehmaschinen-Spindelstöcken, die nicht über die vorhandenen NC-Achsen korrigiert werden können, werden von [149][58][189] vorgestellt. Ein derartiges AMS mit elektromechanischer Antriebseinheit ist in **Bild 10** dargestellt.

Eine Lösung mit drei Piezoaktoren und Dreipunktlagerung ist in [189] beschrieben. In ähnlicher Weise, jedoch in Vierpunktlagerung, ist der in [90] vorgestellte aktiv gelagerte Tisch für Fräsmaschinen gestaltet. Der Hub der vier Piezoaktoren beträgt $\pm 25 \mu\text{m}$. Dadurch können Kippungen um die X- und Y-Achse um $\sim \pm 100 \mu\text{m/m}$ korrigiert werden.

Lösungen zur **Schwingungsunterdrückung** in Gestellkomponenten werden u.a. in [25][124][134][139][185] vorgestellt. Zur aktiven Schwingungsdämpfung in Schleifmaschinen wird eine aktive Strebe mit Piezoaktork zwischen dem Spindelstock und der Führung des Schleifspindelstocks integriert [185] (**Bild 11**).

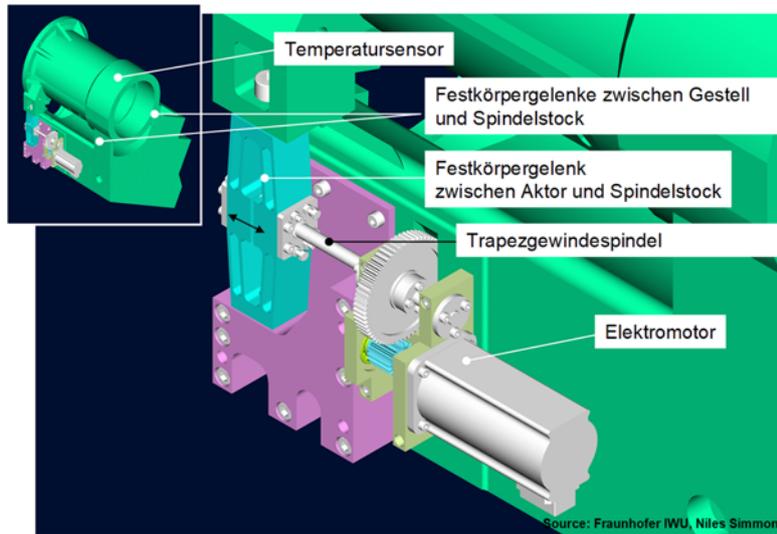


Bild 10: Elektromechanische Einheit zur Korrektur thermisch bedingter Spindelstockkipfung [149][58]

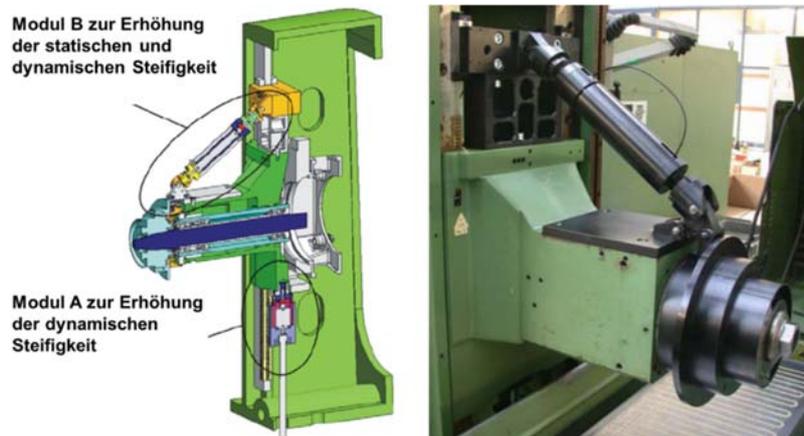


Bild 11: Integration vom Piezomodulen zur Erhöhung der statischen und dynamischen Steifigkeit von Flachsleifmaschinen, nach [185]

Ebenfalls zur Beeinflussung der dynamischen Maschinennachgiebigkeit wird in [124] eine aktive Anbindung einer Schleifspindel an den Spindelstock vorgestellt.

Für Schieberstrukturen von Vertikalfräsmaschinen wird eine mechatronische Lösung zur Erhöhung der statischen und dynamischen Steifigkeit in [25] beschrieben (**Bild 12**). Die Neigung des Vertikalschlittens unter statischer Last wird modellbasiert über Hilfsgrößen in den mit Piezoelementen bestückten strebenförmigen Modulen bestimmt.

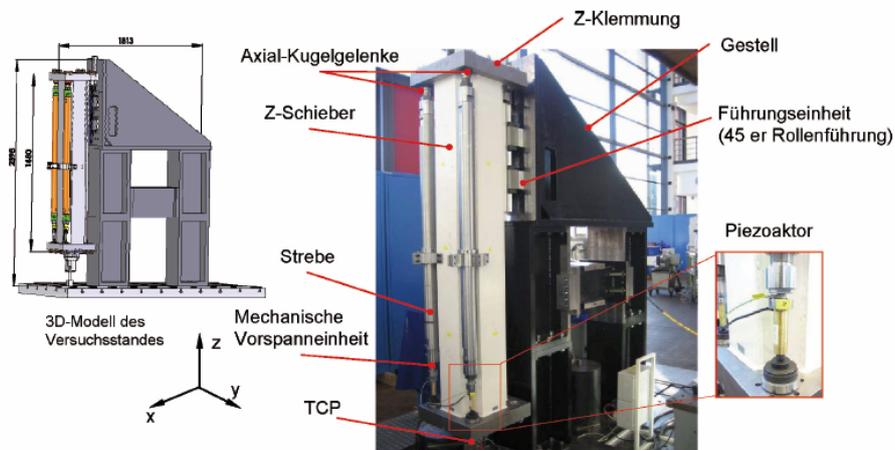


Bild 12: Aufbau des Versuchsstandes für adaptronische Kompensationsmodule für Schieberstrukturen [25]

Lösungen für strukturintegrierte AMS sind ebenfalls von Parallelkinematiken bekannt. Aufgrund der oft klar definierten Strebenbelastungen und der einfachen Strebenstrukturen bilden sie im Gegensatz zu den oft komplexen Gestelltopologien serieller Kinematiken aus konstruktiver Sicht gute Voraussetzungen für die Integration zusätzlicher Aktorik. Für torsionsbelastete Streben wird in [134][139] eine strukturintegrierte Einheit mit Piezoaktoren beschrieben (**Bild 13**). Als Sensor wird ein Dehnmessstreifen verwendet. Dadurch lassen sich statische Deformationen und Schwingungen bis 300 Hz kompensieren.

Lösungen zur quasistatischen Korrektur [218] oder dynamischen Kompensation [11] axialer Strebendeformationen mittels Piezoaktorik werden ebenfalls beschrieben.

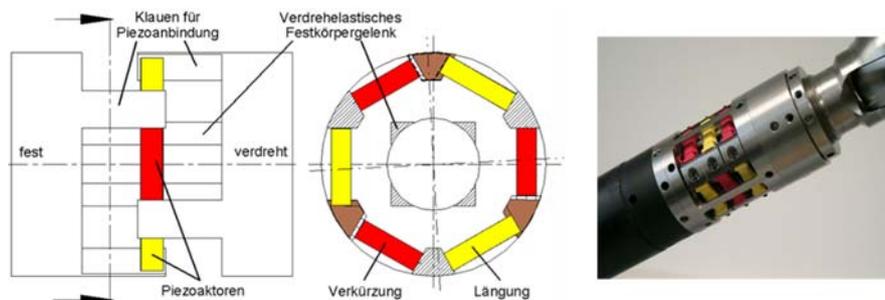


Bild 13: Einheit zur Kompensation von Torsionsschwingungen bei Parallelkinematik-Streben [139]

Neben den eher strukturintegrierten AMS existiert eine Anzahl an unterschiedlichen Lösungen für adaptive Tilger, adaptive Hilfsmassedämpfer und aktive Inertialmassedämpfer. Mit den adaptiven Systemen kann mittels mechatronischer Anpassung von Steifigkeit und/oder Dämpfung auf sich ändernde dynamische Maschineneigenschaften, wie z.B. positionsabhängige Eigenfrequenzen, reagiert werden.

Ein adaptiver Tilger mit magnetostruktivem Aktor wird in [120] und ein adaptiver Reibungsdämpfer mit pneumatischen Aktoren zur Einstellung der Reibkraft in [223] beschrieben.

Aktive Inertialmassedämpfer (aktive Tilger) bilden eine Alternative zu passiven und semi-aktiven Dämpfungssystemen. Sie leiten eine zur Schwingung gegenphasige Reaktionskraft einer beschleunigten trägen Masse in die Struktur ein. Elektromagnetische Aktoren sind unter anderem von Cowley [36], Ehmann [51], Bustillo [30] (zweiachsig), Micromega Dynamics [126], Cedrat Technologies [35][123] und CSA Engineering [128] bekannt, ein elektrohydraulischer Aktor wird in [225] vorgestellt. Das Dämpfungssystem MICA von Cedrat (**Bild 14**) wird seit 2014 durch den Maschinenhersteller Bimatec Souraluce [17] als Option für nahezu alle Maschinengrößen angeboten. Es werden ein Arbeitsbereich von 20 – 100 Hz sowie realisierbare Dämpfungskräfte zwischen 100 N und 1.500 N angegeben. Die Systemintegration erfolgt zweiachsig im Z-Schlitten (**Bild 14**).

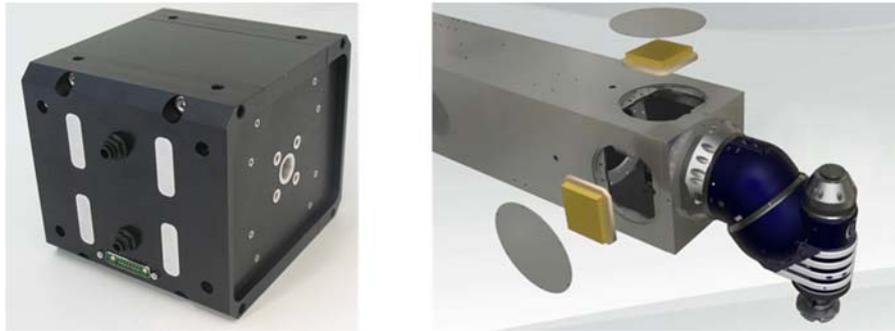


Bild 14: Inertialmasseaktor MICA [35] (links) und Systemintegration in Fräsmaschinen [18] (rechts)

2.2.4 AMS für Führungssysteme

Führungssysteme binden in der Regel fünf räumliche Freiheitsgrade von Schlitten und übertragen darüber Kräfte und Momente, während der ungebundene sechste Freiheitsgrad die Vorschubbewegung ermöglicht. Als eine der genauigkeitsbestimmenden Komponenten von WZM werden oft sehr hohen Anforderungen an die Führungsgenauigkeit, Steifigkeit und Dämpfung gestellt. Die früher häufig eingesetzten hydrodynamischen Gleitführungen wurden heute weitestgehend durch Wälzführungen abgelöst. Daneben sind insbesondere bei sehr schweren Maschinen mit hohen Genauigkeitsanforderungen (z.B. Bohrwerke, Karusselldrehmaschinen) hydrostatische Führungen verbreitet. Aerostatische Führungen findet man bei Anwendungen mit höchsten Anforderungen an die Reibungsarmut bei gleichzeitig geringen Prozesskräften (z.B. Mikrobearbeitung). Elektromagnetische Linearführungen wurden durch die Geschwindigkeitsgrenzen von Gleit- oder Wälzführungen motiviert, insbesondere im Hinblick auf die Nutzung des Dynamikpotenzials von Direktantrieben. Sie sind praktisch jedoch kaum anzutreffen.

Für **Wälzführungssysteme** konnten keine AMS recherchiert werden, auch wenn durchaus für manche Anwendungsfälle Handlungsbedarf bei statischer Steifigkeit und Dämpfungsverhalten besteht. In Analogie zu den Wälzlagern von Hauptspindeln (s.a. Kap. 2.2.5) wäre eine AMS-Integration zwischen Führung und Schlitten prinzipiell denkbar.

Bei **hydrostatischen Führungen** ist ein möglichst konstanter Führungsspalt einzuhalten. In [9][54][62][72][81][207] werden Lösungen vorgestellt, die verbreitet eingesetzten passiven Drosselregelungen durch mechatronische Ansätze zu verbessern.

Von Fleischer [54] wurde eine hydrostatische Drucktascheneinheit entwickelt, die auf dem Funktionsprinzip eines Servoventils aufbaut, wobei die klassische Vorstufe (Torquemotor und Prallplatte) durch eine piezobasierte Sensor-Aktor-Einheit ersetzt wird. Die Erfassung der Höhenlage erfolgt mittels Staudruckmessung. Durch die Funktionstrennung zwischen Führungsfunktion und Regelkreis ermöglicht das System die belastungsunabhängige Erfassung der Höhenlage. Dadurch wird eine im Betrieb frei beeinflussbare Niveauregulierung ohne zusätzliche Sensorik realisiert.

Ein anderer Ansatz zur aktiven Niveauregulierung hydrostatischer Führungen sind elektro- und magnetorheologische Fluide [9][62][72][81][207]. Sie verändern unter Wirkung von elektrischen oder magnetischen Feldern ihre Eigenschaften, insbesondere ihre Viskosität, und in Abhängigkeit von der Feldwirkung lassen sich auch Kräfte erzeugen, die zur Niveauregulierung genutzt werden können. Eine derartige Lösung für **hydrodynamische Radial- und Axialgleitlager** ist aus [159] bekannt, bei der zur Verhinderung des Schmierstoffabflusses magnetorheologische Fluide eingesetzt werden.

Zur Realisierung aktiver **aerostatischer Lager und Führungen** gibt es zwei grundsätzliche Methoden (**Bild 15**). Bei Führungsspaltveränderungen erfolgt im ersten Fall über zusätzliche Aktorik eine Ausgleichsbewegung [1][174][183] in zwei Varianten, s. **Bild 15a,b**. Im zweiten Fall erfolgt eine Druckregelung des Luftfilms [183], um den Führungsspalt konstant zu halten, s. **Bild 15c**.

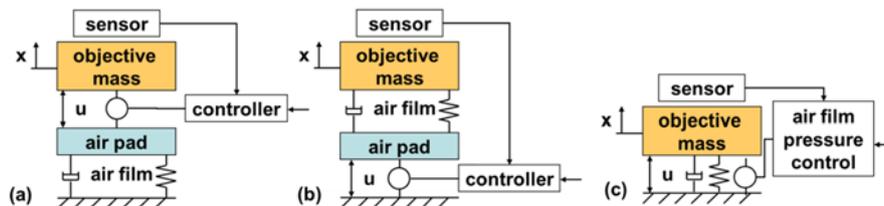


Bild 15: Grundprinzipien aktiver Luftlager (nach [1][183])

Die Entwicklung aktiver **Magnetführungen** wird u.a. in [39][94][214][235] adressiert. Zum Erreichen einer hohen statischen Steifigkeit und Dämpfung verlangen Magnetführungen eine hochdynamische Regelung. Die in [39] beschriebene Lösung für die Z-Achse einer Fräsmaschine verwendet eine Anordnung von acht Elektromagneten, die paarweise jeweils unter einem Winkel von 45° angeordnet sind. Zur Regelung wird eine zentrale modale Mehrgrößenregelung mit einem Kalman-Filter-basierten

Zustandsregler eingesetzt. Die Lageregelung verwendet Luftspalt- und Beschleunigungssensoren, um den Bewegungszustand des Achsschlittens relativ zu den Führungsschienen zu ermitteln. Es wird auf die Möglichkeit der Einflussnahme während des Betriebs, z. B. durch räumliche Lagekorrekturen (Mikroachse) hingewiesen.

2.2.5 AMS für Hauptspindeln

Mittels Hauptspindeln wird bei Zerspanungsprozessen eine rotatorische Schnittbewegung über Spannsysteme auf das Werkzeug oder Werkstück übertragen. Die Anforderungen an die Lager und damit die technischen Herausforderungen unterscheiden sich im Grundsatz nicht wesentlich von den Führungssystemen. Aufgrund der oftmals schlanken Gestalt und der Prozessnähe sind Hauptspindeln insbesondere anfällig für höherfrequente Schwingungen, die durch dynamische Spankräfte ange regt werden. Deshalb wurden verschiedene AMS zur **aktiven Dämpfung** entwickelt. Ein Ansatz ist die aktive Lagerung, wobei hier im Wesentlichen zwischen zwei Varianten der Aktorintegration unterschieden wird. Im ersten Fall – der sogenannten aktiven Lagerabstützung – wird der Lageraußenring radial zumindest teilweise aktorisch gelagert [45][53][75][111][230]. Damit können der Schwingung entgegenwirkende Kräfte erzeugt werden, um zum Beispiel die Ratterneigung wälzgelagerter Spindel-Werkzeug-Systeme aktiv zu reduzieren. Eine Lösung mit zwei Piezoaktoren wird in [230] vorgestellt (**Bild 16**). Eine ähnliche Lösung mit vier Piezoaktoren wird in [45] beschrieben.

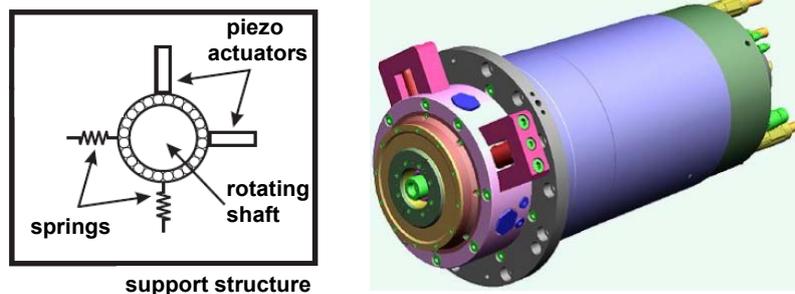


Bild 16: Prinzip der aktiven Lagerabstützung mit Piezoaktoren [75] und aktiv gedämpfte Frässpindel mit zwei Piezoaktoren [230]

Aktive Lagerabstützungen mit hydraulischen Aktoren werden in [27][97] beschrieben. Damit lassen sich teilweise sehr hohe Hübe (bis ± 0.5 mm) erzeugen [5]. Zum Erreichen der notwendigen Aktordynamik werden in [67] piezogesteuerte Servoventile integriert. Mit der in **Bild 17** dargestellten aktiven Frässpindellagerung kann damit die Hauptspindel bis etwa 500 Hz aktiv beeinflusst werden.

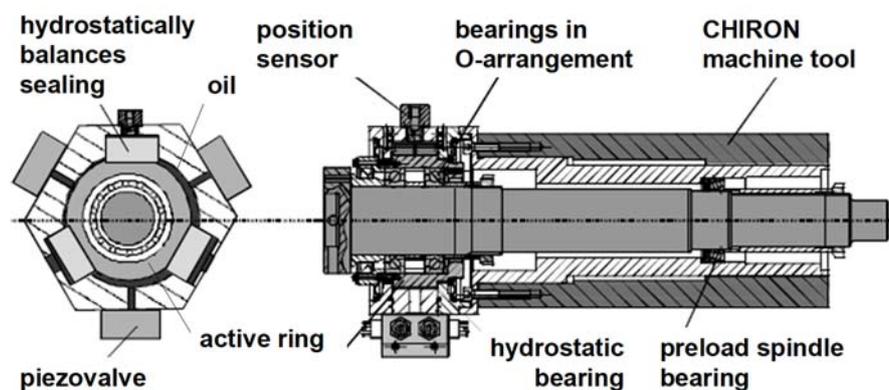


Bild 17: Aktive Spindellagerung mit hydraulischen Aktoren und piezogesteuerten Servoventilen [97]

Zur Regelung von Luftlagern in Hauptspindeln (Prinzip nach **Bild 15**) werden von [106] ebenfalls Piezoaktoren eingesetzt. Aktive hydrodynamische Gleitlager mit Piezoaktoren werden unter anderem in [31][173] vorgestellt. Die Nutzung von elektrorheologischen oder magnetorheologischen Fluiden in Gleitlagern wird in [56][159] beschrieben, jedoch nicht explizit für die Anwendung in WZM.

Neben der aktiven Lagerabstützung wurden Lösungen mit additiven aktiven Lagern entwickelt. In [95] wird eine Frässpindel vorgestellt, bei der die kritische Drehzahl durch ein zusätzliches aktives Magnetlager, das zwischen Haupt- und Nebenlager angeordnet ist, beeinflusst werden kann. Eine ähnliche Lösung für wälzgelagerte Spindeln, bei der das zusätzliche adaptive Magnetlager aber vor das Hauptlager angeordnet ist, wird in [2] beschrieben.

Darüber hinausgehend sind aktiv magnetgelagerte Hauptspindeln kommerziell erhältlich, um die bei passiven Magnetlagern praktisch kaum vorhandene Dämpfung und die generelle Lagersteifigkeit regelungstechnisch signifikant zu erhöhen [151][199][175][113]. Zusätzlich wird in einigen Veröffentlichungen die Möglichkeit einer Technologieerweiterung durch Nutzung von Magnetlagern als Mikroachse genannt

[168][199]. Durch Sollwertvorgabe können beispielsweise in gewissem Umfang oszillierende Bewegungen des Spindelrotors zum Läppschleifen, zur Unrundbearbeitung von Bohrungen oder zum Zirkularfräsen erzeugt oder thermisch bedingte Deformationen der Maschinen korrigiert werden.

Die Problematik der Drehzahlabhängigkeit der Lagervorspannung bei schnelldrehenden wälzgelagerten Spindeln wird in [122][137][202] durch AMS-Lösungen zur autonome Anpassung der Vorspannung adressiert. Die Lösungen basieren auf dem gleichen Prinzip, das in Kapitel 2.2.2 für Gewindetriebe beschrieben wird.

Mechatronische Motorspindelaufnahmen, mit denen die gesamte Motorspindel bewegt werden kann, werden in [48][234] beschrieben. Mit der in **Bild 18** dargestellten piezoaktorischen Lösung für das Formbohren [48] kann die Spindel mittels einer parallelkinematischen Lagerung in zwei Ebenen verkippt werden, um eine Unrundbearbeitung zu ermöglichen. Dagegen ist das primäre Ziel der Lösung aus [234] die Korrektur der Fräserabdrängung.

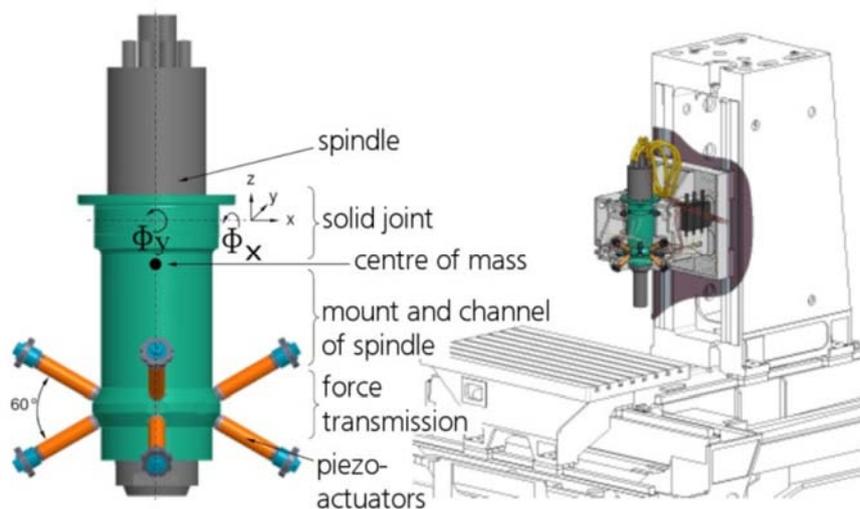


Bild 18: Struktur und Integration einer adaptiven Spindel [48]

Eine ähnliche Lösung für die Schwingungskompensation von Fräsrobotern wird in [102] vorgestellt (**Bild 19**). Die Einheit ist zwischen Werkzeugspindel und Roboterarm integriert und wird durch ein integriertes Piezo-Stapelaktor-Netzwerk angetrieben,

dessen Sollsignale in einem geschlossenen Regelkreis basierend auf den real gemessenen Schwingungssignalen berechnet werden.

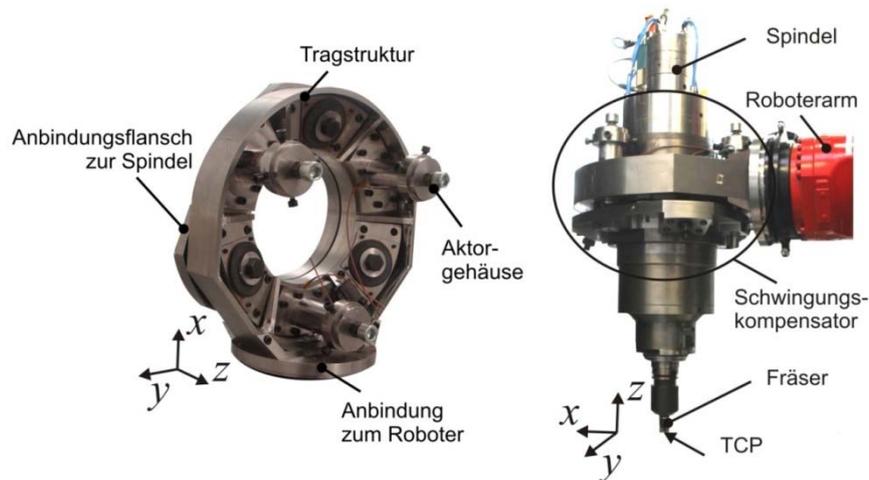


Bild 19: Einzelansicht des prototypischen Schwingungskompensators (links) und Roboterarm mit montiertem Schwingungskompensator (rechts) [102]

Durch gezielte Ansteuerung der Aktoren kann eine Unterbrechung des dynamischen Kraftflusses zwischen dem Zerspanwerkzeug und dem Roboter erreicht werden, was wiederum die Schwingungen des gesamten Werkzeug-Roboters mindert.

Ein in Parallelkinematikbauweise aufgebauter adaptiver, elektromagnetisch angetriebener Fünf-Achs-Polierkopf für das Polieren von optischen Oberflächen wird in [222] vorgestellt.

Bekannt sind ebenfalls Systeme zum automatischen Wuchten von Hauptspindeln [79][117][233]. Hierzu werden in der Regel einzelne Massen [233] oder die Massenschwerpunkte von exzentrischen Ringen verschoben [79]. Bei der letzteren Variante wird die Wuchtebene durch die drehzahlsynchrone Steuerung zweier axial sehr dicht nebeneinander liegender unwuchtiger Scheiben auf der Spindelwelle realisiert. Die Kraftübertragung erfolgt über Dauermagnete.

2.2.6 AMS für Werkzeuge und Werkzeugaufnahmen

Werkzeuge setzen den Zerspanprozess am Werkstück um. Neben der Funktionalitätsverbesserung (z.B. Erhöhung der Dämpfung) besitzt hier die Funktionserweiterung (z.B. Zusatzachsen) eine sehr große Bedeutung. Analog zu den beschriebenen Möglichkeiten von aktiven Führungen oder Lagern ist auch hier oft prinzipiell eine Doppelfunktion der integrierter Aktorik – also sowohl Fehlerkorrektur als auch technologische Zusatzfunktion – gegeben.

Werkzeuge besitzen oftmals aufgrund ihrer schlanken Gestalt eine sehr geringe Biegesteifigkeit bei gleichzeitig geringer Dämpfung. Es wurden deshalb viele konstruktive Maßnahmen unternommen, um die statische und dynamische Steifigkeit von Werkzeugen zu erhöhen [170]. Ebenfalls wurden Möglichkeiten der modellbasierten Korrektur der Werkzeugabdrängung mittels der inhärenten Vorschubsysteme untersucht [162][195][201]. Daneben wurden unterschiedliche Lösungen entwickelt, bei denen die Aktorik eines AMS in das Werkzeug oder die Werkzeugaufnahme integriert ist.

Aktorische Werkzeuge mit **integrierten Achsen** (sogenannte U-Achs-Werkzeuge) gehören zum Stand der Technik (z.B. [98][189][119]). Viele unterschiedliche Lösungen sind auch von den sogenannten **Fast Tool Servos** (FTS) bekannt – kleine Achsen, die in der Regel in Drehmaschinen zur Realisierung hochdynamischer Mikrobewegungen eingesetzt werden. Industrielle Anwendungsgebiete sind beispielsweise die Oberflächenstrukturierung von optischen Systemen [160]. Unterschiedliche Entwicklungsarbeiten auf dem Gebiet der FTS wurden veröffentlicht, die sich im Wesentlichen in vier verschiedenen Aktorprinzipien unterteilen lassen [115]:

- piezoelektrische Antriebe [6][37][47][103][112][152][158][167][221]
- permanenterregte Elektroantriebe [46][65][116][129][200][221]
- fremderregte Elektroantriebe [114][115][130]
- hydraulische Antriebe [203].

Weiterhin wird in [115] zwischen Kurzhub-FTS (Hub <100 µm), Mittelhub-FTS (100 µm .. 1 mm) und Langhub-FTS (Hub >1 mm) unterschieden.

Noch höhere Aktordynamik wird bei der **schwingungsüberlagerten oder ultraschallunterstützten Bearbeitung** benötigt, die in der Regel zur Reduzierung von Schnitt- und Reibungskräften und Werkzeugverschleiß sowie zur Verbesserung des Spanbruchverhaltens und der Oberflächenqualität eingesetzt wird. Der typische Frequenzbereich liegt zwischen 20 Hz und 40 kHz [170], und das Anwendungsgebiet erstreckt sich über viele Bearbeitungsprozesse wie z.B. Läppen [150], Schleifen

[193], Bohren [69][194], Tieflochbohren [136], Fräsen [69] oder Drehen [181], aber auch bis in die Blechumformtechnik [96] oder das Rohrziehen [110].

Oft werden Piezoaktoren eingesetzt. Um eine optimale Energieübertragung vom Aktor zur Prozessstelle zu erzielen, wird insbesondere im höherfrequenten Bereich das Werkzeug in Resonanzschwingungen versetzt. Neben longitudinalen Eigenformen zur Erzeugung von Axialbewegungen der Schneide [136] (~ 20 kHz) werden z.B. Biegeeigenformen [193] (~ 20 kHz) erregt, um elliptische Schneidenschwingungen zu erzeugen. In **Bild 20** ist ein Ultraschall-Schwingsystem für Bohr- und Fräswerkzeuge dargestellt [69], das Werkzeuge in Axialschwingungen versetzt. Im Innern ist ein piezokeramischer Wandler integriert, der eine hochfrequente elektrische Wechselspannung in schnelle Bewegungen übersetzt. Durch die spezielle Systemgestaltung wird die Schwingungsamplitude verstärkt (Sonotrode) sodass an der Werkzeugspitze Amplituden im zweistelligen Mikrometerbereich erreicht werden.

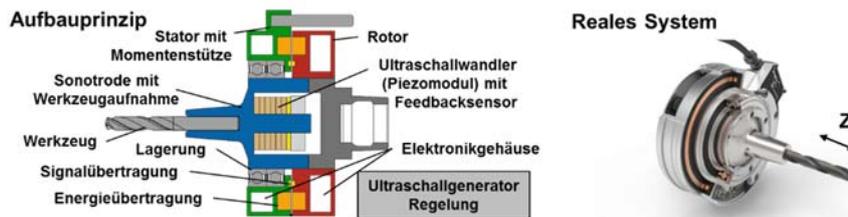


Bild 20: Modul zur Erzeugung axialer Ultraschallschwingungen (nach [69])

Werkzeuge zum Polieren von optischen Oberflächen wie Wavern müssen eine gleichmäßige Verteilung des Polierdrucks realisieren. In [220] wird dazu ein segmentierter aktiver Polierkopf vorgestellt. Durch Druckmessung und gezielte Ansteuerung der Segmente über Piezoaktoren kann eine gleichmäßigere Druckverteilung realisiert werden. Aktive Poliermittel mit steuerbarer Viskosität auf Basis magnetorheologischer (oder ähnlicher) Fluide werden in [99][99][182] untersucht.

Ein adaptronisches Hohnwerkzeug mit integrierter Piezoaktorik zur Unrundbearbeitung von Zylinderbohrungen wird in [48] vorgestellt.

Neben der aktiven Prozessbeeinflussung, zu der die oben genannten Lösungen zählen, wurden auch viele Ansätze und Lösungen zur **Fehlerkorrektur** entwickelt. Bei Bohrstangen sind Systeme zur dynamischen Schneidenverstellung bekannt [23][29][91][101], um **Abdrängungen auszugleichen**. Die in **Bild 21** dargestellte Lö-

sung nutzt beispielsweise eine piezoaktive Schneidenverstellung, die Ausgleichsbewegungen mit einer Frequenz von bis zu einigen hundert Hertz realisieren kann. Als Sensorik zur Bestimmung der Werkzeugabdrängung wird ein Laserstrahl verwendet, der von einem in die Bohrstangenspitze integrierten Spiegel reflektiert wird. Die Verlagerung wird über eine photosensitive Diode detektiert.

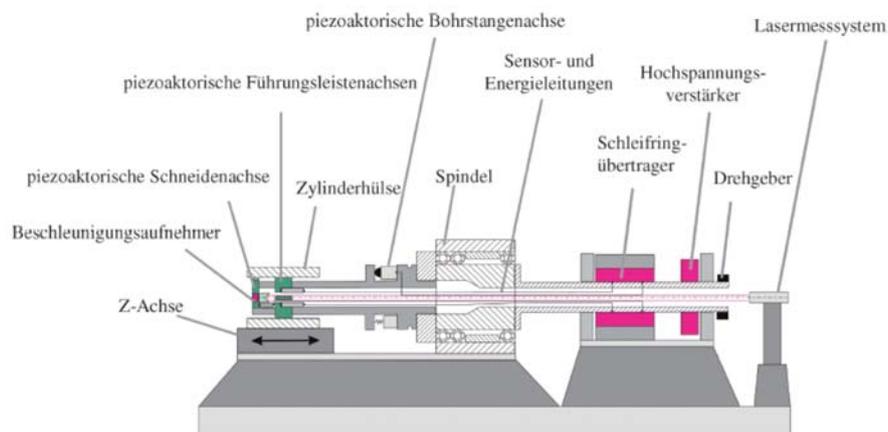


Bild 21: Aktive Bohrstange zur Korrektur der Schneidenabdrängung bei Ausbohrprozessen [23]

Veröffentlicht wurden auch mechatronische Lösungen zur **Erhöhung der Dämpfung**, z.B. mit eingebetteter Piezoaktuatorik [28][36][155][68] (s.a. Bild 22), piezoelektrischen [197] und elektromagnetischen Inertialmasseaktoren mit 2 DOF [4] oder zwei um 90° versetzte elektrohydraulische Inertialmasseaktoren [92][196].



Bild 22: Schematische Darstellung (links) und reale Ausführung (rechts) eines aktiv gedämpften Drehmeißelhalters (nach [68])

Ein aktiver Drehmeißel zur Schwingungsdämpfung mit Piezostapelaktoren und Integral Force Feedback-Regelung wird in [40] vorgestellt. Kraftsensor und Aktor wirken in Meißellängsrichtung.

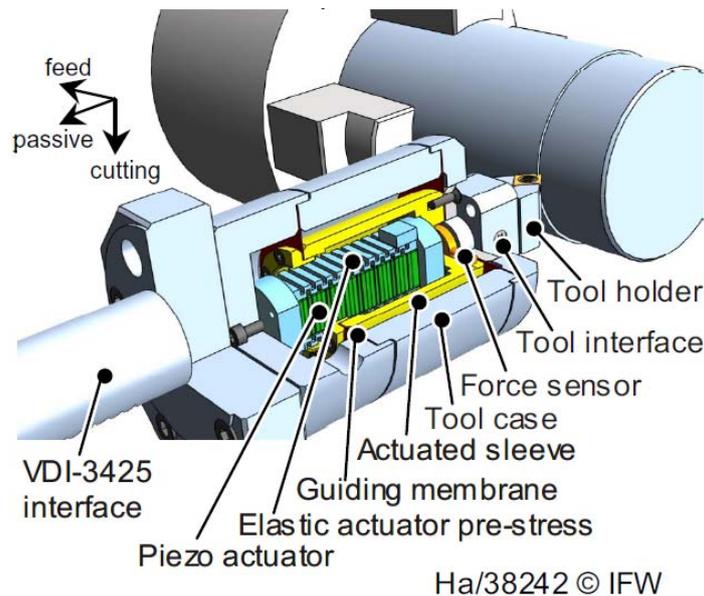


Bild 23: Modell eines aktiven Drehmeißelhalters zur Schwingungsunterdrückung [40]

Ähnliche Lösungen werden in [34][74][238] (Piezoaktoren) und [192] (magnetostruktiver Aktor) vorgestellt, hier jedoch mit dem Ziel der Fehlerkorrektur. In [34] wird mittels eines optischen Sensors die relative Verlagerung zwischen Werkstück und Drehmeißel erfasst und mittels piezoelektrischem Aktor verringert.

In [74] wird ein aktives Werkzeug für Drehmaschinen beschrieben, welches durch eine hochdynamische Zustellung der Werkzeugschneide mittels Piezoaktor die durch mechanische Schwingungen verursachten störenden Einflüsse auf die Schnitttiefe (Zerspankraftmessung) reduziert und gleichzeitig den Spindelrundlauffehler über 3 kapazitive Sensoren erfasst und korrigiert.

Eine in [61] vorgestellte Lösung für Glasschneidprozesse entkoppelt (dynamische Korrektur) das Schneidrad von Portalschwingungen.

Ein Verfahren zur aktiven Dämpfung von Schwingungen in scheibenförmigen Trennwerkzeugen wird in [88] beschrieben. Die dafür benötigten Kräfte werden über Piezo-Aktoren in die Struktur eingeleitet, wobei die zur Scheibenschwingung gegenphasige Kraftübertragung über Kugellager auf die sich drehende Trennscheibe erfolgt. Eine ähnliche Arbeit wird in [156] vorgestellt. In [82] wird die Reduzierung von Schwingungen an Kreissägeblättern mittels strukturkonform integrierten piezokeramischen multimodalen Schwingungstilgern in Kombination mit passiven oder semi-aktiven elektrischen Netzwerken untersucht.

Neben den aktiven Systemen wurde auch eine Anzahl an **semiaktiven Systemen** entwickelt. In [217] wird eine semiaktive Bohrstange beschrieben, bei der die Dämpfung mittels elektrorheologischem Fluid amplitudenabhängig variiert werden kann. Tritt Rattern auf, wird die Dämpfung erhöht, sodass sich der Prozess wieder stabilisiert. Ein ähnliches semi-aktives Dämpfungskonzept, aber mit magnetorheologischen Fluiden wird in [229] beschrieben. In [179] wird ein elektrorheologisches Fluid in der Fräswerkzeugaufnahme verwendet, um Rattern zu reduzieren.

2.2.7 AMS für Werkstücke und Werkstückaufnahmen

In Analogie zu den Werkzeugaufnahmen wurden auch AMS zur Funktionalitätsverbesserung für die Werkstückseite entwickelt. Die **aktive Dämpfung** von Drehprozessen durch eine aktive Lünette mit integrierten Piezoaktoren und kapazitiven Wegaufnehmern wird in [71] vorgestellt. In [92][86] wird ein AMS für Außenrundscheifmaschinen beschrieben, bei dem mehrere Prozess- und Maschinenzustandsgrößen einschließlich der Welligkeit auf der Werkstückoberfläche im Prozess erfasst, Schwingungen bedämpft und Fehler korrigiert werden. Ein Modul berechnet online die resultierende Modulation des Relativabstandes zwischen Werkstück und Schleifscheibe und die erforderliche Nachführbewegung für das Werkstück, welches über zwei relativ wirkende Zentrierspitzen aufgenommen wird. Die Nachführung erfolgt über Piezoaktoren, die innerhalb der Zentrierspitze angeordnet sind.

Eine ähnliche Lösung zur dynamischen Stabilisierung ist aus [124] bekannt.

In [73] wird ein Spannsystem (Blocksauger) für Holzbearbeitungsmaschinen vorgestellt, und aktive Spannplatten zur Schwingungskompensation mit Piezoaktoren für Fräsmaschinen werden in [26][48][166] veröffentlicht.

Ebenfalls wurden aktive Drehspannfutter entwickelt. Das in [41] beschriebene mechatronische Futter **korrigiert dynamisch** die Exzentrizität von eingespannten Werkstücken, die z.B. durch Montagefehler des Spannfutters selbst oder durch Spannfehler des Werkstücks entstehen. Die Einmessung des Werkstücks erfolgt

über einen Lasersensor und die Kommunikation mit den im Spannfutter angeordneten elektronischen Elementen über Bluetooth. Ein aktives Drehfutter mit Spannkraftregelung wird in [118] beschrieben.

In [26] wird für Fräsmaschinen eine aktive Werkstückauflage zur Rattervermeidung mit zwei hochdynamischen Achsen in der horizontalen Ebene vorgestellt, die mit piezoelektrischen Stapelaktoren angesteuert werden. Ziel ist es, die Relativverlagerung zwischen Werkstück und Werkzeug zu erfassen und mittels Lageregelung (PI-Regler bzw. Notch-Filter) der aktiven Werkstückauflage zu reduzieren. Es wird im Modell eine Bandbreite der Lageregelung von ca. 100 Hz erreicht. Die praktische Umsetzung der Verlagerungserfassung wird nicht diskutiert. Als Vorteil des Systems werden der Modulcharakter und die damit verbundene flexible Integrierbarkeit in unterschiedliche Maschinen genannt. Dem gegenüber wird in der Veröffentlichung zu einem technisch ähnlichen System (**Bild 24**) [55] die geringe Tragfähigkeit und Aufspannfläche des Werkstückhalters als Problem identifiziert und eine Aktorintegration in der Werkzeugseite empfohlen.

Zur Schwingungsüberlagerung von Bohrprozessen wird in [12] die Entwicklung eines Piezo-Schwingtisches beschrieben. Ziel war neben technologischen Aspekten (Verbesserung des Spanbruchverhaltens bei der Bearbeitung von Aluminium und Titan bzw. der Bohrungsqualität bei der CFK-Bearbeitung) insbesondere die Möglichkeit einer flexiblen Integration in unterschiedliche Maschinen des technologischen Versuchsfeldes. Der Betriebsbereich ist mit einer Amplitude von 20 μm und einer Frequenz von 200 Hz angegeben.



Bild 24: Aktive Werkstückaufspannfläche [55]

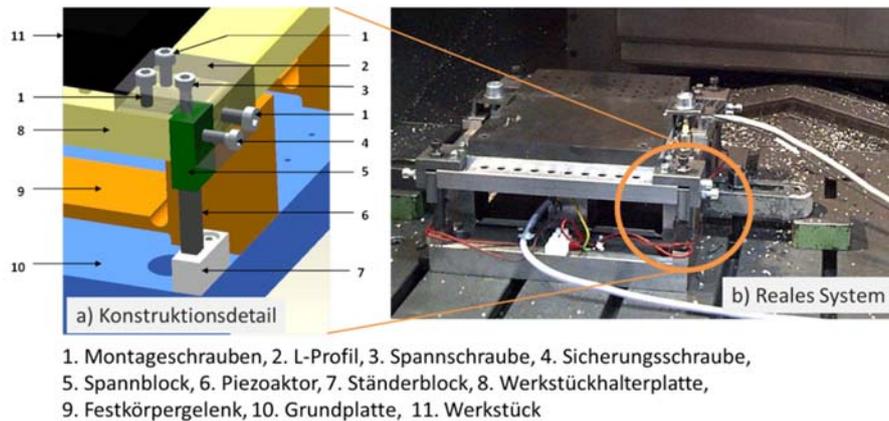


Bild 25: Piezo-Schwingtisch [12]

Letztendlich wurden auch Lösungen entwickelt, bei denen die Piezoaktorik direkt auf dem Werkstück angebracht wurde, um Schwingungen zu dämpfen. Die in [187] beschriebene Lösung wird an dünnwandigen Flugzeugintegralbauteilen angewendet.

2.2.8 Neuordnung nach Integrationszielen

Es hat sich in den Kap. 2.2.2 bis 2.2.7 gezeigt, dass mit der Integration von AMS trotz der unterschiedlichen Integrationsorte letztendlich in den meisten Fällen eine Verbesserung an der Prozessstelle erreicht werden soll. Die AMS-Integration lässt sich dabei auf einige wenige Hauptzielstellungen reduzieren. Vor diesem Hintergrund erscheint es als interessant, die recherchierten Lösungen noch einmal zusammenfassend nach den jeweils verfolgten Integrationszielen (diskutiert auch in Kap. 4.2, 4.3 und 5.2) zu gruppieren. Man erkennt nochmal deutlich, dass für gleiche Zielstellungen sowohl verschiedene Lösungen als auch verschiedene Aktorintegrationsorte zum SoA gehören. Besonders deutlich wird das bei der Dämpfung. Aber auch die Integration von Zusatzachsen ergibt ein ähnliches Bild, wenn man die Unterscheidung zwischen Frequenzbereich oder Steuerungs-/Regelungsstrategie vernachlässigt. Noch bevor über die konkrete konstruktive Umsetzung (z.B. Aktorprinzip, Integrationsort) entschieden werden kann, ist deshalb eine naheliegende Fragestellung für den Werkzeugmaschinenentwickler, welche Integrationsorte denn zu bevorzugen sind, um eine oder mehrere ausgewählte Zielstellungen effektiv zu erreichen. Hierfür fehlen jedoch aktuell noch effiziente Werkzeuge zur Entscheidungsfindung.

Tabelle 1: Gruppierung von AMS nach den Integrationszielen (Auswahl)

Integrationsort des Aktors						
	Vorschubsysteme	Gestellkomponenten	Führungssysteme	Hauptspindeln	Werkzeug/Werkzeugaufnahmen	Werkstücke/Werkzeugaufnahmen
Quasi.Korr. ¹		[90] [127] [189] [206] [218] [58]	[1] [9] [39] [54] [62] [72] [81] [94][159] [174] [183] [207] [214] [235]	[106] [151] [234] [199] [175] [113]		[58]
Dyn.Korr. ²					[23] [29] [34] [61] [74] [91] [101] [192] [238]	[26] [41] [86]
Dynamik ³	[66] [84] [132]		[39]	[48] [168] [199]	[6] [37] [46] [47] [48] [65] /69/ [96] [98] [103] [110] [112] [114] [115] [116] [119] [129] [130] [136] [150] [152] [158] [167] [181] [189] [200] [203] [193] [194] [220] [221]	[12]
Dämpfung ⁴	[9] [137] [184] [185] [224] [236]	[11] [25] [30] [35] [36] [51] [123] [124] [126] [128] [134] [139] [185] [225]	[39] [94] [214] [235]	[2] [5] [27] [31] [45] [53] [75] [95] [97] [111] [230] [151] [173] [199] [175] [113]	[4] [28] [36] [40] [82] [88] [92] [155] [156] [179] [196] [197] [217] [229] [68]	[26] [55] [71] [73] [86] [124] [166] [187]
Sekund. ⁵	[32] [125] [138] [231]			[79] [117] [122] [137] [202] [233]		[118]
¹ Korrektur thermisch bedingter und quasistatischer Deformationen; ² Korrektur dynamischer Fehler; ³ Erhöhung der Vorschubdynamik oder lokalen Bewegungsaflösung bzw. als zusätzliche Vorschubachse; ⁴ Erhöhung der Dämpfung, dynamische Stabilisierung; ⁵ weitere Zielstellungen						

2.3 Entwicklungsmethoden für mechatronische Systeme

Die Entwicklung mechatronischer Systeme erfordert eine enge Kooperation verschiedener Disziplinen (Maschinenbau, Elektrotechnik, Informationstechnik) [209]. Klassische Vorgehensweisen zum Konstruieren technischer Systemen und Produkte wie die VDI-Richtlinie 2221 [210] werden aufgrund ihrer hauptsächlich sequentiellen Anordnung der Arbeitsphasen sowie der geringen Entwurfsflexibilität den Anforderungen in der Mechatronik nicht mehr gerecht [140][236]. Deshalb wurden besser geeignete Ansätze entwickelt, die in der VDI-Richtlinie 2206 [209] zu einer Methodik zum Entwickeln mechatronischer Systeme zusammengefasst sind. Kennzeichnend ist das sogenannte V-Modell (**Bild 26**), das auf der Makroebene den Schwerpunkt vom sequentiellen Vorgehen hin zu einem stärker iterativen Vorgehen verlagert. Jeder Makrozyklus umschreibt dabei einen neuen Reifegrad des Produktes (z.B. Labormuster, Funktionsmuster, Prototyp) [163][236].

Den Makrozyklen können verschiedene, flexibel gestaltbare Mikrozyklen unterlagert werden, die den domänenspezifischen Anforderungen, jedoch auch deren notwendiger Interaktion besser gerecht werden.

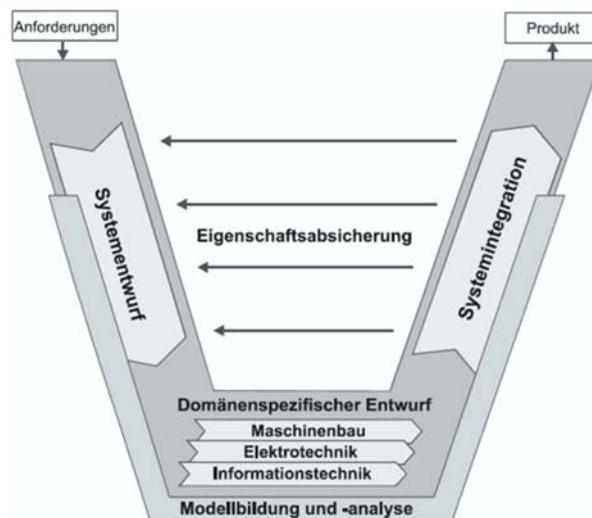


Bild 26: V-Modell als Makrozyklus für die Entwicklung mechatronischer Systeme [209]

Auch wenn die Anwendung der VDI 2206 auf die Entwicklung von AMS für WZM in Veröffentlichungen nur selten explizite Erwähnung findet (z.B. in [163][236]; in [216] wird die Existenz einer methodischen Entwicklung von AMS sogar verneint und eine eigene Vorgehensweise zur AMS-Entwicklung für die Schwingungsreduktion vorgeschlagen; in [186] wird ein sequentieller Prozess in Anlehnung an die VDI 2221 für adaptronische WZM vorgeschlagen), kann davon ausgegangen werden, dass sich auch bei der Entwicklung von AMS bewusst oder unbewusst daran orientiert wird, da die VDI 2206 erfahrungsbasiert ist [209]. Bei der Anwendung im Detail wird sie aber durchaus als zumindest unzureichend kritisiert [185][236], da unter anderem der notwendige Detaillierungsgrad fehlt oder eine Anwendung auf hochintegrierte Systeme schwierig ist aufgrund von Kommunikations- und Analysedefiziten zwischen den Einzel-Domänen [131]. Damit kann die Existenz einer detaillierten, jedoch allgemeingültigen Entwicklungsmethodik für AMS in WZM verneint werden. So wird beispielsweise in [236] festgestellt, dass eine systemübergreifende Entwicklungsmethodik schon allein für AMS mit Piezoaktoren zur Schwingungskompensation aufgrund der vielfältigen konstruktiven Gestaltungsformen kaum möglich ist. Diese Einschätzung ist mit Sicherheit auch auf andere Anwendungsgebiete und Akteurprinzipien zu übertragen. Deshalb hat die Vielzahl an wissenschaftlichen Arbeiten, die sich mit dem methodischen Entwickeln von speziellen Ausprägungen einzelner AMS für WZM befassen (siehe Kapitel 2.2), seine Berechtigung.

In [236] und [163] wird bei der Anwendung des V-Modells der Block „Anforderungen“ aus dem übergeordneten System – also der WZM – abgeleitet. Eine Validierung der Funktionalität der AMS im übergeordneten Gesamtsystem ist nicht explizit vorgesehen. Dieses Defizit wird in [131] mit der Erweiterung des V-Modells zum W-Modell (**Bild 27**) – einer aus der Softwareentwicklung übernommenen Vorgehensweise zur Entwicklung adaptronischer Systeme – adressiert. Neben einer signifikanten Erhöhung der Relevanz von virtueller Validierung wird der Möglichkeit einer hierarchischen Strukturierung mechatronischer Systeme deutlich stärker Rechnung getragen. Das kann besonders bei der Entwicklung von AMS für WZM sinnvoll sein, da das Grundsystem WZM ja an sich schon ein mechatronisches System ist. Ob das W-Modell jedoch schon im Produktionstechnikumfeld erfolgreich erprobt wurde, ist derzeit nicht bekannt.

Da die Entwicklung von AMS nicht Selbstzweck ist, sondern aus den Anforderungen des übergeordneten Systems WZM betrieben werden muss, soll nachfolgend noch der aktuelle Stand bei der methodischen Entwicklung von WZM unter Berücksichtigung der Integration von AMS analysiert werden.

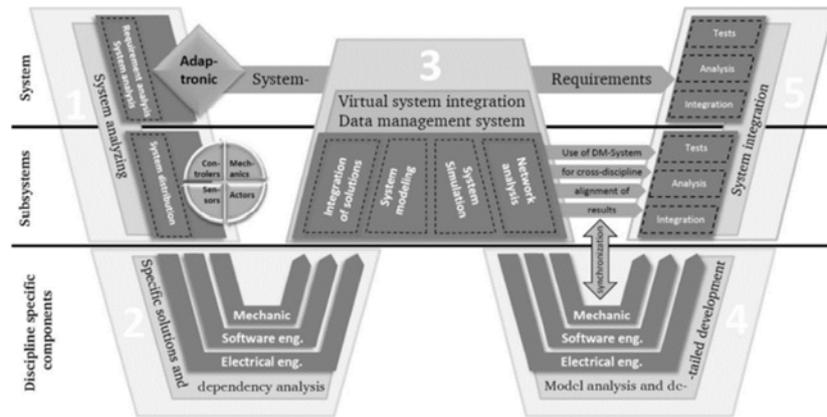


Bild 27: W-Modell für die Entwicklung adaptiver Systeme [131]

2.4 Entwicklungsmethoden für Werkzeugmaschinen

Eine etablierte allgemeingültige Entwicklungsmethodik, die ausschließlich für WZM gilt, ist nicht bekannt. Das steht sicher auch in direktem Zusammenhang mit der sehr hohen Variantenvielfalt produktionstechnischer Lösungen, was in der Konsequenz sicherlich auch zum ersatzlosen Zurückziehen vieler die WZM betreffender Normenwerke geführt hat. Am weitesten verbreitet ist die Orientierung an sequentiellen Entwicklungsmethoden, wobei die u.a. auf den Arbeiten von Rodenacker [171], Pahl und Beitz [154] sowie Roth [172] basierende VDI-Richtlinie 2221 „Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte“ [210] am weitesten verbreitet ist. Da WZM heute fast durchgängig mechatronische Systeme sind, findet auch die VDI 2206 seit ihrem Erscheinen zunehmend Anwendung, wie Dissertationen auf dem Gebiet der WZM-Entwicklung (z.B. [84]) zeigen. Mit dem Durchlaufen der notwendigen Makrozyklen des V-Modells entsteht ein Produkt „Werkzeugmaschine“, das verschiedenen (insb. technologischen, technischen, ökonomischen, ökologischen) Anforderungen genügen muss. Da auch heutige WZM noch häufig in die klassischen Komponenten und damit Entwicklungsdomänen

- Mechanik: Gestelle, Führungssysteme
- Elektrik oder Elektromechanik: Hauptantriebe, Nebenantriebe, Hilfsantriebe
- Informationstechnik: Messsysteme, Steuerung

substrukturiert werden können, kann die VDI 2206 dabei durchaus als geeigneter Entwicklungsrahmen angesehen werden. Das gilt insbesondere dann, wenn in der domänenspezifischen Entwurfsphase eine weitestgehend getrennte Entwicklung mechanischer, elektrischer und Informationstechnischer Komponenten erfolgen kann.

Etablierte Entwicklungsmethoden, die eine hierarchische Strukturierung mechatronischer Systeme – wie sie in Kap. 2.3 schon aus Sicht der Entwicklung vom AMS als Notwendigkeit adressiert wurden – berücksichtigen, sind nicht bekannt. Die VDI 2221 und auch die VDI 2206 bilden hierfür aus den genannten Gründen nur ungenügende Voraussetzungen. Da – wie in Kap. 4.1 noch dargestellt wird – insbesondere die Funktionalitätsgrenzen mechanischer oder elektromechanischer Komponenten die Integration von AMS begründen, führt die Berücksichtigung von AMS zur Wandlung der ehemals eigenständigen Entwurfsdomänen Mechanik und/oder Elektromechanik hin zum mechatronischen Subsystem. Das führt zwangsläufig zu Änderungen in den systematischen Entwicklungsprozessen historisch gewachsener Subsysteme von WZM und der Notwendigkeit, zukünftig auch dort zumindest teilweise Entwicklungsmethoden für mechatronische Systeme anzuwenden.

Einen wichtigen Beitrag zur effizienten Entwicklung von WZM mit AMS leisten verschiedene Simulationswerkzeuge (sogenannte Virtuelle WZM [7]) sowohl für domänenspezifische als auch mechatronische Systeme. Daneben wurden für ausgewählte Problemstellungen systematisierende Untersuchungen zur Anwendung von AMS in WZM durchgeführt (z.B. optimale Platzierung von AMS zur Schwingungsunterdrückung in Portalmaschinen [52], Methode zur Auswahl und Positionierung aktiver Zusatzsysteme zur Schwingungsreduzierung in WZM sowie Reglerauswahl [216]) oder sind aufgrund ihres Grundlagencharakters auf WZM übertragbar (z.B. Platzierung von aktiven Dämpfungssystemen in mechanische Strukturen [161]).

2.5 Schlussfolgerung und Defizite

Trotz der umfangreichen Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten auf dem Gebiet der AMS sowie der großen Lösungsvielfalt ist deren industrieller Einsatz auch heute noch nur in Ausnahmefällen die Regel (z.B. U-Achsen in Werkzeugen, Fast Tools). Insbesondere Systeme zur Erhöhung der Bearbeitungsqualität und zur Fehlerkompensation haben es bis heute nicht in die breite praktische Anwendung geschafft, wenn man von den seit 2014 in Maschinen von Bimatec Souraluce [17] angebotenen Inertialmasseaktoren zur Erhöhung der Dämpfung (s.a. **Bild 14**) absieht.

Auch wenn die Gründe für die mangelnde industrielle Akzeptanz trotz der publizierten, teilweise sehr deutlichen funktionalen Verbesserungen im Rahmen der Arbeit nicht systematisch untersucht werden konnten, können gewisse Aspekte als Haupthindernis angesehen werden. Einer der wichtigsten Gründe ist sicherlich, **dass AMS mit alternativen (z.B. konstruktiven, werkstofftechnischen, regelungstechnischen) Lösungsansätzen konkurrieren**. Dieser Aspekt wurde bei vielen AMS-Entwicklungen nicht oder nur unzureichend betrachtet, ist jedoch in der industriellen Praxis insbesondere aus ökonomischen Gründen von großer Bedeutung.

Durch die Integration von AMS erhöht sich außerdem die Komplexität bei der WZM-Entwicklung, und durch die Vergrößerung der Anzahl an Komponenten steigt die Ausfallwahrscheinlichkeit und damit die Wartungs- und Instandhaltungsintensität. Da etablierte Entwicklungsmethoden für WZM als auch für AMS die **hierarchische Interaktion beider Systeme noch nicht in ausreichender Weise berücksichtigen**, kann insbesondere auch vor dem Hintergrund der sehr großen Bandbreite an Problemstellungen in der Produktionstechnik keine allgemeingültige Vorgehensweise bei der Entwicklung von WZM mit AMS angewendet werden.

Auch ist die große Anzahl entwickelter Lösungen von AMS für den WZM-Hersteller nicht immer ein Vorteil, denn mittlerweile sind im Regelfall **mehrere alternative, miteinander konkurrierende Lösungsansätze für gleiche oder ähnliche Problemstellungen bekannt**. Diese Lösungen unterscheiden sich nicht nur durch die konstruktive Gestaltung (z.B. Aktorprinzip), sondern auch durch die Wahl des Integrationsortes, des Sensorkonzepts oder der Regelungsstrategie. Eine Systematisierung bzw. die Entwicklung einer vergleichenden Bewertungsmethodik wurde noch nicht vorgenommen.

In analoger Weise können **mit einem AMS-Integrationsszenario teilweise mehrere unterschiedliche Zielstellungen adressiert** werden. So kann durch problem-spezifische Anpassung des Mess-, Steuerungs- und/oder Regelungskonzepts z.B. die Erhöhung der Dämpfung, die Kompensation statischer oder thermisch bedingter Deformationen oder auch die gezielte Erzeugung von Mikrobewegungen erreicht werden. Da das jedoch nicht für jede Aktorintegration gleichermaßen gilt, erfordert die Übertragung bekannter AMS-Lösungsszenarien auf andere Problemstellungen eine entsprechende Bewertungsmethodik.

3 Zielstellung

Die kontinuierliche Produktivitäts- und Genauigkeitssteigerung von Werkzeugmaschinen (WZM) allein durch klassische konstruktive Maßnahmen ist mit überproportional zunehmendem wirtschaftlichem Aufwand verbunden, weshalb der aktiven Fehlerkorrektur und -kompensation eine größere Bedeutung zugestanden werden muss [165]. Insbesondere da, wo geregelte Haupt- und Nebenantriebe dieser Aufgabe nicht mehr in ausreichendem Maße gerecht werden, bilden unterlagerte mechatronische Zusatzsysteme zukünftig einen Schlüsselfaktor bei der Gestaltung von WZM.

Mit zusätzlichen bzw. additiven mechatronischen Systemen (AMS) kann die Funktionalität von spanenden WZM nachweislich verbessert werden. Trotz der Vielzahl entwickelter Lösungen und Integrationsszenarien beschränkt sich deren Einsatz in WZM bis heute jedoch auf wenige Ausnahmefälle. Eine Sonderstellung nehmen lediglich mechatronische Werkzeugsysteme ein. Als eine wesentliche Ursache hierfür wird die zunehmende Komplexität des Entwicklungsprozesses von derartigen mechatronischen WZM angesehen, die wesentlich durch eine hierarchisch strukturierte Interaktion des Grundsystems *mechatronische WZM* mit *AMS* gekennzeichnet ist. Dieser Aspekt wird gerade in der Frühphase des Entwicklungsprozesses von WZM, wo wesentliche Entscheidungen insbesondere über die grundsätzlichen Maßnahmen zur Funktionalitätsverbesserung von WZM, das AMS-Prinzip oder den optimalen AMS-Integrationsort, durch die etablierten Entwicklungsmethoden bis heute speziell für den Anwendungsfall WZM nicht ausreichend adressiert.

Ziel der Dissertation ist deshalb die Erarbeitung einer Vorgehensweise und unterstützender Werkzeuge für die frühzeitige Bewertung von AMS für den Einsatz in WZM unter besonderer Berücksichtigung

- der funktionalen Grenzen von WZM und
- der möglichen Funktionen und einer funktionsorientierten Beschreibungsform für AMS in WZM.

Damit sollen im Ergebnis

- verschiedene Systemintegrationsszenarien systematisch und effizient bewertbar,
- der große mögliche Lösungsraum schon in frühen Entwicklungsphasen eingrenzbar und
- zielführende Lösungen frühzeitig erkannt werden können.

Unter Beachtung des Standes der Wissenschaft und Technik und den daraus abgeleiteten Schlussfolgerungen verbinden sich damit Teilzielstellungen, die in den Kapiteln 4 und 5 adressiert werden:

- Systematisierung von AMS zur Funktionalitätsverbesserung von WZM
- Systematisierung von Eingriffsmöglichkeiten für AMS in mechanische Komponenten von WZM, abgeleitet aus den typischen Funktionalitätsgrenzen mechanischer Komponenten und mechatronischer Haupt- und Nebenantriebe
- Bewertung von Eingriffsstrategien für AMS zur Funktionalitätsverbesserung von WZM
- Bereitstellung einer modellgestützten Vorgehensweise zur Abschätzung der Funktionalität von AMS in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses von WZM
- Erarbeitung von Empfehlungen zur Anpassung des V-Modells der VDI2206 für die Anwendung zur Entwicklung von WZM mit AMS
- Validierung der erarbeiteten Vorgehensweise und der unterstützenden Werkzeuge sowie Aufzeigen von Grenzen

Die Arbeit positioniert sich damit im Wesentlichen an der Schnittstelle zwischen WZM-Entwicklung und der Entwicklung von AMS.

4 Eingriffspotenziale zur Funktionalitätsverbesserung von Werkzeugmaschinenkomponenten

4.1 Übersicht

Ziel des Kapitels ist es, die verschiedenen Funktionen elektromechanischer Systeme von WZM und die zugehörigen Einflussparameter auf deren Funktionalitäten zu analysieren und Eingriffspotenziale für AMS abzuleiten. Damit werden die Voraussetzungen erarbeitet, um in Kap. 5 eine Vorgehensweise zu erarbeiten, um verschiedene AMS-Eingriffsszenarien frühzeitig bewerten zu können. Da die Verwendung von AMS mit alternativen konstruktiven sowie steuerungs- und regelungstechnischen Ansätzen sowohl funktional als auch wirtschaftlich konkurriert, sollen diese Ansätze ebenfalls zumindest zusammenfassend adressiert werden. Somit werden in Kap. 4 die in **Bild 28** genannten Aspekte schwerpunktmäßig bearbeitet.

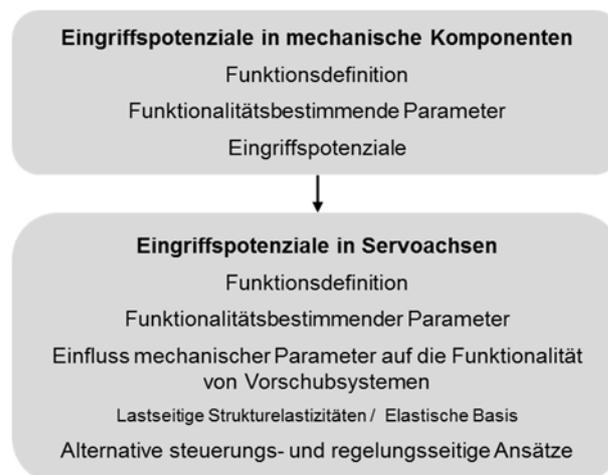


Bild 28: Vorgehensweise im Kapitel

4.2 Mechanische Komponenten von Werkzeugmaschinen

4.2.1 Funktionen mechanischer Komponenten

Wie in Kap. 1 dargestellt wurde, wird die erreichbare Arbeitsgenauigkeit von WZM von vielen Faktoren beeinflusst. In **Bild 29** sind exemplarisch wichtige genauigkeitsbestimmende mechanische Elemente (mechanischer Genauigkeitspfad) der Z-Achse eines Bearbeitungszentrums (BAZ) dargestellt. Nur ein sehr kleiner Teil der Komponentenfehler kann direkt durch die Messsysteme der Servoantriebe erfasst und korrigiert werden (mechatronischer Genauigkeitspfad). Das verdeutlicht, dass mechanische Systeme auch heute noch eine sehr hohe Relevanz für die Funktionalität von WZM besitzen.

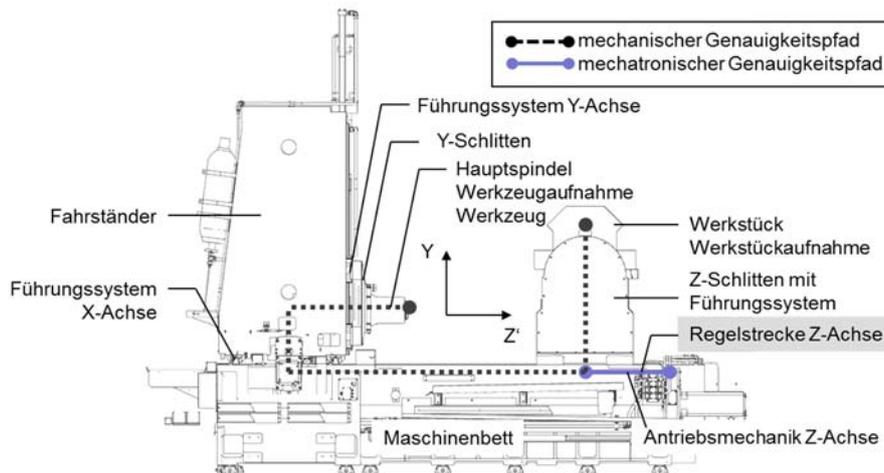


Bild 29: Wichtige genauigkeitsbestimmende mechanische Elemente der Z-Achse eines Bearbeitungszentrums

Die Relevanz mechanischer Systeme für die Arbeitsgenauigkeit erkennt man auch daran, dass die durch AMS zu beeinflussenden Grundsysteme im Regelfall mechanische Komponenten bzw. Antriebsstränge mit Strukturelastizitäten im Genauigkeitspfad sind (s.a. Kap. 2.2). Damit lässt sich auch das Grundprinzip der Systemintegration von AMS beschreiben, siehe auch Bild 30. Das Verständnis über die Funktion und die funktionalitätsbestimmenden Parameter elastomechanischer Systeme ist

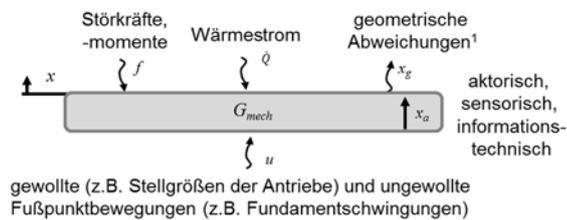
deshalb von entscheidender Bedeutung für die Auswahl des richtigen AMS-Ansatzes, die zielführende Systemintegration und die optimale Parametrierung.



Bild 30: Grundprinzip der Systemintegration von AMS in WZM; die farbliche Kennzeichnung wird nachfolgend in ähnlichen Darstellungen analog verwendet

Auf mechanische Komponenten von WZM wirken dabei verschiedene Stell- und Störgrößen, von denen die Wichtigsten in Anlehnung an die typischerweise praktisch auftretenden Fälle in **Bild 31** dargestellt sind. Daraus lassen sich Hauptfunktionen der mechanischen Komponenten ableiten (s.a. **Bild 31**), die nachfolgend inklusive der verwendeten Formelzeichen kurz charakterisiert und damit für die weitere Arbeit definiert werden sollen.

Einflussgrößen



Hauptfunktionen

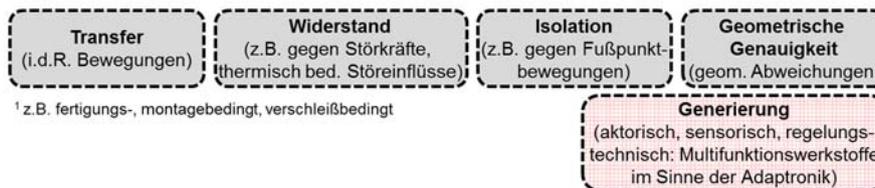


Bild 31: Wichtige Einflussgrößen und Hauptfunktionen mechanischer WZM-Komponenten

Transferfunktion: Eine Hauptfunktion mechanischer WZM-Komponenten ist das möglichst verzögerungs- und deformationsfreie Übertragen (transferieren) von Stell-

größen u (i.d.R. Bewegungen, jedoch auch nachfolgend nicht mehr explizit aufgeführte Kräfte und Momente bei z.B. Kraftregelung) von Antrieben an die Prozessstelle x . Hier soll in Anlehnung zur Führungsübertragungsfunktion von Servoachsen als Bewertungskriterium die Transferübertragungsfunktion mit der Führungsgröße u herangezogen werden,

$$G_u(s) = \frac{x(s)}{u(s)} \quad (1)$$

wobei als Optimum frequenzunabhängig der Wert „1“ anzusehen ist, abgesehen von gewollten Übersetzungsfunktionen wie zwischengeschalteten Getrieben.

Widerstandsfunktion: Eine zweite Hauptfunktion mechanischer WZM-Komponenten ist es, ihrer Gestaltänderung entgegenzuwirken. Gegen äußere Störkräfte f (z.B. Prozesskräfte, Trägheitskräfte, Reaktionskräfte) haben mechanische WZM-Komponenten einen mechanischen Widerstand gegen eine Deformation x aufzubauen, um letztere möglichst minimal zu halten. In ähnlicher Weise sollen mechanische Komponenten einen möglichst großen Widerstand gegen thermisch bedingte Deformationen x_T besitzen, die sich stark vereinfacht aus dem bekannten Zusammenhang $x_T \approx x_0 \alpha \Delta T$ mit der Ausgangslänge x_0 , dem thermischen Ausdehnungskoeffizient α und der Temperaturänderung ΔT ergeben. Nachfolgend sollen jedoch im Sinne der Eingrenzung der Arbeit thermisch bedingte Aspekte (thermisch bedingte Deformationen, Kühlstrategien, Thermoaktoren usw.) nicht weiter separat betrachtet werden, da aufgrund der Komplexität von Temperaturanalysen sehr umfangreiche Darstellungen notwendig werden würden. Die typischerweise vergleichsweise langsam verlaufenden, thermisch bedingten Deformationen sollen nachfolgend vereinfacht als quasi-statische störfestbedingte Fehler behandelt werden. Eine Bewertung der Widerstandsfunktion soll somit durch das Störübertragungsverhalten (Beispiel Einmassenschwinger)

$$G_f(s) = \frac{x(s)}{f(s)} \quad (2)$$

erfolgen, wobei als Optimum frequenzunabhängig der Wert „0“ anzusehen ist.

Isolationsfunktion: Eine dritte Hauptfunktion mechanischer WZM-Komponenten ist es, die Übertragung von Störungen auf ein System möglichst zu verhindern. Relevant ist die Funktion insbesondere bei der Schwingungsisolation von WZM. Gegen störende Fußpunktbewegungen u haben mechanische Isolatoren einen mechanischen Isolationseffekt aufzubauen, um die Übertragung an die Prozessstelle x zu verhindern:

$$G_{Iso}(s) = \frac{x(s)}{u(s)} \quad (3)$$

Auch hier kann als Optimum frequenzunabhängig der Wert „0“ angesehen werden.

Geometrische Genauigkeit: Die geometrische Genauigkeit soll im Rahmen der Arbeit ebenfalls als Funktion abstrahiert werden in Verbindung mit der Störgröße *geometrische Abweichung* x_g . Grund für die Berücksichtigung ist, dass geometrische Komponentenfehler in vielen Fällen mechatronisch korrigiert werden können (z.B. über Servoachsen, AMS).

Generierungsfunktion: Die im Rahmen der Arbeit als Generierungsfunktion bezeichnete Funktion leitet sich für mechanische Komponenten aus der Adaptronik ab und nimmt insbesondere Bezug auf die Funktionskombination von Grundsystem und aktiven Werkstoffen. Durch Änderungen bestimmter Umgebungsgrößen kann das Material z.B. mit einer Bewegung bzw. geometrischen Formänderung (nachfolgend als *Stellgrößengenerierungsfunktion* bezeichnet) reagieren und führt unter äußeren Zwangsbedingungen oftmals zu einer Kraftwirkung. Die Generierungsfunktion mechanischer Komponenten soll an dieser Stelle als mögliches Zukunftsthema nur der Vollständigkeit halber genannt werden in Kombination mit den weiteren potenziellen Subfunktionen *Sensorfunktion* und *Informationsverarbeitungsfunktion*. Zwar bedienen sich AMS oft aktiver Werkstoffe, die jedoch nach aktuellem SoA als Aktorik nahezu ausschließlich lokal in WZM-Komponenten integriert werden. Eine Ausnahme bildet der Ansatz in Bild 33 [127], wo das thermoelastische Verhalten des Grundsystems großflächig als Aktorik verwendet wird. Für andere Anwendungen existieren jedoch schon geometrisch großflächige Ansätze, z.B. für smarte Bleche [49]. Die Generierungsfunktion wird in Kap. 4.5 (Servoachsen) und Kap. 5.2 (AMS) nochmals adressiert.

4.2.2 Funktionalitätsbestimmende Parameter

Zur Beschreibung grundlegender Zusammenhänge mechanischer Komponenten sollen stark vereinfachte lineare Modelle gewählt werden, wie sie in vielen Veröffentlichungen [21][239][240] Verwendung finden. Der Einmassenschwinger ist das einfachste schwingungsfähige mechanische System, was jedoch die wichtigsten für den WZM-Bau relevanten Parameter elastomechanischer Systeme berücksichtigt, siehe **Bild 32**. Dazu gehören die inneren Parameter (Steifigkeit, Dämpfung, Masse) und die äußeren Parameter bzw. Ein- und Ausgänge (Kräfte, Wege).

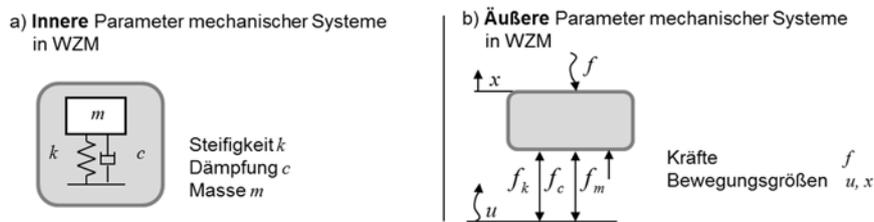


Bild 32: Relevante innere und äußere Systemparameter für die Verschiebungsanalyse von WZM am Beispiel eines Systems mit einem Freiheitsgrad

Es werden hier für die Prinzipdarstellungen nur Kräfte und translatorische Bewegungen verwendet; die Darstellung von Momenten und rotatorischen Bewegungen würde analog erfolgen.

Äußere Parameter treten mit anderen Systemen unmittelbar in Wechselwirkung und sind bei der Bewegungsanalyse Wege und Kräfte. Das elastomechanische System kann dabei durch Störkräfte f und/oder gewollte sowie störende Fußpunktbewegungen u angeregt werden. Die Einzelkraftkomponenten f_k , f_c und f_m lassen sich aus der jeweiligen Bewegungsdifferentialgleichung (DGL) des gefesselten Einmassenschwingers ableiten:

Störkraftanregung:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t) \text{ mit } f_k = kx(t), f_c = c\dot{x}(t), f_m = m\ddot{x}(t) \quad (4)$$

Fußpunktanregung:

$$c(\dot{x}(t) - \dot{u}(t)) + k(x(t) - u(t)) = -m\ddot{x}(t) \text{ mit } f_k = k(u(t) - x(t)),$$

$$f_c = c(\dot{u}(t) - \dot{x}(t)), f_m = m\ddot{x}(t) \quad (5)$$

Innere Parameter treten mit anderen Systemen nur mittelbar über die äußeren Parameter in Wechselwirkung und werden durch die Auswahl des Konstruktionswerkstoffes (Werkstoffparameter) und die geometrische Gestaltung festgelegt. Der Einfluss von Material- oder Systemeigenschaften auf die Transfer-, Widerstands- und Isolationsfunktion von mechanischen Elementen lässt sich dabei prinzipiell anhand der Modelle in **Bild 32** sowie der zugehörigen linearen DGL (4) und (5) darstellen.

Aus den Darstellungen ergibt sich, dass sich die Funktionalitäten der in **Bild 31** eingeführten Komponentenfunktionen *Transfer*, *Widerstand* und *Isolation* auf unterla-

gerte Kraftfunktionen Federkraft f_k , Dämpfungskraft f_c und Trägheits- bzw. Massekraft f_m zurückführen lassen können (**Bild 33**). Sie stehen bei der Gestaltung mechanischer Komponenten im Mittelpunkt.

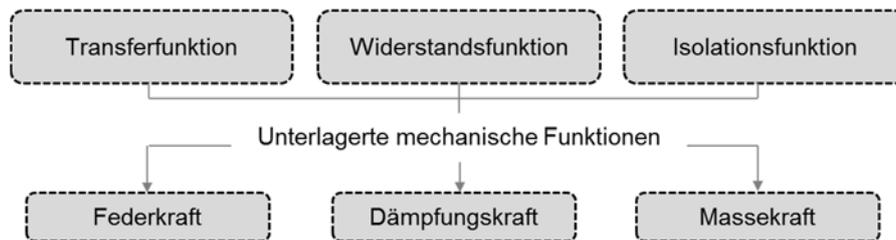


Bild 33: Unterlagerte mechanische Funktionen der Transfer-, Widerstands- und Isolationsfunktion

4.2.3 Eingriffspotenziale

Nach Laplace-Transformation und entsprechender Umstellung von (4) und (5) ergibt sich jeweils die Übertragungsfunktion im Frequenzbereich:

Störkraftanregung

$$G_f(s) = \frac{x(s)}{f(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + k} \quad (6)$$

Fußpunktanregung

$$G_u(s) = \frac{x(s)}{u(s)} = \frac{cs + k}{ms^2 + cs + k} \quad (7)$$

Beide Übertragungsfunktionen (6) und (7) besitzen ein PT2-Verhalten und sind demnach schwingungsfähig.

In **Bild 34** ist das Übertragungsverhalten $G_u(s)$ (7) ($D=2\%$) dargestellt und es ist gekennzeichnet, wie die Übertragungsfunktion im Sinne einer Verbesserung der Transferfunktionalität beeinflusst werden müsste. An der Resonanzstelle wird die Signalübertragung verstärkt und oberhalb der Resonanzstelle verringert sich die Signalübertragung über das potenzielle mechanische Bauteil (z.B. Maschinenschlitten) kontinuierlich. Beides ist bei der Transferfunktion nicht erwünscht. Szenarien, wo ein derartiges Verhalten explizit gefordert wird, sind an der Resonanzstelle sogenannte Sonotroden (z.B. [48]) und oberhalb der Resonanzstelle Schwingungsisolatoren.

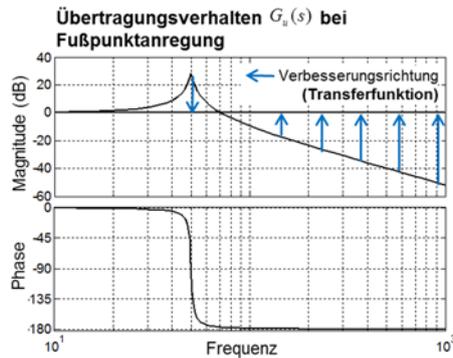
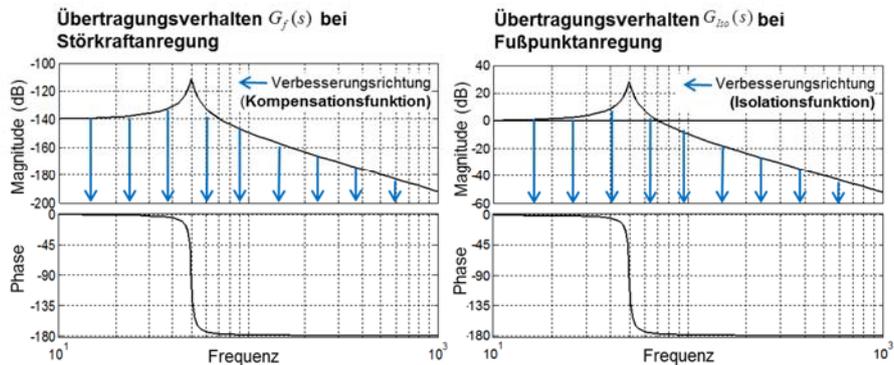


Bild 34: Funktionalität und potenzielle Verbesserungsmaßnahmen für die Transferfunktion am Beispiel des Einmassenschwingers

Kritische Frequenzbereiche wichtiger Störungsursachen



- a) Statischer/quasistatischer Prozesskraftanteil
- b) Dynamischer Prozesskraftanteil (Zahneingriffsfrequenz)
- c) Beschleunigungs(reaktions)kräfte von Vorschubsystemen¹
- d) (Reaktions)Ruck von Vorschubsystemen¹
- e) Fundamentalschwingungen

¹erste Eigenfrequenz ggf. stark beeinflusst durch Vorschubregelung

Bild 35: Funktionalität und potenzielle Verbesserungsmaßnahmen für die Kompensations- und Isolationsfunktion am Beispiel des Einmassenschwingers

In **Bild 35** sind den Übertragungsfunktionen (6) und (7) ($D=2\%$) wichtige Störursachen qualitativ zugeordnet und es ist aus dem Fokus der Widerstandsfunktion und der Isolationsfunktion gekennzeichnet, wie sie im Sinne einer Funktionalitätsverbesserung beeinflusst werden müssten.

Zur Verdeutlichung des Einflusses der inneren Systemparameter k , c und m auf das Verhalten elastomechanischer Systeme soll nachfolgend ihr jeweiliger Anteil am Übertragungsverhalten des Einmassenschwingers dargestellt werden. Dazu sollen Federkraft $f_k(s)$, Dämpfungskraft $f_c(s)$ und Massekraft $f_m(s)$ im Verhältnis zur Störkraft $f(s)$ bzw. der Fußpunktanregung $u(s)$ betrachtet werden:

Störkraftanregung

$$G_{f,k}(s) = \frac{f_k(s)}{f(s)} = \frac{k}{ms^2 + cs + k} \quad (8)$$

$$G_{f,c}(s) = \frac{f_c(s)}{f(s)} = \frac{cs}{ms^2 + cs + k} \quad (10)$$

$$G_{f,m}(s) = \frac{f_m(s)}{f(s)} = \frac{ms^2}{ms^2 + cs + k} \quad (12)$$

Fußpunktanregung

$$G_{u,k}(s) = \frac{f_k(s)}{u(s)} = \frac{mks^2 + kcs}{ms^2 + cs + k} \quad (9)$$

$$G_{u,c}(s) = \frac{f_c(s)}{u(s)} = \frac{-kcs}{ms^2 + cs + k} \quad (11)$$

$$G_{u,m}(s) = \frac{f_m(s)}{u(s)} = \frac{mks^2}{ms^2 + cs + k} \quad (13)$$

Die Übertragungsfunktionen (8) - (13) und potenzielle Verbesserungsmaßnahmen sind in **Bild 36** dargestellt. Man erkennt in **Bild 36** (links), dass Störungen unterhalb der Eigenfrequenz im Wesentlichen durch die Federkraft aufgenommen werden, im statischen Belastungsfall sogar komplett. Oberhalb der Eigenfrequenz gewinnt die Massen- oder Trägheitskraft als Widerstand gegen dynamische Störkräfte schnell an Bedeutung, während der Federkraftanteil verliert. Dieser Aspekt ist insbesondere bei Leichtbaumaßnahmen zu berücksichtigen, aber auch bei der Integration von AMS.

Nur in der Nähe der Eigenfrequenz wirkt die Dämpfungskraft der Störung signifikant entgegen, wobei insbesondere die Phasenlage zwischen Störkraft und mechanischem Widerstandsanteil Beachtung finden sollte. Diese ist in der Eigenfrequenz bei der Dämpfungskraft gleich Null, während sich Feder- und Massekraftanteil aufheben. Das erklärt, warum im Resonanzfall selbst sehr geringe Dämpfung von essenzieller Bedeutung ist.

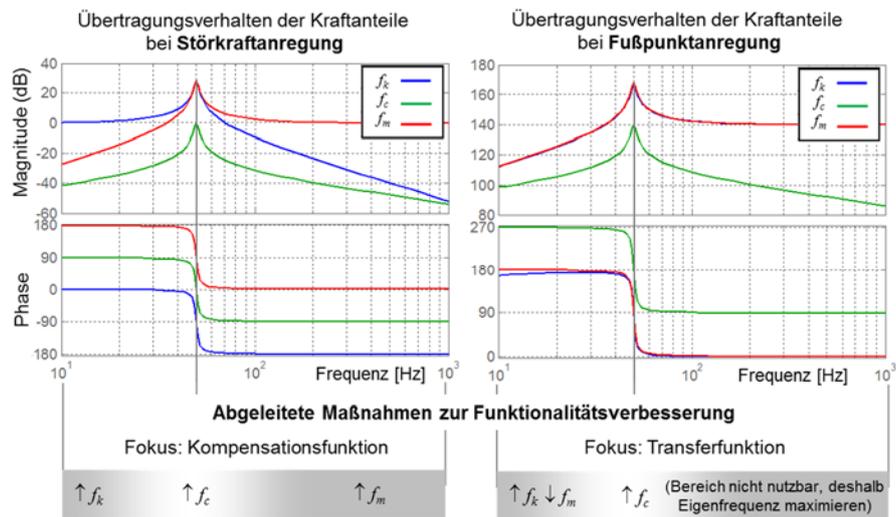


Bild 36: Einflüsse der unterlagerten Kraftfunktionen auf die Funktionalität von WZM-Komponenten bei Störkraft- und Fußpunktanregung am Beispiel des Einmassenschwingers und abgeleitete Maßnahmen zur Funktionalitätsverbesserung

Beim fußpunkterregten System (**Bild 36** rechts) ergibt sich unter Berücksichtigung der Phasenverschiebung von 180° für die Dämpfungskraft eine ähnliche Aussage. Dagegen wirken Federkraft und Massekraft aufgrund ihrer Kopplung in gleichem Maße der Fußpunktbewegung entgegen, wobei sich dies jedoch aus dem Fokus der Transferfunktion insbesondere in Nähe der Eigenfrequenz sowie oberhalb dieser signifikanter negativ auswirkt. Bei der Isolationsfunktion ist das Verhalten oberhalb der Eigenfrequenz jedoch ausdrücklich gewollt.

Wenn eine Erhöhung der Eigenfrequenz erzielt werden soll (z.B. durch Leichtbaumaßnahmen), stellt sich regelmäßig die Frage, ob eher die Masse reduziert (bei gleicher Steifigkeit) oder die Steifigkeit erhöht (bei gleicher Masse) werden sollte. Hierfür ist im Regelfall der Einfluss der Komponente auf das Gesamtsystemverhalten unterhalb der relevanten Eigenfrequenz zu analysieren. Trägt sie hier zu einem deutlichen Teil zur Gesamtnachgiebigkeit der Maschine bei, ist die Steifigkeit zu erhöhen. Das ist oftmals bei Werkzeugen der Fall. Ist der Anteil an der Gesamtnachgiebigkeit gering (z.B. Maschinenständer), ist eine Massereduzierung anzustreben. Diese Zusammenhänge sind anhand ausgewählter Komponenten und Teilsysteme von WZM in **Bild 37** dargestellt.

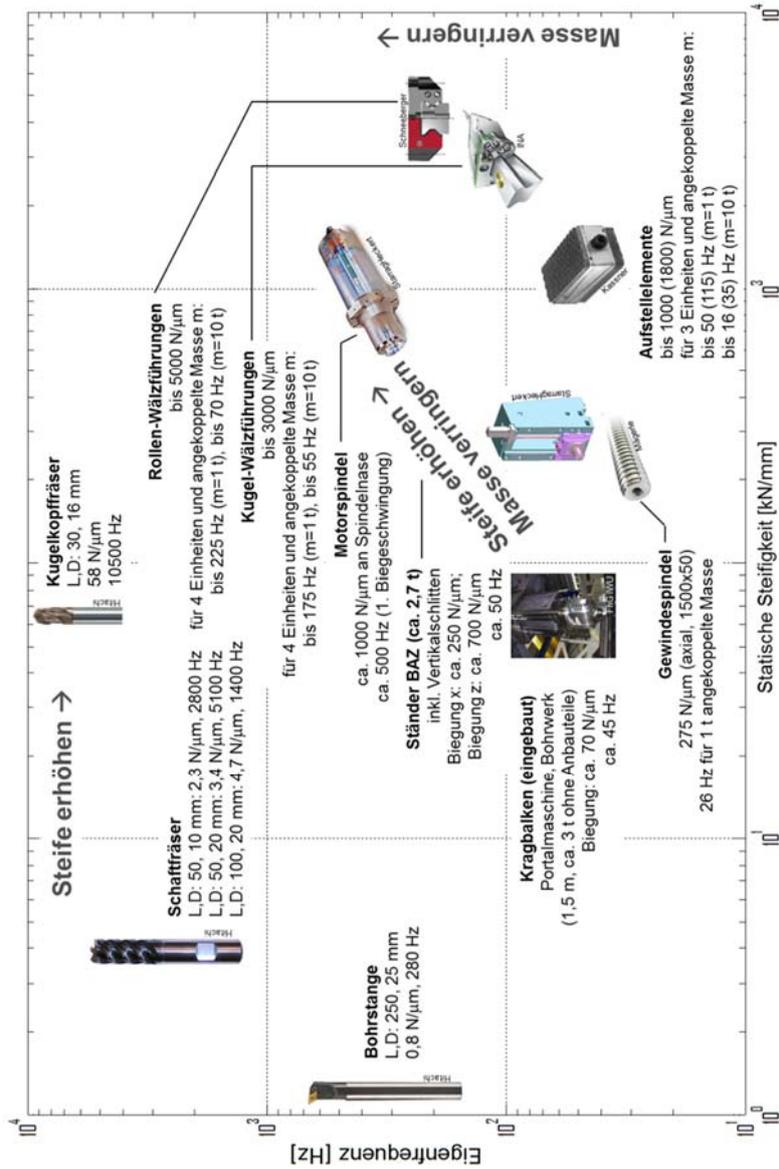


Bild 37: Praktische Beispiele für statische Komponentensteifigkeit und erste Eigenfrequenz nach der Systemintegration

4.3 Mechanische Elemente von Servoachsen

4.3.1 Funktionen inhärenter mechatronischer Antriebssysteme

Vorschubsysteme und Hauptantrieben gehören zu den funktionsbestimmenden (heute nahezu ausschließlich mechatronischen) Antriebssystemen von WZM [227]. Sie sollen nachfolgend als WZM-„inhärent“ bezeichnet werden (s.a. Kap. 2.1 Begriffsbegrenzung additive Mechatronische Systeme), wenn sie

- zur Realisierung der notwendigen Relativbewegung eines Bearbeitungsprozesses beitragen
- für jeden der sechs räumlichen Freiheitsgrade des Bearbeitungsprozesses maximal einmal vorhanden sind
- als Vorschubsystem den Arbeitsraum der WZM – und als Hauptantriebssystem die Schnittbewegung des Bearbeitungsprozesses definieren

Nach dieser Definition sollen bspw. auch die seit langem eingesetzten Pinolen nicht zu den inhärenten Antriebssystemen von WZM gezählt werden. Bei Maschinen mit mehreren Hauptspindeln sollen dagegen die Hauptspindeln nicht zu den AMS gehören, da mit jeder Hauptspindel jeweils separate Bearbeitungsprozesse realisiert werden können.

Eine explizite Unterscheidung zwischen Neben- und Hauptantriebssystemen muss nachfolgend im Regelfall nicht erfolgen. Trotzdem liegt nachfolgend der Schwerpunkt auf den positionsgeregelten Neben- bzw. Vorschubsystemen, da sie besondere Bedeutung für die Fehlerkorrektur – und damit für die Funktionalitätsverbesserung von WZM – besitzen.

In **Bild 38** sind der prinzipielle Aufbau einer positionsgeregelten WZM-Servoachse, wichtige Einflussgrößen und die Hauptfunktionen dargestellt. Aus einer Führungsgröße w (zusammengesetzt aus Positionsvorgaben x_w und Korrekturvorgaben u_s) und einer Messgröße x wird eine Regelabweichung e berechnet, die als Eingangsgröße für den Regler H dient, der in klassischen WZM-Servoachsen kaskadiert (Positions-, Geschwindigkeits-, Stromregelkreis) aufgebaut ist. Die Reglersignale wirken über ein Stellglied als Kraft F auf die mechanische Regelstrecke bzw. das Grundsystem G . Zusätzlich wirken Störgrößen f . Zum detaillierten Aufbau von verschiedenen in WZM eingesetzten Servoachsen sei auf die umfangreicher Spezialliteratur verwiesen, z.B. [21][64][239] bzw. auch auf **Bild 39**.

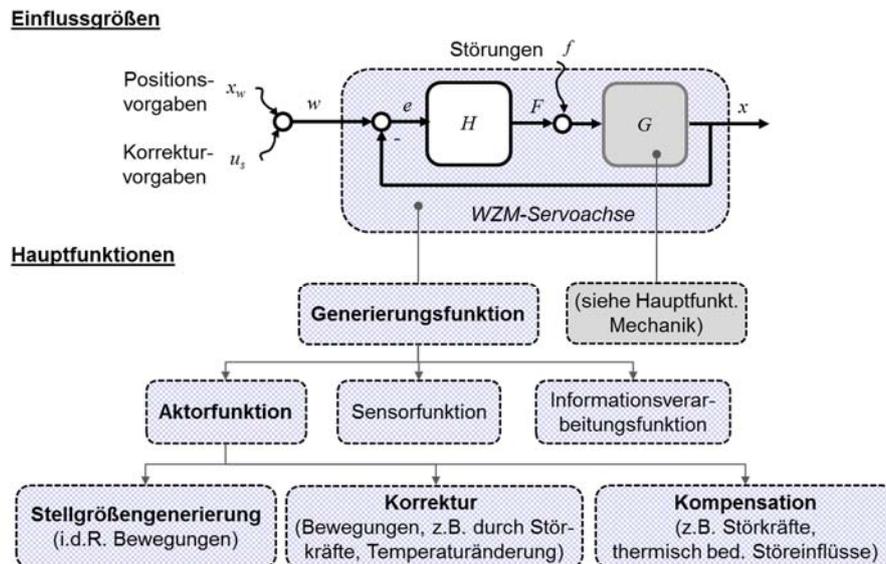


Bild 38: Wichtige Einflussgrößen und Hauptfunktionen von WZM-Servoachsen

Die Hauptfunktion von Servoantrieben ist das Beeinflussen eines Grundsystems durch eine aktorische Wirkung (Aktorfunktion). Analog zu den Darstellungen zur Mechanik (**Bild 31**) soll in Verbindung mit den Befähigungsfunktionen *Sensorfunktion* und *Informationsverarbeitungsfunktion* die Gesamtfunktion von Servoantrieben als *Generierungsfunktion* bezeichnet werden. Die primäre aktorische Funktion von Servoachsen in WZM ist wiederum die als *Stellgrößengenerierung* bezeichnete Realisierung der prozessnotwendigen Größen (bei spanenden WZM i.d.R. Bewegungsgrößen). Die Aktorfunktion soll nachfolgend näher untersetzt werden:

Stellgrößengenerierungsfunktion: Die primäre Funktion ist das Übertragen von Bahnvorgaben auf die Haupt- und Nebenachsen. Die Bewertung erfolgt typischerweise über das Führungsübertragungsverhalten [64],

$$G_w(s) = \frac{x(s)}{x_w(s)} \quad (14)$$

wobei hier frequenzunabhängig ein Wert von „1“ als Optimum anzusehen ist.

Korrekturfunktion: Zusätzlich sind verschiedene Korrekturvorgaben (z.B. Kalibrierwerte) umzusetzen, die zur Begrenzung des Fertigungs- und Montageaufwandes von

WZM-Komponenten bewusst eingeplant werden [165][237]. Die Bewertung erfolgt ebenfalls über das Führungsübertragungsverhalten [64],

$$G_{kor}(s) = \frac{x(s)}{u_s(s)} \quad (15)$$

wobei hier frequenzunabhängig ein Wert von „1“ als Optimum anzusehen ist.

Kompensationsfunktion: Darüber hinausgehend unterliegen auch Servoachsen äußeren Störkräften, sodass sie in Analogie zur Widerstandsfunktion mechanischer Systeme (Kap. 4.2.1) Störgrößen entgegenwirken (kompensieren) müssen. Die Bewertung erfolgt typischerweise über das Störübertragungsverhalten [64],

$$G_f(s) = \frac{x(s)}{f(s)} \quad (16)$$

wobei hier frequenzunabhängig ein Wert von „0“ als Optimum anzusehen ist.

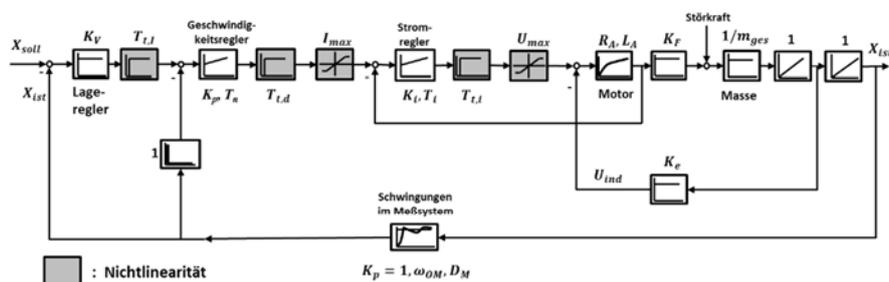
4.3.2 Funktionalitätsbestimmende Parameter

Die zur Realisierung von Haupt- und Nebenbewegungen notwendigen Antriebssysteme bestehen aus einem elektrischen System (Direktantriebe) oder sind z.B. zur Wandlung von rotatorischen in lineare Bewegungsformen (elektromechanische Servoantriebe) noch zusätzlich mit mechanischen Übertragungselementen kombiniert. In **Bild 39** ist exemplarisch der vereinfachte kaskadierte Regelkreis eines Lineardirektantriebs mit einer starren Masse dargestellt (nach [21]). Im Regelfall werden heutzutage zusätzlich noch Positions- und Geschwindigkeitsvorsteuerungen zur Minimierung von Schleppfehlern eingesetzt. Diese verbessern das Führungsübertragungsverhalten, können aber auch elastische Systemteile, deren Position nicht geregelt wird, zu Schwingungen anregen [239].

Da im Rahmen der Arbeit ausschließlich auf die Funktionalitätsverbesserung von WZM aufgrund begrenzter Funktionalität mechanischer Komponenten fokussiert wird, soll zur Diskussion ihrer Einflüsse auf die Funktionalität von Servoachsen ein nochmals reduzierter Modellansatz gewählt werden, sodass nur noch der Einfluss elastischer mechanischer Komponenten auf die Parametrierung von Lage- und Geschwindigkeitsregelkreis analysiert werden muss. Es wird demnach vorausgesetzt, dass die elastische Maschinenstruktur die dominante Begrenzung des Geschwindigkeitsreglers darstellt, sodass der hierfür in [239] vorgeschlagene Modellierungsansatz (d.h. ohne Berücksichtigung des Stromregelkreises) verwendet werden kann (siehe **Bild 39**). Dadurch ergibt sich eine Vereinfachung mit dem Lageregler als P-

Glied (K_v) und dem Geschwindigkeitsregler als PI-Glied (K_p, T_N). Die Zusammenhänge für eine konkrete Art der Parametrierung nach [239] sind in Kap. 4.3.3.1 zusammengefasst.

Vereinfachter Regelkreis des Linearmotors



Nochmals vereinfachter Regelkreis

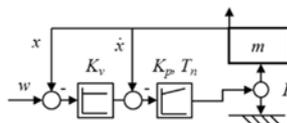


Bild 39: Vereinfachter Regelkreis des Linearmotors (oben, nach [21]) und nochmals vereinfachter Regelkreis (unten, nach [239])

Der Einfluss mechanischer Übertragungsglieder auf das Führungs- und Störübertragungsverhalten von Vorschubsystemen sowie die Reglerparametrierung wurde u.a. in [13][14][239][240] analysiert. Es wird allgemein gezeigt, dass elastisch angekoppelten Trägheiten und Messpunkte das Übertragungsverhalten und die Reglerparametrierung von Vorschubsystemen begrenzen. [239] teilt die auf den Antrieb rückwirkenden elastisch angekoppelten Trägheiten in vier grundsätzliche Fälle ein:

- flexibel angekoppelte Lastträgheit, z.B. über Gewindetrieb angekoppelter Schlitten,
- Antriebe mit unsymmetrischem Kraftangriffspunkt, z.B. außermittig angeordnete Gewindespindel,
- elastisch aufgehängte Basis, z.B. elastisches Maschinenbett, und
- Anregung von Lateralelastizitäten, z.B. Beschleunigung von Rundachsen mit exzentrischem Massenschwerpunkt.

Darüber hinaus finden in [239] ebenfalls elastisch angekoppelte Messpunkte (Geschwindigkeits- und Positionsmessung) Berücksichtigung.

Die genannten elastisch angekoppelten Trägheiten und Messpunkte sollen im Rahmen der Arbeit auf translatorische Bewegungen und Kräfte reduziert werden (**Bild 40**), da die gesonderte Berücksichtigung rotatorischer Bewegungen und Momente kein Mehrwehrt hinsichtlich prinzipieller Aussagen ergibt. Dagegen soll jedoch zusätzlich eine zweite elastisch angekoppelte Lastträgheit berücksichtigt werden, da nur die niedrigste mechanische Eigenfrequenz durch den Antriebsregler signifikant beeinflusst wird und somit bei Berücksichtigung von nur einer Elastizität wesentliche Funktionalitätsgrenzen nicht abgebildet werden. Gleiches gilt für die elastische Basis in Verbindung mit einer lastseitigen Elastizität.

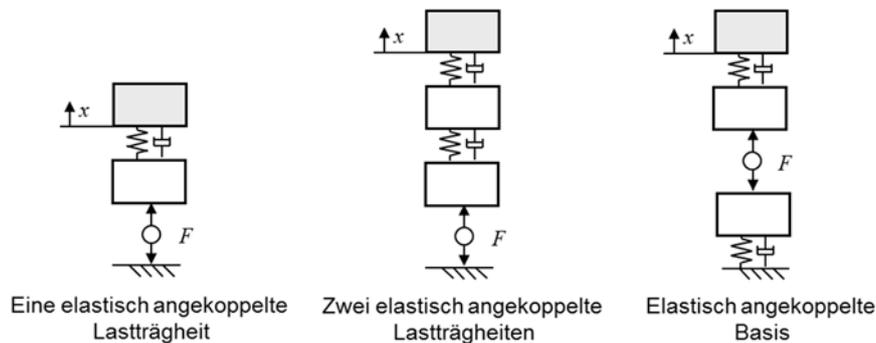


Bild 40: Elastisch angekoppelten Trägheiten (nach [239], modifiziert)

4.3.3 Einfluss mechanischer Parameter auf die Funktionalität von Servoachsen

4.3.3.1 Messsystemankopplung

In **Bild 41** sind drei verschiedene, jedoch für Servoachsen typische Messsystemankopplungsszenarien dargestellt. Nachfolgend soll deren Einfluss auf das Führungs- und Störübertragungsverhalten dargestellt werden.

Zur Reglerparametrierung von insbesondere Vorschubsystemen wurden verschiedene Einstellregeln entwickelt. Es kann dabei ein Stör optimum (Einstellung nach optimalem Störverhalten) und ein Dämpfungsoptimum (Einstellung nach optimalem

Führungsverhalten) gefunden werden, wobei sich im Regelfall unterschiedliche Parameterwerte ergeben und deshalb oft ein Kompromiss zwischen beiden Einstellzielen eingegangen werden muss [64][239].

Die Reglerparametrierung für die Modelle wurde auf [239] basierend vorgenommen, da es beim gewählten Modellumfang besonders gut Einflüsse von schwingungsfähiger Mechanik berücksichtigt und zu einer klar nachvollziehbaren Reglereinstellung führt, die bei den meisten nachfolgenden Betrachtungen als Standardeinstellung verwendet werden soll.

Die Einstellung des Geschwindigkeitsregelkreises erfolgt bei *elastisch angekoppelter Maschinenstruktur* (**Bild 41** a und b) nach dem Dämpfungsoptimum. Die Verstärkung K_p ergibt sich in diesem Fall zu:

$$K_p = (m_1 + m_2) \omega_{0,mech} \left(\frac{m_2}{(m_1 + m_2)} \right)^{1/\sqrt{2}} \quad (17)$$

mit der Eigenkreisfrequenz der Mechanik

$$\omega_{0,mech} = \sqrt{k \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}} \quad (18)$$

Für den Fall, dass die *elastische Messsystemankopplung* die dominierende Begrenzung für den Geschwindigkeitsregler darstellt (**Bild 41** c), kann keine dämpfungsoptimale Reglereinstellung gefunden werden, da jede Verstärkung zu einer Entdämpfung des Geschwindigkeitsregelkreises führt. Nach [239] kann jedoch die Reglereinstellung an der Stabilitätsgrenze wie folgt näherungsweise bestimmt werden:

$$K_p \leq 2(m_1 + m_2) \omega_{0,mech} D_{mech} \quad (19)$$

Die Nachstellzeit ergibt sich für alle drei Systeme wie folgt:

$$T_N = 4 \frac{(m_1 + m_2)}{K_p} \quad (20)$$

Die Dämpfungskonstante c ergibt sich in Abhängigkeit von der Eigenkreisfrequenz der Mechanik $\omega_{0,mech}$ aus dem Dämpfungsgrad D_{mech} :

$$c = 2D_{mech} \sqrt{k \frac{m_1 m_2}{(m_1 + m_2)}} \quad (21)$$

Die Einstellung der Proportionalverstärkung K_v des Lageregelkreises wird manuell so vorgenommen, dass es an x_1 im Führungsfrequenzgang gerade nicht zum Überschwingen kommt. Es muss allerdings darauf hingewiesen werden, dass praktisch zur Verbesserung des Störverhaltens oft eine etwas höhere Geschwindigkeitsverstärkung eingestellt wird, wodurch kein Dämpfungsoptimum mehr erreicht wird. In gewissen Grenzen sind deshalb etwas größere K_p - und K_v -Faktoren möglich.

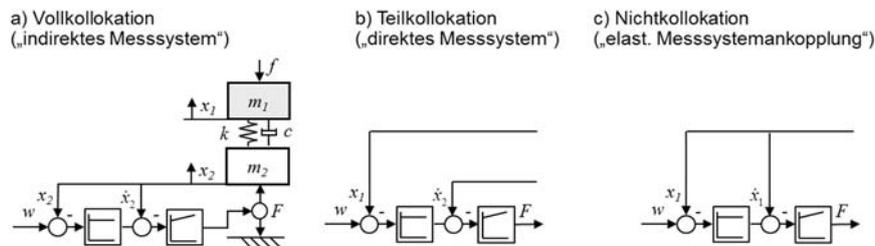
Das mechanische Ausgangssystem in **Bild 41** (ungefesselt Zweimassensystem) besitzt eine Nullstelle bei 45,9 Hz und eine Polstelle (Eigenfrequenz) bei 91,9 Hz bei einem Dämpfungsgrad von $D=0,02$.

Fall a): Sensor-Aktor-Vollkollokation

Bei Vollkollokation (**Bild 41a**: Lage-, Geschwindigkeitssensor und Antrieb befinden sich an derselben Position) können mechanische Systeme durch den Geschwindigkeitsregelkreis signifikant bedämpft werden (nach [239] sog. dämpfungsoptimale Reglerparametrierung). Das Führungs- und Störübertragungsverhalten ist in **Bild 41** dargestellt.

Fall b): Sensor-Aktor-Teilkollokation

Bei Teilkollokation (**Bild 41b**: nur Geschwindigkeitssensor und Antrieb befinden sich an derselben Position) führt der Geschwindigkeitsregler erwartungsgemäß ebenfalls zu einer signifikanten Bedämpfung der mechanischen Struktur. Durch die Vergrößerung der Regelstrecke beim Lageregelkreis ergibt sich gegenüber Fall a) ein verbessertes Störverhalten im unteren Frequenzbereich.



Mechanikparameter: $m_1=3000$ kg, $m_2=1000$ kg, $k=2.5e8$ N/m
 Für $D_{mech}=0,02$: $c=1,73e4$ Ns/m; für $D_{mech}=0,22$: $c=1,91e5$ Ns/m;

Legende:

- System a) $K_v=74$ s⁻¹, $K_p=8.665e5$ Ns/m, $T_N=0.0185$ s mit $D_{mech}=0,02$ (nach ZIRN)
- System b) $K_v=74$ s⁻¹, $K_p=8.665e5$ Ns/m, $T_N=0.0185$ s mit $D_{mech}=0,02$
- System c) $K_v=74$ s⁻¹, $K_p=8.665e5$ Ns/m, $T_N=0.0185$ s mit $D_{mech}=0,22$

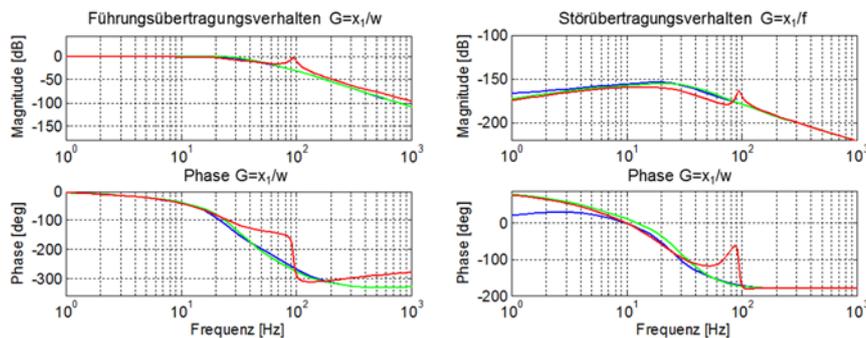


Bild 41: Führungs- und Störübertragungsverhalten von Servoachsen mit unterschiedlichen Messpositionen

Fall c): Sensor-Aktor-Nichtkollokation

Bei Nichtkollokation (**Bild 41c**: Lage- und Geschwindigkeitssensor befinden sich nicht an derselben Position wie der Antrieb) kann mit derselben Reglerparametrierung wie bei Fall a) und Fall b) keine Regelkreisstabilität erreicht werden. Die Einstellung nach [239] ergäbe $K_p=14.702$ Ns/m und $T_N=1,09$ s für Stabilitätsgrenze, d.h mit diesem K_p -Faktor ist kaum die Realisierung eines sinnvollen K_v -Faktors (ca. 1,85/s) und einer relevanten Führungsbandbreite (-3 dB) möglich. Wie in [239] angeführt, kann keine dämpfungsoptimale Regelverstärkung angegeben werden, da jede von Null verschiedene Regelverstärkung zu einer Entdämpfung führt. Die Ergebnisse dieser Parametrierung sind deshalb auch in **Bild 41** nicht dargestellt.

Für die Darstellung in **Bild 41** wird deshalb die Dämpfung der Mechanik soweit erhöht, bis unter Beibehaltung der Regelparameter aus Fall a) und Fall b) Stabilität und Überschwingungsfreiheit im Führungsfrequenzgang erreicht wird. Das ist etwa bei $D=0,22$ der Fall. Man erkennt jedoch an der deutlichen Resonanzspitze im Führungsfrequenzgang den entdämpfenden Einfluss des Geschwindigkeitsreglers. Die erreichte Führungsbandbreite beträgt 20,6 Hz. Eine weitere Erhöhung der mechanischen Dämpfung würde zu einer weiteren Einglättung des Führungsfrequenzgangs führen (nicht dargestellt), wobei die Resonanzüberhöhung bei $D\sim 0,4$ nahezu verschwindet, ohne dass die Führungsbandbreite beeinflusst wird.

Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass die Masseannahmen bei Fall c) nicht der typischen Problematik einer Messsystemankopplung entsprechen. Wie auch in [239] schon darstellt, führt mangelnde Dämpfung am Messsystem aufgrund der hohen Frequenzen (praktisch >100 Hz) eher zu unerwünschter Geräuschentwicklung, zusätzlicher Motorerwärmung und verminderter Oberflächenqualität beim Werkstück. Weniger wird das Großsignalverhalten beeinflusst. Relevanz könnte der Fall c) trotzdem zukünftig erlangen, wenn Arbeitsraummesssysteme verfügbar wären.

In **Bild 42** ist der Pol-Nullstellen-Plan der drei beschriebenen Szenarien dargestellt, um die Dämpfungsproblematik nochmals zu verdeutlichen. An $D=0,03$ des Systems c) erkennt man deutlich die Grenzstabilität bei Nichtkollokation. Für nachfolgende Betrachtungen soll die die Vollkollokation (Bild 41, System a) als Referenzsystem herangezogen werden.

Legende: Polstellen der Mechanik

- x System a) $K_v=74 \text{ s}^{-1}$, $K_p=8.665e5 \text{ Ns/m}$, $T_N=0.0185 \text{ s}$ mit $D_{\text{mech}}=0,02$ (nach ZIRN)
- x System b) $K_v=74 \text{ s}^{-1}$, $K_p=8.665e5 \text{ Ns/m}$, $T_N=0.0185 \text{ s}$ mit $D_{\text{mech}}=0,02$
- x System c) $K_v=74 \text{ s}^{-1}$, $K_p=8.665e5 \text{ Ns/m}$, $T_N=0.0185 \text{ s}$ mit $D_{\text{mech}}=0,22$

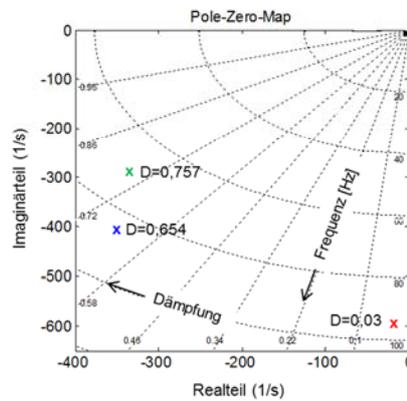


Bild 42: Pol-Nullstellen-Plan zur Verdeutlichung des Einflusses der Messsystemankopplung und der mechanischen Dämpfung

4.3.3.2 Steifigkeit

Die Führungsbandbreite (-3 dB) von elektromechanischen Servoachsen mit P-PI-Reglerstruktur liegt aufgrund von Elastizitäten im Übertragungsstrang im Regelfall deutlich unterhalb der regelungsrelevanten mechanischen Eigenfrequenz und damit ebenfalls deutlich unterhalb der Führungsbandbreite von direkt angetriebenen Servoachsen mit starr angekoppelter Masse [64]. Für eine hohe Führungsbandbreite ist deshalb eine hohe mechanische Eigenfrequenz anzustreben. Aufgrund des hier angenommenen quadratischen Zusammenhangs zwischen Eigenfrequenz und Steifigkeit und des linearen Einflusses der Eigenfrequenz auf die dämpfungsoptimal definierten Regelparameter des Geschwindigkeitsregelkreises nach Formel (17) ergibt eine vierfache Steifigkeit eine Verdopplung von K_p . Daraus resultiert eine Verdopplung der Führungsbandbreite und eine signifikante Verbesserung des Störverhaltens (**Bild 43**). Mit Zustandsreglern sind dagegen höhere Bandbreiten möglich, jedoch muss der Motor zunehmend große Schwingungsamplituden ausführen, was mit einer abnehmenden Effizienz bei der Signalübertragung vom Sollwert bis zum Schlitten verbunden ist [13][14].

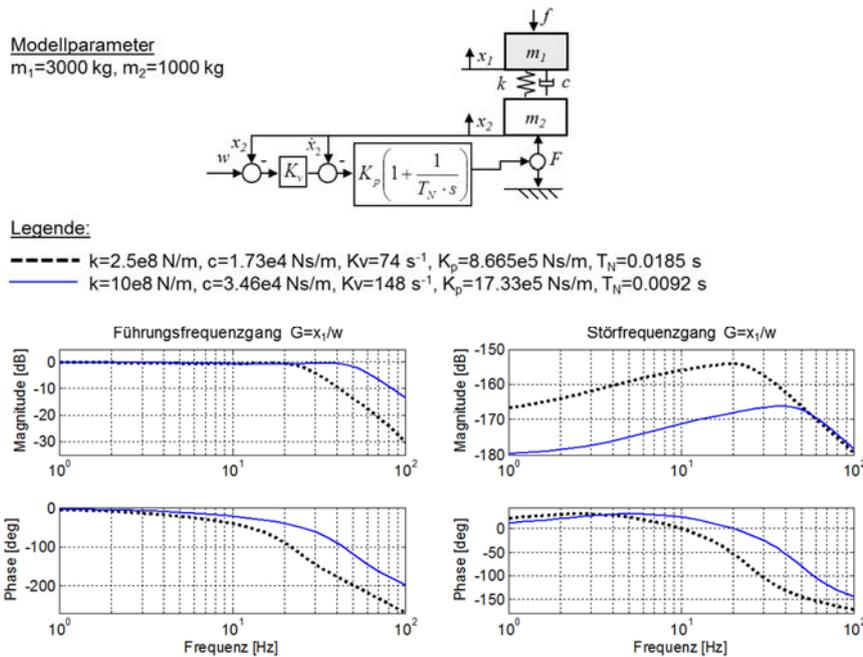


Bild 43: Einfluss der mechanischen Steifigkeit auf das Führungs- und Störübertragungsverhalten

4.3.3.3 Dämpfung

Während der Einfluss der mechanischen Eigenfrequenz auf die Regelgüte und Führungsbandbreite von Servoachsen in vielen Veröffentlichungen diskutiert wurde, ist der Einfluss der mechanischen Dämpfung nur selten Gegenstand von Untersuchungen.

Groß [64] stellt den Einfluss der mechanischer Dämpfung und der Drehzahlsollwertverzögerung auf den einstellbaren K_v -Faktor für direktes und indirektes Messsystem dar. Es wird auch auf den zusätzlichen dämpfenden Einfluss der Geschwindigkeitskaskade hingewiesen, der jedoch aufgrund der vereinfachten Darstellung als reines Verzögerungsglied in den analytischen Darstellungen bei Groß keine Berücksichtigung findet. In [239] wird auch der Einfluss der mechanischen Dämpfung bei messsystemseitigen Strukturelastizitäten analysiert. Der Einfluss der Dämpfung bei lastseitigen Elastizitäten wird jedoch ebenfalls vernachlässigt.

In beiden Fällen wird eine analytische Darstellung des mechanischen Dämpfungseinflusses auf den Übertragungsfrequenzgang unübersichtlich und wird deshalb nicht vorgenommen. Nachfolgend soll durch Simulation eines konkreten repräsentativen Beispiels der Einfluss mechanischer Dämpfung auf die Regelparameter von Servoachsen mit elastisch angekoppelter Lastträgheit dargestellt werden. Das ist insbesondere deshalb relevant, da eine höhere mechanische Dämpfung zu einer möglichen Erhöhung der Verstärkungsfaktoren und damit zu einer Verbesserung des Störverhaltens führt, ohne das Führungsverhalten zu verschlechtern.

In **Bild 44** ist der Einfluss des K_p -Faktors und der Dämpfung auf das Führungs- und Störübertragungsverhalten des Modells aus **Bild 43** dargestellt. Eine Erhöhung des K_p -Faktors des dämpfungsoptimal eingestellten Regelkreises führt zu einer Entdämpfung mit Überschwingen im Führungsverhalten, jedoch zu einer Verbesserung des Störverhaltens. Durch Erhöhung der mechanischen Dämpfung wird das Verhalten wieder (Führ-) bzw. weiter (Störverhalten) verbessert. Allerdings sind sehr hohe Dämpfungswerte erforderlich, um Verschlechterungen beim Führungsverhalten aufgrund höherer K_p -Faktoren zu kompensieren.

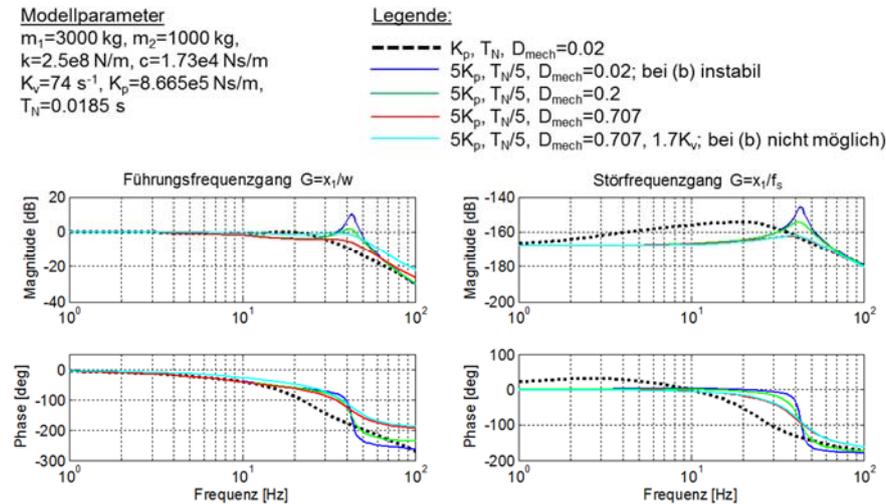


Bild 44: Einfluss von K_p -Faktor und mechanischer Dämpfung auf das Führungs- und Störübertragungsverhalten

Beim System mit indirektem Messsystem erkennt man das Potenzial zur Erhöhung der Bandbreite, wenn die mechanische Dämpfung sehr groß ist. Die Führungsbandbreite erhöht sich im konkreten Beispiel von 27,8 Hz auf 46,5 Hz. Beim direkten Lagemesssystem treten erwartungsgemäß Stabilitätsprobleme auf, sodass selbst bei sehr hoher Dämpfung der K_v -Faktor praktisch nicht mehr erhöht werden kann.

4.3.3.4 Dämpfung einer zweiten lastseitigen Trägheit

Die Reglereinstellung nach [239] wirkt sich nur dämpfungsoptimal auf die niedrigste Eigenfrequenz aus. Da reale WZM jedoch mehrere Eigenfrequenzen im relevanten Frequenzbereich besitzen, wurde in das Modell um eine zweite elastisch angekoppelte Lastträgheit erweitert (**Bild 45**). Die Parameter der zweiten Lastträgheit wurden so gewählt, dass die Regelparameter praktisch nahezu unverändert gelassen werden können (Gesamträgheit unverändert). Aus einem Prozent (30 kg) der Gesamtträgheit wurde ein zweites Schwingsystem gebildet, dessen Eigenfrequenz mit 101 Hz durch entsprechende Steifigkeitswahl k_0 nur wenig höher liegt als die Eigenfrequenz der ersten elastisch angekoppelten Lastträgheit (91,3 Hz).

Wie man in **Bild 45** erkennt, ergibt die zweite elastisch angekoppelte Lastträgheit im Führungsfrequenzgang für das konkrete Beispiel noch kein kritisches Überschreiten der 0 dB-Linie. Eine weitere Erhöhung der Steifigkeit und damit Eigenfrequenz führt bei gleicher Dämpfung D_0 zu einer weiter abnehmenden Resonanzüberhöhung (s. **Bild 46**). Das Führungsverhalten kann praktisch als akzeptabel angesehen werden, das Störverhalten wird jedoch durch die zweite Eigenfrequenz signifikant dominiert. Im Pol-Nullstellen-Plan (nicht dargestellt) würde ersichtlich, dass die erste Eigenfrequenz durch die Regelung auf $D \approx 0,65$ bedämpft wird, die zweite Eigenfrequenz jedoch praktisch nicht durch den Regler beeinflusst wird ($D \approx 0,02$). Deshalb besitzt die mechanische Dämpfung hier eine besondere Bedeutung.

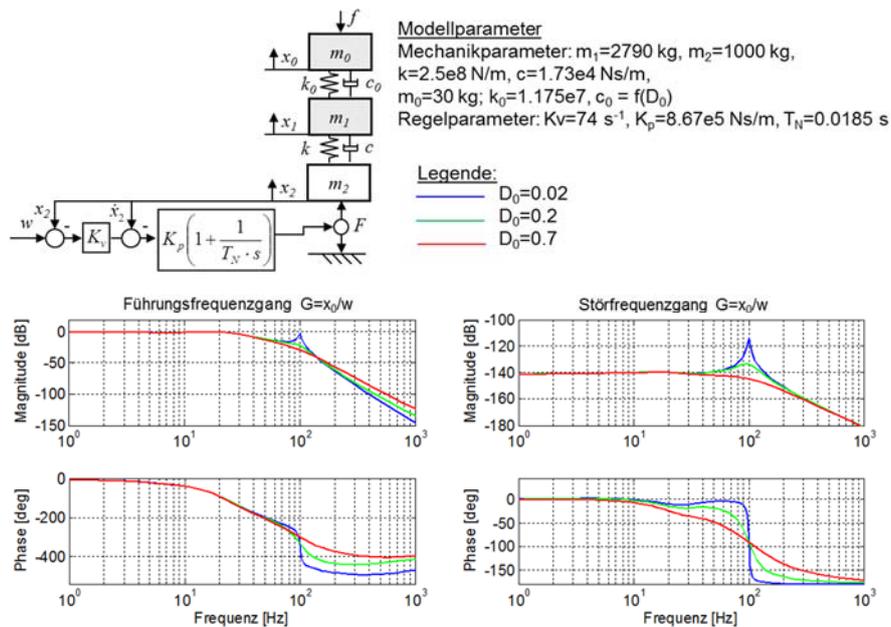


Bild 45: Einfluss der Dämpfung einer zweiten elastisch angekoppelte Lastträgheit auf das Verhalten von geregelten Servoachsen

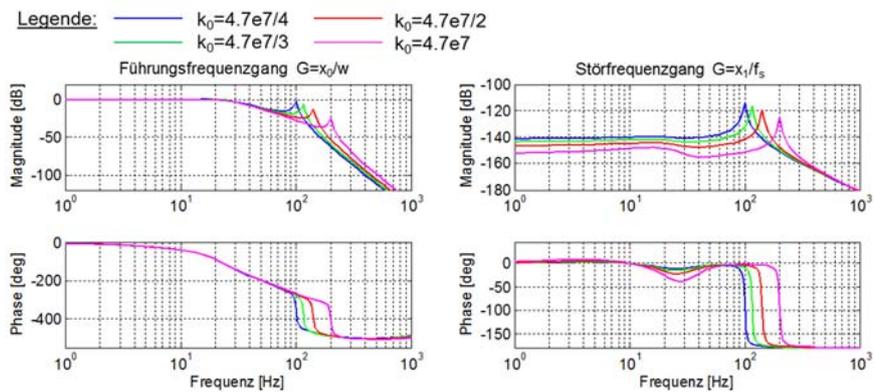


Bild 46: Einfluss der Eigenfrequenz der elastisch angekoppelte Lastträgheit auf das Führungs- und Störverhalten

4.3.3.5 Elastischen Basis

Die vorangegangenen Betrachtungen basierten auf einer starren Messsystembasis, d.h. Reaktionskräfte des Antriebs führen nicht zu einer Rückwirkung. Praktisch führen jedoch die Reaktionskräfte von Servoachsen auch zu Störkräften auf die vorgelegte Maschinenstruktur, wie z.B. auf das Maschinenbett. Dadurch kann die elastische Basis neben einer beschleunigungskraftproportionalen elastischen Deformation auch zu (Eigen-)Schwingungen angeregt werden, die sich über das Messsystem in den Regelkreis rückkoppeln und dort zu verfälschten Regelabweichungen oder gar zu Instabilitäten führen können [16]. In diesem Fall stellt die Basis die eigentliche dominant regelungsrelevante Elastizität dar, sodass die Reglerparametrierung hierfür erfolgen muss.

Am Beispiel des Systems in **Bild 47** soll kurz gezeigt werden, dass die Eigenfrequenz und die Dämpfung einer elastischen Basis von Bedeutung für das Übertragungsverhalten einer Servoachse sind. Aufgrund des zunehmenden Einflusses der Masse-trägheit als Widerstand gegen dynamische Störungen oberhalb der Eigenfrequenz wurde für die Basis die 2,5fache Masse der Lastseite angenommen. Die Reglerparametrierung erfolgte wie vor nach der Lastseite. Variiert wurde die Eigenfrequenz der Basis.

Man erkennt in **Bild 47**, dass eine elastische Basis einen dominanten Einfluss auf das Führungsverhalten der Servoachse besitzt. Besonders kritisch sind Eigenfrequenzen der Basis, die deutlich niedriger als die Eigenfrequenz der lastseitigen Trägheit sind, wenn die Reglerparametrierung wie hier nach der Lastseite erfolgt ist. Sind beide Eigenfrequenzen gleich, gibt es erwartungsgemäß kaum Auswirkungen auf den Führungsfrequenzgang.

Modellparameter

Lastseitige Trägheit: $m_1=3000$ kg, $m_2=1000$ kg, $k=2.5e8$ N/m, $c=1.73e4$ Ns/m

Elastische Basis: $m_0=10000$ kg; $k_0, c_0 = f(f_0)$; $D=0.02$

Regelparameter: $K_v=74$ s⁻¹, $K_p=8.665e5$ Ns/m, $T_N=0.0185$ s

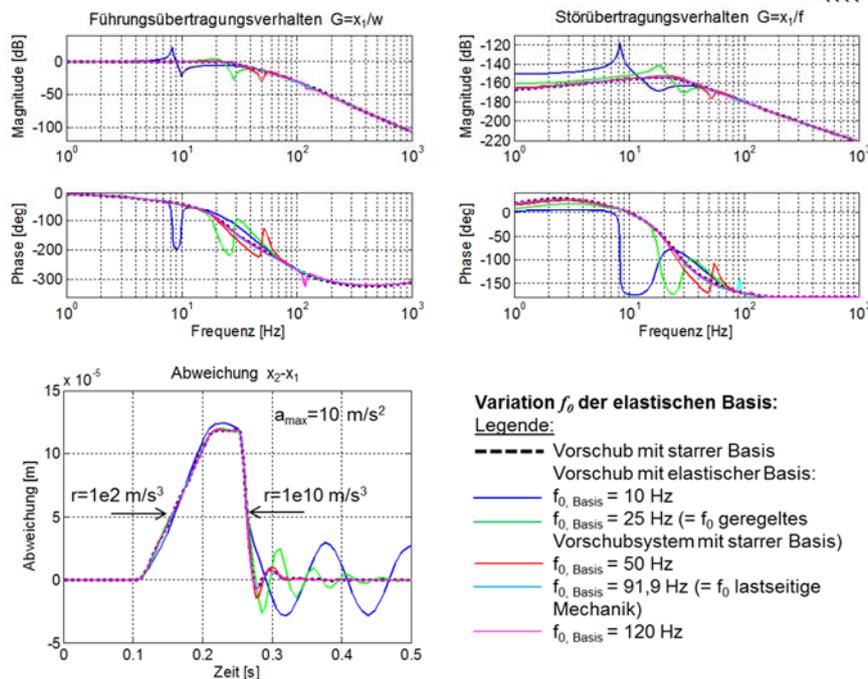
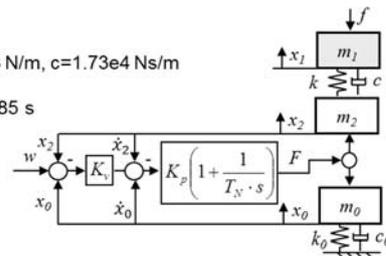


Bild 47: Einfluss der Eigenfrequenz einer elastischen Basis auf das Führungs- und Störübertragungsverhalten von geregelten Servoachsen

In Analogie zur Lastseite (**Bild 45**) soll auch hier exemplarisch gezeigt werden, wie sich die Dämpfung der elastischen Basis auf das Übertragungsverhalten der Servoachse auswirkt. Hierzu wurde eine Eigenfrequenz der Basis gewählt (25 Hz), die bei gewählter Reglerparametrierung noch deutliche Fehler im Führungsverhalten erzeugt. Man erkennt in **Bild 48**, dass die Dämpfung der Basis einen deutlichen Ein-

fluss auf das Führungs- und Störverhalten besitzt. Für eine nahezu vollständige Vermeidung des Basiseinflusses ist jedoch bei den getroffenen Parameterannahmen eine sehr hohe Dämpfung notwendig.

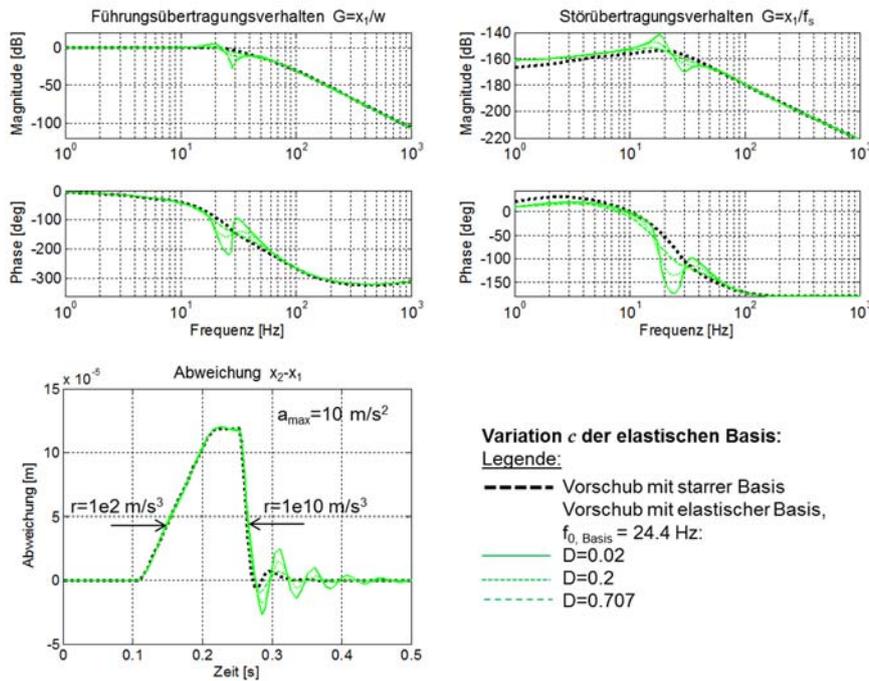


Bild 48: Einfluss der Dämpfung einer elastischen Basis auf das Verhalten von geregelten Servoachsen

4.3.4 Alternative steuerungs- und regelungsseitige Ansätze

In der Literatur sind eine Vielzahl alternativer steuerungs- und regelungsseitiger Ansätze und Lösungen zur Verbesserung des Verhaltens von Servoachsen im allgemeinen und unter Berücksichtigung von Strukturelastizitäten im Besonderen zu finden (zusammenfassende Darstellungen u.a. in [8][100]). Der Großteil der publizierten Lösungen bezieht sich auf Eigenfrequenzen mechanischer Maschinenkomponenten, wobei entweder eine Anregung durch die Antriebe vermieden oder die Auswirkungen

von Störkräften verringert werden soll. Eine Zusammenfassung der wichtigsten Ansätze ist in **Bild 49** dargestellt, wobei ausdrücklich darauf hingewiesen werden muss, dass sowohl die konkreten Lösungen als auch deren Funktionalität sehr vielfältig sind. Inwieweit die Lösungen in welcher konkreten Form in der Breite praktische Anwendung finden, entzieht sich dem Kenntnisstand des Autors. Themen wie Trajekto-
renoptimierung, Ruckbegrenzung, Sollwertfilterung und Filter in Antriebsreglern gehören jedoch zum Stand der Technik. Aufgrund des permanenten Entwicklungsfortschritts in der Antriebs- und Steuerungstechnik für WZM werden jedoch auch komplexere Regelungsstrukturen zunehmend Anwendung finden.

Aufgrund der Breite der Thematik soll letztendlich jedoch auf eine tiefergehende Diskussion verzichtet werden und es wird auf die entsprechende Übersichtsliteratur verwiesen [8][100].

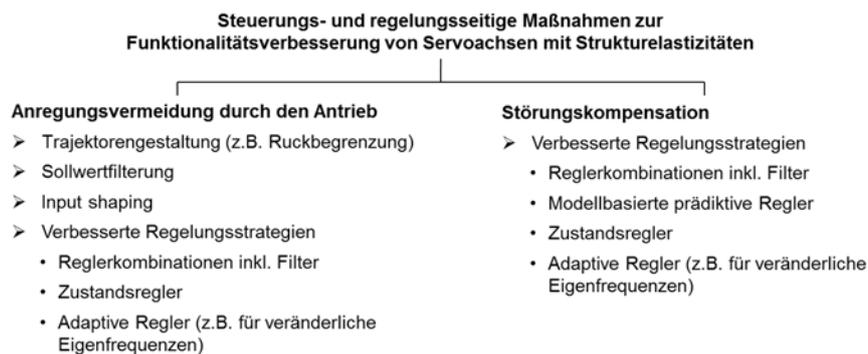


Bild 49: Steuerungs- und regelungsseitige Maßnahmen zu Funktionalitätsverbesserung von Servoachsen mit Strukturelastizitäten

4.4 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

In dem Kapitel wurden die verschiedenen Funktionen und die Eingriffspotenziale zur Funktionalitätsverbesserung elastomechanischer WZM-Komponenten (Kap. 4.2) und WZM-Servoachsen (Kap. 4.3) dargestellt und diskutiert.

Als inhärente Funktionen elastomechanischer WZM-Komponenten wurden für das gewählte Abstraktionsniveau die *Transferfunktion*, die *Widerstandsfunktion*, die *Isolationfunktion*, die *geometrische Genauigkeit* und – mit aktuell noch kaum prakti-

scher Relevanz – die *Generierungsfunktion* identifiziert und definiert. Für die drei erstgenannten Funktionen wurden am Beschreibungsansatz des Einmassenschwingers die *Federkräfte*, *Dämpfungskräfte* und *Massekräfte* als funktionalitätsbestimmend identifiziert. Daraus wurden kontextabhängig Eingriffsmöglichkeiten abgeleitet. Für die Widerstandsfunktion ergibt sich insbesondere Eingriffspotenzial hinsichtlich der Erhöhung des Federkraftanteils für Verbesserungen im unterkritischen Bereich, der Erhöhung des Dämpfungskraftanteils für Verbesserungen im kritischen Bereich sowie der Erhöhung des Massekraftanteils im überkritischen Bereich.

Bei WZM-Servoachsen wurden die *Generierungsfunktion* mit der ihr unterlagerten *Aktorfunktion*, *Sensorfunktion* und *Informationsverarbeitungsfunktion* identifiziert. Die Hauptfunktion von Servoantrieben ist das Beeinflussen eines Grundsystems durch eine aktorische Wirkung (*Aktorfunktion*), wobei hier nochmals zwischen *Stellgrößengenerierungsfunktion*, *Kompensationsfunktion* und *Korrekturfunktion* unterschieden wurde.

Anhand von Beispielen wurden potenzielle Eingriffsmöglichkeiten analysiert. Für Servoachsen ergeben sich insbesondere Eingriffspotenziale hinsichtlich der Erhöhung der Eigenfrequenz durch Erhöhung des Federkraftanteils oder durch Reduzierung des Massekraftanteils sowie Erhöhung des Dämpfungskraftanteils für Verbesserungen im kritischen Bereich, um Führungs- und Störverhalten zu verbessern.

Sowohl für mechanische WZM-Komponenten als auch inhärente WZM-Servoachsen wurden außerdem zu AMS alternative Verbesserungsansätze diskutiert.

Damit wurden die Grundlagen geschaffen, um im nachfolgenden Kapitel zu analysieren, unter welchen Randbedingungen die Funktionalität der Hauptfunktionen von Mechanik und Servoachsen sinnvoll durch den Einsatz von AMS verbessert werden können.

5 Bewertung von Eingriffsstrategien für additive mechatronische Systeme

5.1 Übersicht

Ziel des Kapitels ist es, durch eine vergleichende funktionale Bewertung von AMS-Funktions- und Eingriffsprinzipien eine methodische Basis für die zielführende Berücksichtigung von AMS im Entwicklungsprozess von WZM zu erarbeiten. Hierzu werden zuerst die Funktionen, Funktionsprinzipien und funktionalitätsbestimmenden Aspekte von AMS zur Ableitung von prinzipiellen Eingriffsstrategien für AMS analysiert und diskutiert. Danach erfolgt die Definition eines vereinfachten Modellierungsansatzes für AMS. Das bildet die Voraussetzung, um im Anschluss eine vergleichende funktionale Bewertung von ausgewählten Systemintegrationsszenarien für AMS durchzuführen. Abschließend erfolgt die Ableitung von Auswirkungen auf den Entwicklungsprozess von WZM.



Bild 50: Vorgehensweise im Kapitel

5.2 Funktionen additiver mechatronischer Systeme

Zur Definition der Hauptfunktionen von AMS wird der Ansatz verfolgt, dass sich diese aus den zuvor betrachteten Hauptfunktionen von Mechanik und Servoantrieben ableiten lassen.

Wie schon in der Begriffsabgrenzung in Kap. 2.1 dargestellt wurde, unterscheiden sich additive mechatronische Systeme (AMS) für WZM prinzipiell nicht von der klassischen Definition mechatronischer Systeme (MS). Aus dem Fokus der Anwendung in WZM erscheint jedoch eine Eingrenzung von AMS hinsichtlich der zu beeinflussenden Parameter des Grundsystems (Schwerpunkt bei WZM: elastomechanische Systeme) sinnvoll, wie sie in Bild 32 dargestellt wurden.

Wirken AMS direkt auf die inneren Systemparameter der Mechanik ein, werden die äußeren Systemparameter nur mittelbar (d.h. indirekt) beeinflusst. Deshalb können derartige AMS auch als mittelbar wirkend (praktisch jedoch sehr oft als semi-aktive oder adaptive AMS) bezeichnet werden, siehe **Bild 51**. Durch sie kann das Störverhalten des mechanischen Systems verändert werden, ohne dass ein geschlossener Regelkreis mit äußeren Systemparametern notwendig ist. Anwendung finden derartige Systeme insbesondere bei passiven Tilgern, deren optimaler Betriebspunkt dynamisch an veränderliche Eigenschaften des Grundsystems (z.B. veränderliche Eigenfrequenz von Vorschubschlitten) angepasst werden muss (z.B. [120]).

Werden mittels AMS Kräfte oder Bewegungsgrößen erzeugt, werden äußere Systemparameter der Mechanik unmittelbar (direkt) beeinflusst, siehe **Bild 51**. Derartige Systeme werden oft auch als aktive AMS bezeichnet.

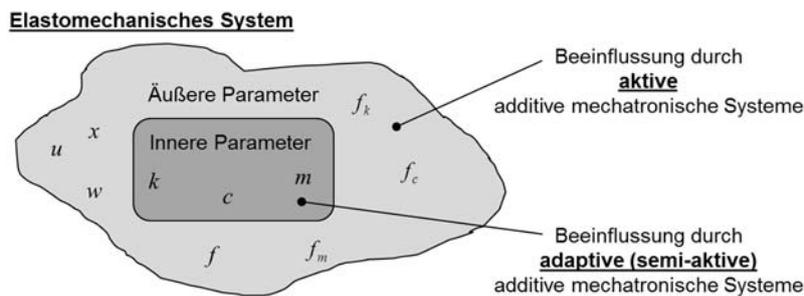


Bild 51: Unterscheidung von AMS hinsichtlich der Beeinflussung innerer oder äußerer Parameter mechanischer Systeme

Es kann anhand der Bewegungsgleichung (4) bzw. (5) leicht gezeigt werden, dass sich die einzelnen Kraftterme Federkraft f_k , Dämpfungskraft f_c und Massekraft f_m mittels Regelung nachbilden lassen, wenn man jeweils die inneren Parameter k , c und m als Regelverstärkung interpretiert (**Bild 52**). Daraus lässt sich ein erstes Reglerset für AMS ableiten. Zieht man noch die bekannten Regelstrategien der Servoantriebe hinzu, ergibt sich ein Basisreglerset für AMS in WZM. Darüber hinausgehend sind jedoch noch weitere Regelungsstrategien denkbar, die bis heute vielleicht noch keine Relevanz besitzen bzw. in späteren Entwicklungsphasen der zunehmenden Detaillierung der Simulationsmodelle und der bis hierher vernachlässigten physikalischen Phänomene Rechnung tragen. Somit kann ein AMS als funktionspezifische Regelungsstrategie angesehen werden (**Bild 52**).

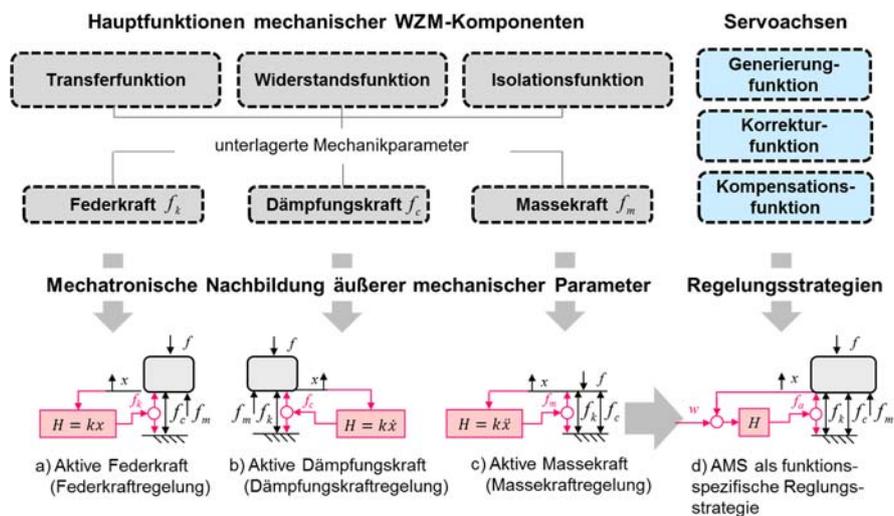


Bild 52: AMS als funktions-spezifische Regelungsstrategie

Nachfolgend sollen ausschließlich derartige *aktive* additive mechatronische Systeme betrachtet werden. Zur Vereinfachung sollen diese verkürzt als additive mechatronische Systeme (AMS) bezeichnet werden.

Die wichtigsten Funktionen von AMS (**Bild 53**) können kombinatorisch aus den Funktionen mechanischer Komponenten (**Bild 31**) und Servoachsen (**Bild 38**) abgeleitet werden. Damit ergeben sich die Hauptfunktionen von AMS als *Stellgrößengenerierung*, *Korrektur*, *Kompensation* und *Isolation*.

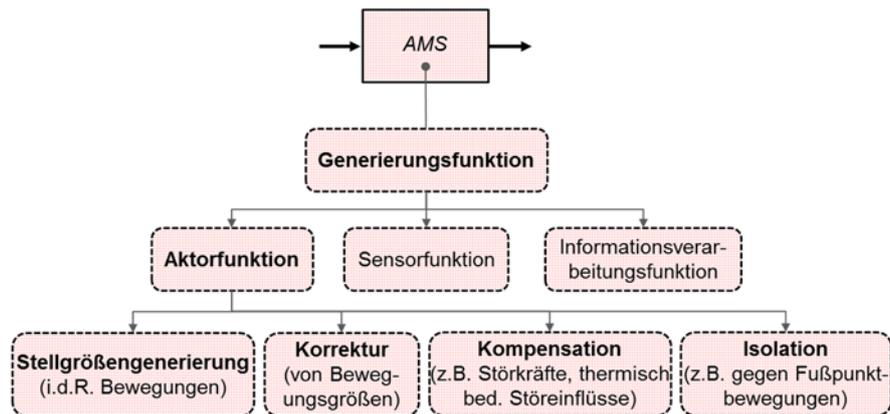


Bild 53: Hauptfunktionen von AMS für WZM

Die charakteristischen Funktionsprinzipien von AMS sind in Bild 54 schematisch dargestellt.

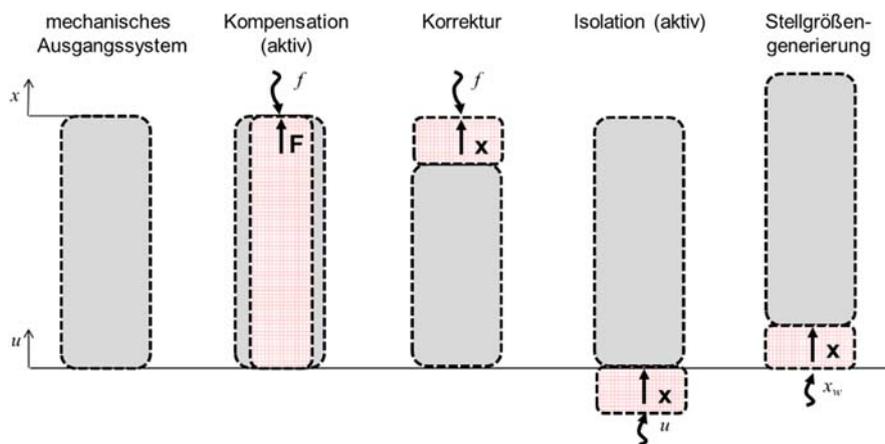


Bild 54: Schematische Darstellung der Hauptfunktionen von AMS

5.3 Funktionalitätsbestimmende Kriterien

Für AMS gelten grundsätzlich die allgemeinen funktionalitätsbestimmenden Kriterien von MS bzw. Servoachsen (Kap. 4.3.2). Dazu zählen zum einen die Einzelfunktionalitäten ihrer Subsysteme (Sensorik, Informationsübertragung und -verarbeitung, Aktorik) und zum anderen die Parameter, die die Interaktion eines MS mit dem Grundsystem vor dem Hintergrund der jeweiligen Zielstellung definieren (räumliche Systemintegration von Sensorik und Aktorik, Mess- und Wirkgrößen, Regler, Reglerparametrierung).

Wesentlichstes Unterscheidungsmerkmal eines AMS von einer inhärenten Servoachse ist neben der in Kap. 5.2 erwähnten Schwerpunktverschiebung in Richtung Funktionsnachbildung mechanischer Komponenten der benötigte Funktionsumfang. Aus der Gesamtheit des Funktionsumfangs werden bei AMS oftmals nur Einzelfunktionen benötigt, wie z.B. die Dämpfungskraft. Nur in Ausnahmefällen – z.B. bei redundanten Vorschubsystemen – gleicht der benötigte Funktionsumfang dem einer inhärenten Servoachse. Aufgrund der starken Funktionsbegrenzung reduziert sich im Regelfall auch die Systemkomplexität, und Einzelfunktionen können jeweils gezielter auf die benötigte Funktion optimiert werden, da die Kompromissbildungsnotwendigkeit abnimmt. Das ist in **Bild 55** exemplarisch für einen Inertialmassedämpfer dargestellt, dessen einzige Funktion darin besteht, Dämpfungskräfte in das Grundsystem einzubringen.

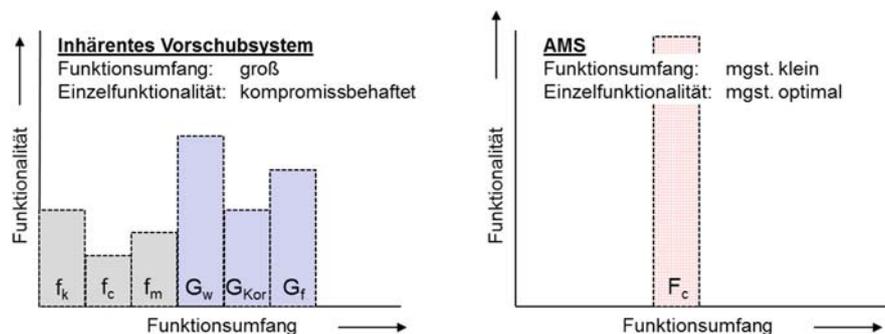


Bild 55: Exemplarische Darstellung des positiven Effektes eines begrenzten Funktionsumfangs auf die Funktionalität am Beispiel eines Inertialmassedämpfers

Reduziert man AMS auf das schon in vorangegangenen Kapiteln verwendete Abstraktionsniveau, erhält man ein auf den Regler und die mit dem Grundsystem interagierenden Mess- und Wirkgrößen reduziertes System. Die Vernachlässigung spezifischer technischer Eigenschaften von Sensorik, Informationsverarbeitung und Aktorik wird auf diesem Abstraktionsniveau im Sinne der Zielstellung an dieser Stelle als sinnvoll angesehen. Somit reduzieren sich die nachfolgend vorrangig Berücksichtigung findenden Gruppen funktionalitätsbestimmender Parameter von AMS auf die in **Bild 56** grau hervorgehobenen Gruppen. Für diese sollen nun relevante funktionalitätsbestimmende Parameter definiert werden, anhand derer exemplarisch Möglichkeiten zur Funktionalitätsverbesserung von WZM dargestellt und diskutiert werden sollen.



Bild 56: Funktionalitätsbestimmende Kriterien von AMS für WZM; die grau hervorgehobenen Kriterien werden nachfolgend vertieft

5.4 Vereinfachte Modellierung von AMS

Die Modellierung von AMS erfolgt im Prinzip genauso wie die Modellierung von anderen mechatronischen Systemen. Um die in Kap. 4 durchgeführten grundlegenden Betrachtungen zu Servoachsen nachfolgend auch unter zusätzlicher Berücksichtigung von AMS mit dem gleichen Detaillierungsgrad durchführen zu können, erfolgt nachfolgend für AMS eine ähnliche Vereinfachung analog **Bild 39** bzw. den Darstellungen in Kap. 5.2.

Die Modellierung des mechanischen Grundsystems erfolgt demnach analog als Ein- oder Mehrmassenschwinger. Auch wird ideale Sensorik verwendet, wobei insbesondere Weggrößen bzw. deren zeitliche Ableitungen rückgeführt werden. Praktisch werden teilweise auch andere Größen gemessen (z.B. ist in [161] für Piezo-Sensor-Aktoreinheiten auch Kraft- und Dehnungsrückführung für die aktive Dämpfung beschrieben), die sich jedoch in ihrer Wirkung kaum von den sehr oft eingesetzten Geschwindigkeitsrückführung unterscheiden.

Bei der Aktorik für AMS erkennt man SoA (Kap. 2.2), dass es praktisch keine Einschränkungen hinsichtlich des eingesetzten Wirkprinzips gibt. Es sind u.a. piezoelektrische, hydraulische, pneumatische und elektromagnetische Aktoren bekannt, deren funktionsorientierte Auswahl z.B. nach [83] erfolgen kann. Da durch den gewählten niedrigen Detaillierungsgrad bei der Modellierung eine lösungsneutrale Betrachtung erfolgen soll, werden Aktoren nachfolgend als ideale Kraftaktoren angenommen. Allerdings soll kurz auf einige Besonderheiten bei Aktoren für AMS hingewiesen werden, die sich insbesondere aus den oftmals geringen Hublängen und dem im Vergleich zu inhärenten Antriebssystemen oft deutlich reduzierten Funktionsumfang ergeben.

Bei redundanten Antriebssystemen zur Realisierung der Generierungsfunktion (z.B. redundante Vorschubsysteme, Pinolen, Fast Tool Servos) müssen oft Achslängen (Hübe) von bis zu einigen hundert Millimeter erzeugt werden, was z.B. durch Linear Direktantriebe erfolgen kann, die durch eine fehlende passive Steifigkeit gekennzeichnet sind. Dagegen benötigen AMS zur Fehlerkompensation oder -korrektur oftmals nur Hublängen im Sub-Millimeterbereich oder es ist nur die Erzeugung von Kompensationskräften erforderlich. Hier besitzen piezoelektrische Aktoren mit ihrer mechanischen Steifigkeit, über Festkörpergelenke integrierte Aktoren jeder Art und sogenannte Inertialmasseaktoren (reine Kraftaktoren) eine große Bedeutung.

Da sich die oben genannten drei Aktortypgruppen auch nach den getroffenen Vereinfachungen in der Modellbildung noch unterscheiden, sind diese hinsichtlich der gewählten Modellbildung in **Bild 57** kurz dargestellt. Beim Inertialmasseaktor, bei dem sich die Reaktionskraft an einer trägen Masse abstützt, die über elastische Elemente an eine Grundstruktur angebunden sind, kann im Einzelfall eine weitere Vereinfachung erfolgen. Für den Fall, dass die träge Masse sehr klein im Vergleich zur Grundstruktur ist, kann diese ggf. vernachlässigt werden, sodass sich die Modellbildung auf die auf das Grundsystem wirkende Aktionskraft reduziert und damit die ansonsten auftretende weitere Eigenfrequenz keine Berücksichtigung findet. Es ist jedoch zu beachten, dass dynamische Kräfte nur sinnvoll oberhalb der Eigenfrequenz der Aktormechanik generiert werden können (s.a. **Bild 36**). Das muss bei der Auswertung der Übertragungsfunktionen unbedingt berücksichtigt werden. Gegebenenfalls kann durch Integration eines Hochpassfilters die fehlende niederfrequente Kraftwirkung abgebildet werden. Da Inertialmasseaktoren aufgrund der beschriebenen Besonderheiten praktisch nur für die aktive Dämpfung mit direkter Geschwindigkeitsrückführung eingesetzt werden, werden die getroffenen Vereinfachungen als zulässig angesehen, da die Kraftwirkung der Modelle im unterkritischen Bereich nur sehr gering ist.



Bild 57: Stark vereinfachte Modellierung wichtiger Aktortypgruppen von AMS

Den größten Gestaltungsspielraum bietet der Regler. Hier soll jedoch ebenfalls auf die bekannten Grundtypen fokussiert werden, die sich kombinatorisch aus einem Proportionalglied (P), einem Integralglied (I) und einem Differentialglied (D) bilden lassen. Hier sei auch auf **Tabelle 2** verwiesen.

5.5 Systemintegrationsszenarien

Die zielführende Systemintegration der AMS-Aktorik besitzt eine große Bedeutung für die Funktionalität von AMS in WZM. Deshalb empfiehlt sich aus wirtschaftlichen und zeitlichen Gründen unbedingt eine simulationsgestützte Entscheidungsfindung. Insbesondere für die optimale Platzierung von Aktoren und Sensoren zur aktiven Schwingungsunterdrückung existiert eine Vielzahl an Veröffentlichungen, in denen mathematischen Methoden eingesetzt werden. Neben sehr vielen Veröffentlichungen für seismisch belastete Gebäudestrukturen (z.B. [164][33]) oder Fachwerkstrukturen [59][60][219] wurden auch verschiedene Untersuchungen speziell für spanende WZM durchgeführt. Waibel [216] platziert Aktoren an der Stelle, wo sie den größten Einfluss auf die Eigenschwingungsformen haben und nutzt zur Bewertung die sogenannte H_2 -Norm. In anderen Arbeiten wird ein iteratives Vorgehen zur Bestimmung des optimalen Aktorintegrationsortes genutzt ([24][52]).

Die Definition prinzipieller Aktor-Integrationsszenarien baut auf den Darstellungen zu den Eingriffsmöglichkeiten in Kap. 4.2 (elastomechanische Komponenten: gefesseltes Einmassensystem) und Kap. 4.3 (Antriebssysteme: freies Zweimassensystem) auf. Konsequenterweise sollen deshalb auch hier die Ein- bzw. Zweimassensysteme als repräsentative funktionalitätsbegrenzende Szenarien herangezogen werden.

Bei der Aktorintegration kann man in Relation zum Kraftfluss des Grundsystems grundsätzlich zwischen parallelen und seriellen Integrationsszenarien unterscheiden.

Zusätzlich lässt sich aus dem SoA (z.B. [12][26][147]) eine dritte Möglichkeit der Integration ableiten, indem der Aktor unabhängig vom Kraftfluss der Grundstruktur integriert wird. Die sich somit ergebenden Integrationsszenarien sind in **Bild 58** als physikalische Modelle zusammengefasst und sollen nachfolgend noch etwas näher erläutert werden.

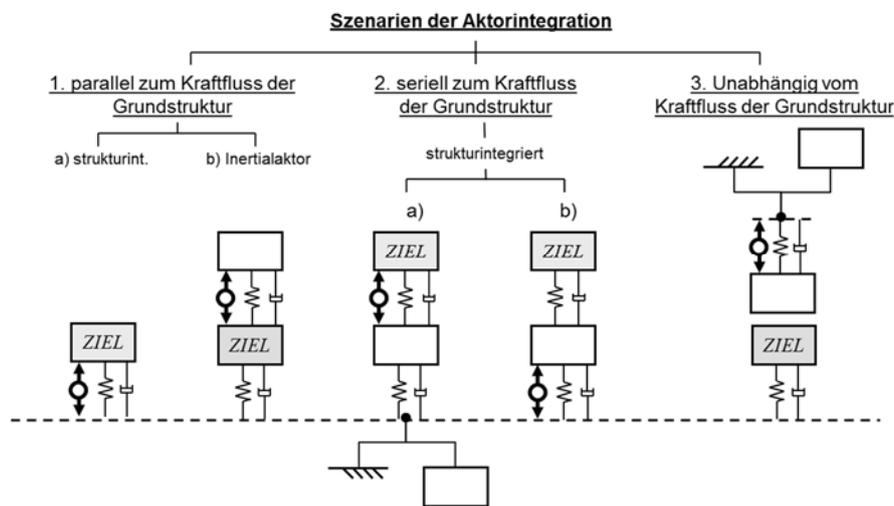


Bild 58: Vereinfachte physikalische Modelle von Möglichkeiten der Integration von Aktoren in elastomechanische Systeme

Es sei darauf hingewiesen, dass in **Bild 58** nur Szenarien mit parallel zum Aktor angeordneter mechanischer Steifigkeit und Dämpfung berücksichtigt werden. Damit wird der Mehrheit der bekannten AMS Rechnung getragen, deren Aktorik eine passive Steifigkeit besitzt (z.B. Piezoaktoren) oder deren Systemintegration über Festkörpergelenke erfolgt. Grundsätzlich sind jedoch auch Szenarien ohne parallele Steifigkeit (z.B. bei Verwendung von Direktantrieben) möglich.

Bei paralleler Integration existieren Lösungen, die entweder strukturintegriert sind (Bild 58, 1a) bzw. die Reaktionskraft (z.B. bei Inertialmasseaktoren) oder das Reaktionsdrehmoment (z.B. bei Gyrostabilisatoren) bei der Beschleunigung einer trägen Masse in das Grundsystem einleiten (Bild 58, 1b).

Ordnet man den Aktor in Reihe zum Kraftfluss an, kann das durch „Aufschneiden“ der Grundstruktur erfolgen. Dabei sollen im Wesentlichen als Extremfälle die nachgeordnete Aktoranordnung (Bild 58, 2a) bzw. die vorgeordnete Aktoranordnung (Bild

58, 2b) betrachtet werden. Es entsteht somit aus dem Einmassenschwinger ein Zweimassenschwinger. Durch Variation der Verhältnisse von Federkonstante, Dämpfungskonstante und Masse können so unterschiedliche Integrationsfälle abgebildet werden.

In **Bild 59** ist dargestellt, wie sich die Eigenfrequenzen des Zweimassenschwingers bei Variation des Masseverhältnisses verändern. Die Dämpfungskonstante wird analog verändert. Die Federkonstante bleibt jeweils konstant. Als Ausgangsparameter wurden für ein Masseverhältnis $m_1/m_2=1/1$ die Parameter $m_1 = m_2 = 1.500$ kg, $c_1 = c_2 = 17.320$ Ns/m und $k_1 = k_2 = 2.5e8$ N/m angenommen.

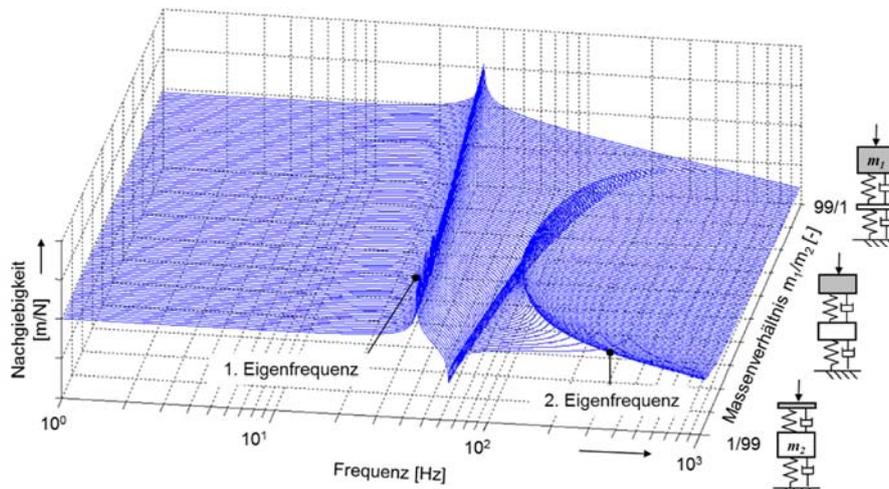


Bild 59: Veränderung der Eigenfrequenzen beim Zweimassenschwinger bei Variation des Masseverhältnisses

An **Bild 59** erkennt man, dass die Extremfälle sich in guter Näherung mit den Masseverhältnissen $m_1/m_2 = 1/99$, $1/1$ und $99/1$ abbilden lassen. Im Regelfall werden deshalb im Rahmen der Arbeit bei nachfolgenden Analysen diese Masseverhältnisse betrachtet.

Bei dem dritten Aktorintegrationsszenario (Bild 58, 3) wird der Aktor nicht in die funktionalitätsbegrenzte Struktur (z.B. Werkzeugseite), sondern in die Gegenstruktur (z.B. Werkstückseite) integriert. Das ist bei WZM möglich, da eine Relativbewegung zwischen Werkzeug und Werkstück notwendig ist. Treten beispielsweise auf der

Werkzeugseite Fehler auf, dann kann versucht werden, diesen Fehler durch entsprechende Gegenbewegung auf der Werkstückseite zu korrigieren. In ähnlicher Weise kann eine Bewegungsaddition erfolgen, um beispielsweise die Gesamtdynamik an der Prozessstelle zu erhöhen (Bewegungsredundanz). Eine mehr [147] oder weniger [12] tiefe steuerungs- u/o regelungsseitige Kopplung beider Seiten muss jedoch im Regelfall erfolgen.

Die in **Bild 58** vorgestellten Integrationsszenarien für elastomechanische Systeme gelten grundsätzlich auch für WZM-Servoachsen. Hierzu sind die dargestellten Modelle der mechanischen Systeme entsprechend zu koppeln.

5.6 Diskussion von AMS-Szenarien zur Funktionalitätsverbesserung von WZM

5.6.1 Vorgehensweise

Ziel des Kapitels ist es, die Funktionalität verschiedener, teilweise alternativer AMS-Funktionsprinzipien, Eingriffsstrategien und Integrationsszenarien unter Variation funktionalitätsbestimmender Kriterien hinsichtlich der jeweils verfolgten Zielstellung der Systemintegration anhand ausgewählter Beispiele zu diskutieren und zu bewerten. Hierfür werden die für die Mechanik (Kap. 4.2) und die inhärenten Antriebssysteme (Kap. 4.3) verwendeten sowie für AMS (Kap. 5.4) beschriebenen vereinfachten Modellierungsansätze verwendet.

Im Regelfall dient das Stör- und/oder Führungsverhalten im Frequenzbereich als funktionales Bewertungskriterium. Darüber hinausgehend werden die jeweils zugehörigen Aktorkräfte und -hübe über der Frequenz dargestellt, falls sinnvoll. Diese können als weitere Bewertungskriterien hinzugezogen werden und sollen dem Entwicklungsingenieur eine erste Vorstellung über wichtige Randbedingungen für die Auswahl oder Entwicklung von AMS liefern.

Als mechanisches Ausgangssystem dient ein fiktives Einmassensystem mit einer Eigenfrequenz von ca. $f_0=46$ Hz, einer Steifigkeit $k=2.5e8$ N/m, einem Dämpfungsgrad $D=2\%$ und einer daraus resultierenden schwingenden Masse $m=3.000$ kg. Das kann beispielsweise der ersten Eigenfrequenz eines (a) über als masselos angenommene elastische Führungen ($k=2.5e8$ N/m) angekoppelten starren Schlittens ($m=3.000$ kg) oder (b) eines gefesselten elastischen Ständers ($k=2.5e8$ N/m, $f_0=46$ Hz) entsprechen. Methoden zur Parametrierung der Modelle anhand experimenteller Analysen oder FEM-Simulationsmodellen werden im Kap. 0 näher dargestellt.

5.6.2 Betrachtete Regelungsstrategien

In **Tabelle 2** sind die verwendeten AMS-Regelungsstrategien zusammengefasst. Die jeweils konkret verwendeten Regler sind in den Kap. 5.6.4 - 5.6.6 an den betreffenden Stellen explizit genannt.

Tabelle 2: In Kap. 5.6.4 - 5.6.6 verwendete AMS-Regelungsstrategien

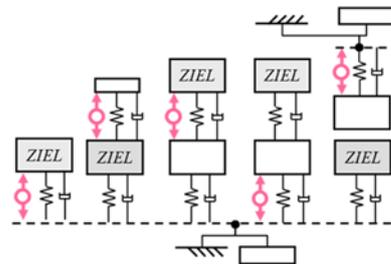
AMS-Funktion	Regelungsstrategie (Auswahl)	Bemerkung
Kompensationsfunktion	Positionsrückführung (P-Regler)	Aktive Federkraft
	Geschwindigkeitsrückführung (P-Regler)	Aktive Dämpfungskraft
	Positionsregelung mit PI-/PID-Regler	Vermeidung bleibende Regelabweichung und aktive Dämpfung
Korrekturfunktion	Positionsregelung mit PI-/PID-Regler	
	kaskadierte Vorschubregelung (P-PI-Regler)	falls AMS als klassisches Vorschubsystem aufgebaut ist
Isolationsfunktion	Geschwindigkeitsrückführung (P-Regler)	Aktive Dämpfungskraft
	Positionsregelung mit PI-/PID-Regler	Vermeidung bleibende Regelabweichung und aktive Dämpfung
Generierungsfunktion	Positionsregelung mit PI-/PID-Regler	
	kaskadierte Vorschubregelung (P-PI-Regler)	falls AMS als klassisches Vorschubsystem aufgebaut ist
	ohne Rückführung (gesteuert)	z.B. für Vibrationsüberlagerung

Die betrachteten Regelungsstrategien basieren im Wesentlichen auf dem SoA und den in Kap. 4.2.2 beschriebenen unterlagerte mechanische Funktionen der Kompensations- und Transferfunktion (**Bild 33**) bzw. deren mechatronischen Äquivalenten (**Bild 52**).

5.6.3 Betrachtete Eingriffsstrategien

Aus der Kombination der in den vorangegangenen Kapiteln diskutierten AMS-Funktionsprinzipien und Systemintegrationsszenarien sowie unter Variation funktionali-

tätsbestimmender Parameter lassen sich eine Vielzahl an prinzipiellen AMS-Eingriffsstrategien sowohl in die Mechanik als auch in Servoachsen von WZM ableiten. Eine Auswahl davon ist in **Bild 60** enthalten, deren Priorisierung sich wesentlich durch die vorangegangenen Betrachtungen begründet. Die dort vorgenommene Unterscheidung zwischen den Begriffen *Kompensation* und *Korrektur* wird in Kap. 5.6.4.3 an einem Beispiel näher erläutert.



Funktionalitätsverbesserung störkrafterregter Systeme					
- geschwindigkeitsproportionale Kompensation (DVF)	x	x			
- breitbandige Kompensation (PID-Regler)	x				
- geschwindigkeitsproportionale Korrektur (DVF)			x	x	
- breitbandige Korrektur (PID-Regler)			x	x	
Funktionalitätsverbesserung wegerregter Systeme					
- geschwindigkeitsproportionale Isolation (DVF)	x				
- breitbandige Isolation (PID)	x		x	x	
Funktionalitätsverbesserung der Mechanik von Servoachsen					
- geschwindigkeitsproportionale Kompensation (DVF)	x	x			
- wegproportionale Kompensation (DPF-Regler)	x				
- geschwindigkeitsproportionale Korrektur (DVF)			x		
Funktionalitätsverbesserung von Servoachsen durch Bewegungsredundanz					
- Generierung: vom GS unabhängige Sollwertvorgabe			x		
- Korrektur: Regelabweichung als Sollwertvorgabe			x		

Bild 60: Zusammenfassung der nachfolgend untersuchten AMS-Eingriffsstrategien

5.6.4 Eingriffsstrategien für störfreierregte mechanische Systeme

5.6.4.1 Parallel-strukturintegrierter Aktor

In **Bild 61** ist das vereinfachte Modell einer elastischen Maschine oder Komponente für einen relevanten Eigenmode mit einem parallel integrierten AMS dargestellt. Dieses Szenario könnte z.B. stark vereinfacht und unter Vernachlässigung weiterer elastischer Übertragungselemente dem adaptiven Kompensationsmodul [25] (**Bild 12**) für lang auskragende Z-Schlitten zur Bedämpfung von Biegeschwingungen entsprechen. Weitere praktische Anwendungsszenarien sind u.a. eine als starr angenommene Komponente m (z.B. Vorschubschlitten oder Motorspindel) mit einem massefrei angenommenen nachgiebigen Führungs- oder Lagerungssystem (k, c) .

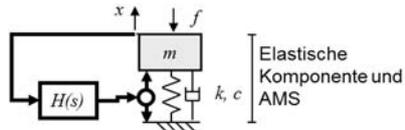
Aktive Dämpfung zur Reduzierung der Resonanzüberhöhung wird in zwei unterschiedlichen Regelverstärkungen erzeugt.

Man erkennt am Bodediagramm, dass die Resonanzüberhöhung mit steigender Regelverstärkung signifikant verringert werden kann. Für den stationären Zustand ergeben sich die in **Bild 61** dargestellten frequenzabhängigen Verhältnisse von Aktorkraft/Störkraft und Aktorhub/Störkraft. Im Resonanzfall nähert sich die Höhe der Aktorkraft mit steigender Regelverstärkung der Störkraft an (s.a. **Bild 36**), und die Höhe des Aktorhubes erwartungsgemäß der statischen Verformung.

Zur breitbandigen Kompensation mittels PID-Regler werden ebenfalls zwei verschiedene Regelverstärkungen betrachtet. Am Bodediagramm erkennt man deutlich den Einfluss des PID-Reglers, mit dem sich auch das unter- und überkritische Verhalten beeinflussen lässt. Die Aktorkraft nähert sich mit steigender Regelverstärkung und gegen Null gehender Frequenz der Störkraft an, da bei vollständiger Kompensation der Traganteil der Mechanik zu Null wird. In gleicher Weise läuft der Aktorhub dementsprechend gegen Null.

Integrationsprinzip 1a: Parallel-strukturintegriert

$m=3000$ kg, $k=2.5e8$ N/m, $c=34600$ Ns/m



Geschwindigkeitsproportionale Kompensation

Regler: $H(s) = g_p s$

- Passives EMS
- $g_p=5e4$
- $g_p=5e5$

Breitbandige Kompensation

PID-Regler: $H(S) = g_p (1 + 1/T_i s + T_d s)$

- Passives EMS
- $g_p=2e7, T_i=0.04, T_d=0.02$
- $g_p=2e8, T_i=0.04, T_d=0.02$

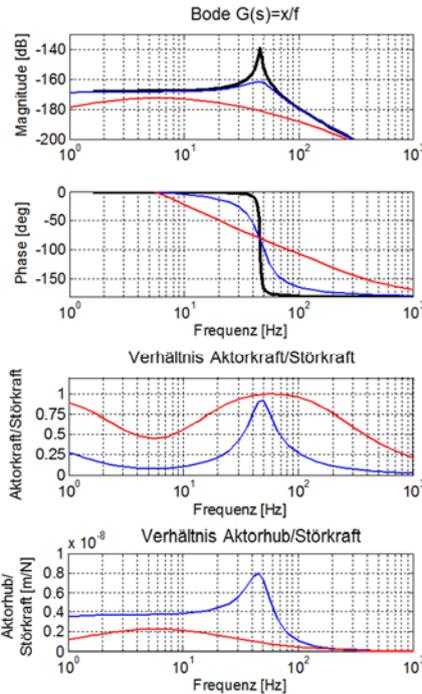
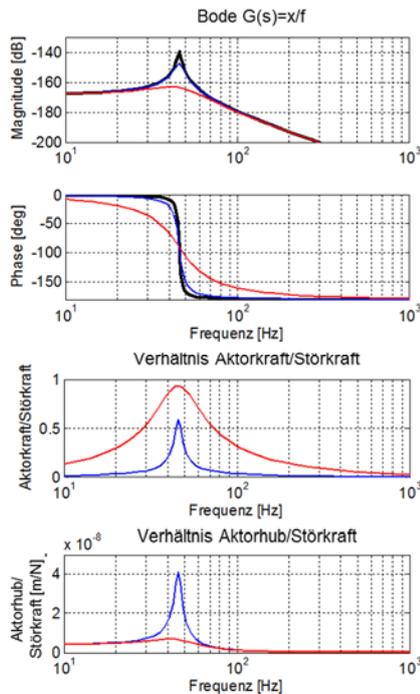


Bild 61: Aktive Beeinflussung eines störfkrafterregten mechanischen Systems mittels parallel-strukturintegriertem Aktor

5.6.4.2 Inertialmasseaktor

Mit Inertialmasseaktoren können dynamische Kräfte erzeugt werden, die zur aktiven Dämpfung schwingender Strukturen, aber auch zur Schwingungsanregung genutzt werden können. Da dessen Systemintegration vergleichsweise einfach ist, wurde eine Vielzahl an Lösungen entwickelt, die sich nicht nur hinsichtlich des Antriebsprinzips (z.B. elektromagnetisch, hydraulisch, piezoelektrisch), sondern auch hinsichtlich des mechanischen Inertialsystems unterscheiden (s.a. Kap. 2.2.3). Da für das zu beeinflussende Grundsystem im Wesentlichen jedoch nur die erzeugten Dämpfungskräfte, aber nicht der konstruktive Aufbau von Relevanz sind, soll auch an dieser Stelle auf die (exemplarische) Modellierung eines Inertialsystems verzichtet und nur die erzeugte Dämpfungskraft berücksichtigt werden. Das hierfür zu verwendende Aktormodell ist in **Bild 57** (Fall c, rechts) dargestellt. Wie leicht zu erkennen ist, unterscheidet sich ein derartiges Modell nicht vom parallel-strukturintegriertem Stellglied in Kap. 5.6.4.1, sodass hier auf eine nochmalige Darstellung verzichtet werden kann.

Allerdings muss noch auf Unterschiede hingewiesen werden: Erstens sind die zusätzliche Masse sowie die zusätzliche Eigenfrequenz des Inertialsystems zu berücksichtigen. Da die träge Masse im Regelfall jedoch sehr klein im Vergleich zur Grundstruktur bei gleichzeitig hohem Dämpfungsgrad von $D \geq 0.2$ [161] ist, kann die zu erwartende Veränderung des Frequenzgangs an dieser Stelle vernachlässigt werden. Zweitens können Inertialmasseaktoren keine statischen Kräfte erzeugen. Und drittens ist die Angabe des Aktorhubes abhängig von der konkreten Gestaltung des Inertialmasseaktors, sodass hier im Gegensatz zum parallel-strukturintegrierten Stellglied das Aktorhub/Störkraft-Diagramm entfallen würde. Eine vergleichende vereinfachte und detailliertere Modellierung eines Inertialmassedämpfers erfolgt jedoch in einem Anwendungsbeispiel in Kap. 6.4.

5.6.4.3 Seriell-strukturintegrierter nachgeordneter Aktor, Masseverhältnis 1:99

Das in **Bild 62** dargestellte serielle Integrationsszenario mit einem Masseverhältnis $m_1/m_2=1/99$ entspricht beispielsweise in Werkzeugen oder Hauptspindeln integrierter AMS-Aktoren. Durch die Aktorintegration ergibt sich eine zusätzliche Elastizität, woraus im Vergleich zum EMS-Ausgangssystem eine Reduzierung der statischen Gesamtsteifigkeit resultieren kann. Da sich im konkreten Fall jedoch die Verhältnisse am Ausgangssystem kaum verändern, verändert sich auch die zu betrachtende Eigenfrequenz kaum. Es entsteht jedoch ggf. eine weitere, deutlich höhere Eigenfrequenz, die gegebenenfalls zusätzlich betrachtet werden muss.

Wie man an den Bodediagrammen anhand verschiedener Regelverstärkungen erkennen kann, kann das AMS zwar sehr gut die durch die Systemintegration erst entstandene zweite Eigenfrequenz dämpfen (erkennbar an der Abflachung des Phasengangs), es kann jedoch erst mit hoher Regelverstärkung der geschwindigkeitsproportionalen Korrektur ein signifikanter Effekt an der ersten Eigenfrequenz (=zu beeinflussende Eigenfrequenz) erzeugt werden. Das erklärt sich aus der Notwendigkeit, dass beim Einleiten einer Dämpfungskraft in die Grundstruktur auch die Aktorreaktionskraft abgeleitet werden muss. Im betrachteten Szenario wird die Reaktionskraft in die Prozessstelle bzw. die zwischen Prozessstelle und Aktor angeordnete träge Masse abgeleitet, was letztendlich zu einer Störung des Prozesses führt. Deshalb ist diese Dämpfungsstrategie nicht sinnvoll, jedoch das Erzeugen einer gegenphasigen Ausgleichsbewegung im Sinne einer geschwindigkeitsproportionalen Korrektur.

In **Bild 62** sind die frequenzabhängigen Verhältnisse von Aktorkraft/Störkraft und Aktorhub/Störkraft dargestellt, wobei jedoch die notwendige Aktorkraft die Störkraft teilweise um ein Vielfaches übersteigt.

Zur Fehlerkorrektur mittels PID-Regler werden ebenfalls zwei verschiedene Regelverstärkungen betrachtet. Am Bodediagramm erkennt man neben dem Einfluss auf den unter- und überkritischen Bereich auch in der Nähe der ersten (und interessierenden) Eigenfrequenz eine signifikante Amplitudengang- und Phasenverschiebung, sodass auch hier eine Korrekturwirkung, jedoch kaum eine Dämpfungswirkung erzielt wird. Erwartungsgemäß wird die zweite Eigenfrequenz auch hier stark bedämpft.

Mit steigender Regelverstärkung nimmt die Aktorkraft als auch der Aktorhub zu. Im statischen Bereich nähert sich die Aktorkraft aufgrund der gleichen Steifigkeit beider Federn der doppelten Störkraft und der Aktorhub der Gesamtverformung an.

Integrationsprinzip 2: Seriell-strukturintegriert, Masseverhältnis 1:99

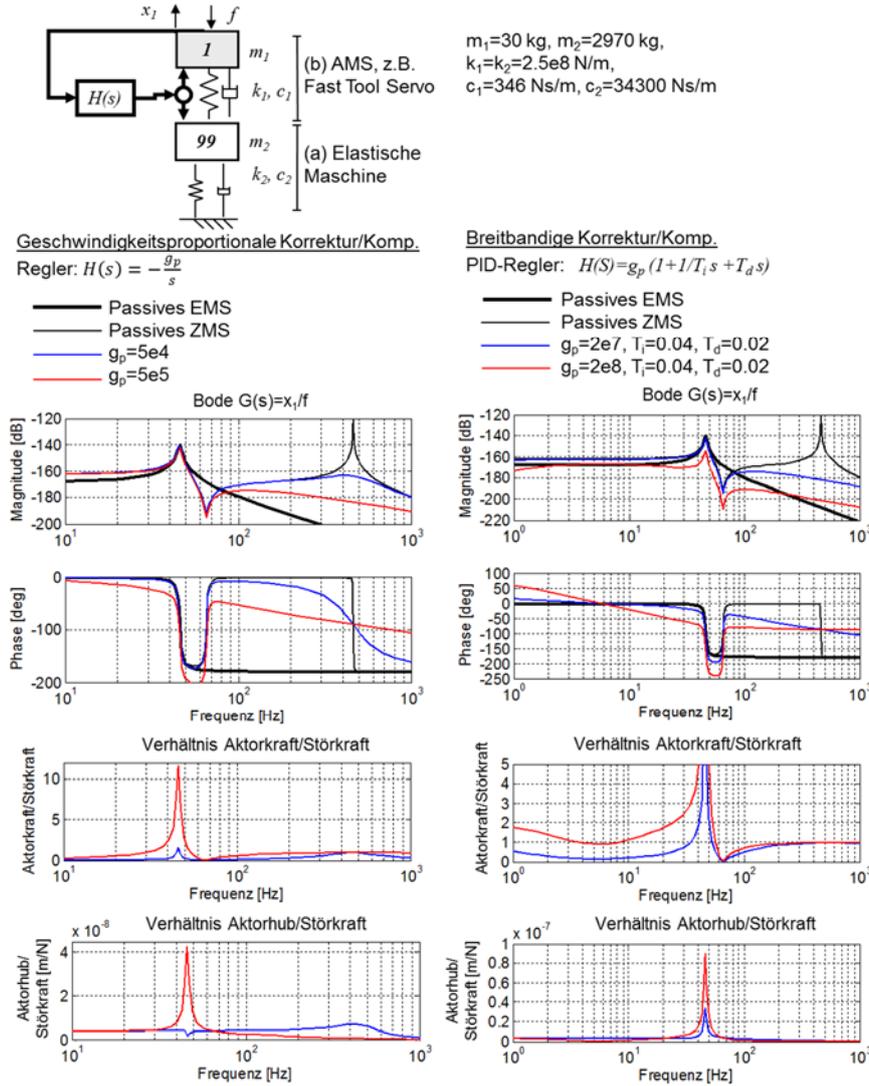


Bild 62: Aktive Beeinflussung eines störkrafterregten mechanischen Systems mittels seriell-strukturintegriertem nachgeordnetem Aktor, Masseverhältnis 1:99

5.6.4.4 Seriell-strukturintegrierter nachgeordneter Aktor, Masseverhältnis 1:1

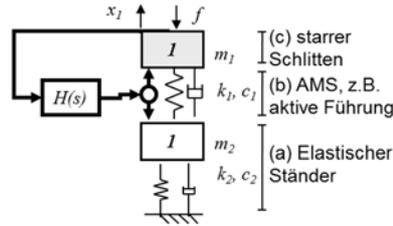
Das in **Bild 63** dargestellte serielle Integrationsszenario mit einem Masseverhältnis $m_1/m_2=1/1$ könnte einem elastischem Maschinenständer mit einem angekoppelten starren Schlitten entsprechen, bei dem der Aktor in die Schnittstelle zwischen beiden Systemen (z.B. Führungssysteme) integriert wird.

Unter Wirkung der direkten Geschwindigkeitsrückführung erkennt man am Bodediagramm eine effektive Beeinflussung der ersten Eigenfrequenz mit signifikanter Dämpfungswirkung aufgrund der AMS-Reaktionskraft. Die neu entstandene Eigenfrequenz wird ebenfalls gut bedämpft, jedoch mit deutlichem Korrekturanteil.

Am Verlauf des Aktor-/Störkraftverhältnisses erkennt man, dass bei steigender Regelverstärkung der notwendige Aktorhub überproportional schnell abnimmt, was mit der Reduzierung der Resonanzüberhöhung korreliert und ein Hinweis auf die Effektivität dieses Integrationsszenarios ist.

Bei der Fehlerkorrektur/-kompensation mittels PID-Regler erkennt man am Bodediagramm, dass neben den schon in Kap. 5.6.4.3 beschriebenen Verbesserungen im über- und unterkritischen Bereich zusätzlich im Bereich der ersten Eigenfrequenz eine signifikante Dämpfungswirkung erzielt werden kann. Ein Korrektoreffekt ist insbesondere im unterkritischen Bereich ebenfalls feststellbar. Mit steigender Regelverstärkung nimmt insbesondere im Bereich der ersten Eigenfrequenz bei auffälliger Eigenfrequenzverschiebung die notwendige Aktorkraft als auch der Aktorhub zu. Im statischen Bereich nähert sich die Aktorkraft erwartungsgemäß aufgrund der gleichen Steifigkeit beider Federn der doppelten Störkraft und der Aktorhub der Gesamtverformung an.

Integrationsprinzip 2: Seriell-strukturintegriert, Masseverhältnis 1:1

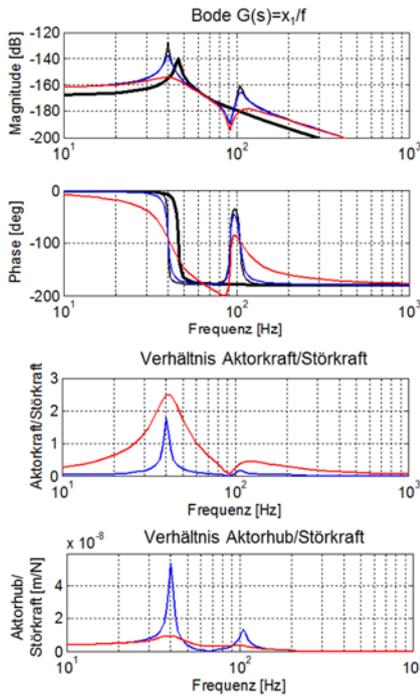


$m_1=m_2=1500$ kg,
 $k_1=k_2=2.5e8$ N/m,
 $c_1=c_2=17320$ Ns/m

Geschwindigkeitsproportionale Korrektur/Komp.

Regler: $H(s) = -\frac{g_p}{s}$

- Passives EMS
- Passives ZMS
- $g_p=5e4$
- $g_p=5e5$



Breitbandige Korrektur/Komp.

PID-Regler: $H(S)=g_p(1+1/T_i s + T_d s)$

- Passives EMS
- Passives ZMS
- $g_p=2e7, T_i=0.04, T_d=0.02$
- $g_p=2e8, T_i=0.04, T_d=0.02$

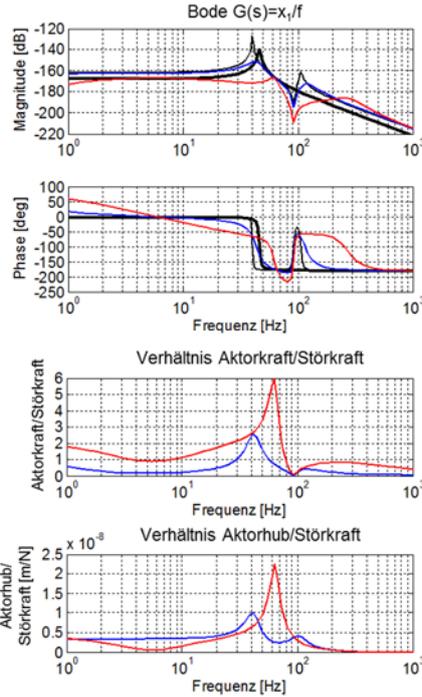


Bild 63: Aktive Beeinflussung eines störfkrafterregten mechanischen Systems mittels seriell-strukturintegriertem nachgeordnetem Aktor, Masseverhältnis 1:1

5.6.4.5 **Seriell-strukturintegrierter nachgeordneter Aktor, Masseverhältnis 99:1**

Das in **Bild 64** dargestellte serielle Integrationsszenario mit einem Masseverhältnis $m_1/m_2=99/1$ könnte einem elektromechanischen Vorschubsystem, bestehend aus einem elastischen Gewindetrieb und einem als starr annehmbarem Tischschlitten entsprechen. Die Aktorintegration erfolgt in Reihe zwischen der im Regelfall sehr steifen Spindelmutter und dem Schlitten, was vereinfacht den Lösungen in [236] oder [185] entspricht. Durch die notwendige zusätzliche Elastizität verringert sich die statische Steifigkeit des Gesamtsystems.

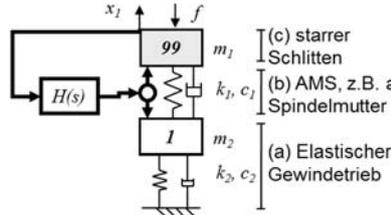
Am Bodediagramm erkennt man einem sehr deutlichen Dämpfungseffekt mit Verringerung der Resonanzüberhöhung und einer Phasenabflachung. Ein Korrektoreffekt ist praktisch nicht mehr zu erkennen.

Es soll an dieser Stelle jedoch darauf hingewiesen werden, dass bei Servoachsen ein ähnlicher Dämpfungseffekt durch die Wirkung des Geschwindigkeitsreglers erzielt werden kann. Das betrachtete Integrationsszenario könnte jedoch eine praktische Lösung zum Erzielen der in Kap. 4.3.3.3 diskutierten Erhöhung der Regelverstärkung von Vorschubsystemen durch Erhöhung der mechanischen Dämpfung darstellen (s.a. Kap. 5.6.6.3.) bzw. zur Beeinflussung höherfrequenter Schwingungen dienen.

In **Bild 64** ist ebenfalls der Verlauf des Aktor-/Störkraftverhältnisses sowie des Aktorhub-/Störkraftverhältnisses dargestellt mit Aussagen ähnlich denen in Kap. 5.6.4.4.

Bei der Fehlerkorrektur mittels PID-Reglers erkennt man am Bodediagramm, dass neben der Korrekturwirkung im niederfrequenten Bereich zusätzlich eine signifikante Dämpfungswirkung ähnlich dem Integrationsszenario in Kap. 5.6.4.4 erzielt werden kann. Im statischen Bereich nähert sich die Aktorkraft aufgrund der gleichen Steifigkeit beider Federn der doppelten Störkraft und der Aktorhub der Gesamtverformung an.

Integrationsprinzip 2: Seriell-strukturintegriert, Masseverhältnis 99:1



$m_1=2970 \text{ kg}, m_2=30 \text{ kg},$
 $k_1=k_2=2.5e8 \text{ N/m},$
 $c_1=34300 \text{ Ns/m}, c_2=346 \text{ Ns/m}$

Geschwindigkeitsproportionale Korrektur/Komp.

Regler: $H(s) = -\frac{g_p}{s}$

- Passives EMS
- Passives ZMS
- $g_p=5e4$
- $g_p=5e5$

Breitbandige Korrektur/Komp.

PID-Regler: $H(S)=g_p(1+1/T_i s + T_d s)$

- Passives EMS
- Passives ZMS
- $g_p=2e7, T_i=0.04, T_d=0.02$
- $g_p=2e8, T_i=0.04, T_d=0.02$

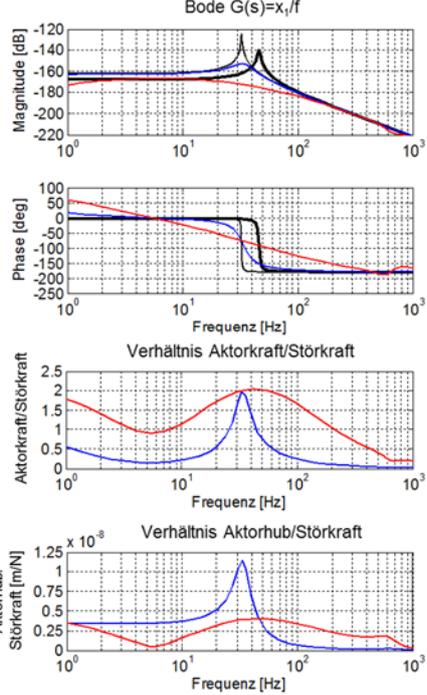
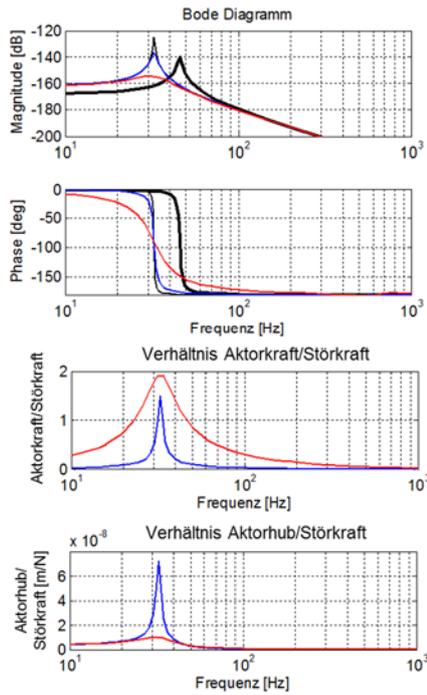


Bild 64: Aktive Beeinflussung eines störfkrafterregten mechanischen Systems mittels seriell-strukturintegriertem nachgeordnetem Aktor, Masseverhältnis 99:1

5.6.4.6 **Seriell-strukturintegrierter vorgeordneter Aktor, Masseverhältnis 1:99**

Das in **Bild 65** dargestellte passive Zweimassensystem mit einem Masseverhältnis $m_1/m_2=1/99$ entspricht grundsätzlich dem passiven System aus Kap. 5.6.4.3. Die Aktorintegration erfolgt hier jedoch parallel zum ursprünglichen Grundsystem (elastischer Maschinenständer), das für die niedrigste Eigenfrequenz ursächlich ist.

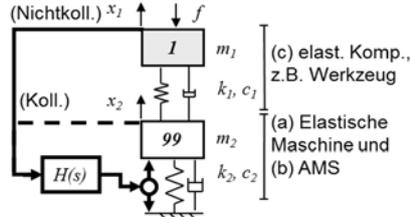
Das Integrationsszenario bezieht sich nicht direkt auf das Ausgangssystem (Einmassenschwinger), da hierfür durch entsprechende (jedoch aktuell nicht durchgeführte) Anpassung von k und c entweder nur die Eigenfrequenz oder nur die statische Steifigkeit dem Ausgangssystem angepasst werden kann. Eine praktische Relevanz dieses Integrationsszenarios wird aktuell kaum gesehen, abgesehen von der theoretischen Möglichkeit, die zweite Eigenfrequenz durch das AMS ebenfalls zu beeinflussen, was nachfolgend jedoch kurz betrachtet werden soll.

Allgemeine Beachtung muss der Problematik gewidmet werden, dass der Aktor nicht direkt auf den interessierenden Punkt (z.B. TCP) wirkt, sondern durch ein weiteres schwingungsfähiges System (z.B. elastisches Werkzeug) entkoppelt ist. Das führt zu einer Verschlechterung der Signalübertragung vom Aktor zum TCP [13][14], da das nachgeordnete Schwingsystem im überkritischen Bereich zunehmend als Isolator wirkt. Zum anderen führt die Sensorplatzierung am TCP zur sogenannten Sensor-Aktor-Nicht-Kollokation, was sich begrenzend auf die Stabilität vieler Regler [161] wie die hier verwendeten auswirkt. Deshalb sollen nachfolgend sowohl Nicht-Kollokation als auch Kollokation betrachtet werden.

Bei der geschwindigkeitsproportionalen Korrektur/Kompensation liegt mit der gewählten Modellparametrierung bei Nicht-Kollokation die Stabilitätsgrenze bei etwa $g_p=3e4$, womit bei beiden Eigenfrequenzen nur minimale Effekte erzielt werden können.

Bei Kollokation können deutlich höhere Regelverstärkungen eingestellt werden und man erkennt im Bodediagramm deutliche Dämpfungseffekte bei der ersten Eigenfrequenz, jedoch nicht bei der zweiten Eigenfrequenz.

Integrationsprinzip 3: Seriell-strukturintegriert, Masseverhältnis 1:99



$m_1=30 \text{ kg}, m_2=2970 \text{ kg},$
 $k_1=k_2=2.5e8 \text{ N/m},$
 $c_1=346 \text{ Ns/m}, c_2=34300 \text{ Ns/m}$

Geschwindigkeitsproportionale Korrektur/Komp.

Regler: $H(s) = -\frac{g_p}{s}$

- Passives EMS
- Passives ZMS
- Nichtkoll., $g_p=3e4$
- Koll., $g_p=1e5$
- Koll., $g_p=5e5$

Breitbandige Korrektur/Komp.

PID-Regler: $H(s)=g_p(1+1/T_i s + T_d s)$

- Passives EMS
- Passives ZMS
- Nichtkoll., $g_p=1e6, T_i=0.04, T_d=0.02$
- Koll., $g_p=2e7, T_i=0.04, T_d=0.02$
- Koll., $g_p=2e8, T_i=0.04, T_d=0.02$

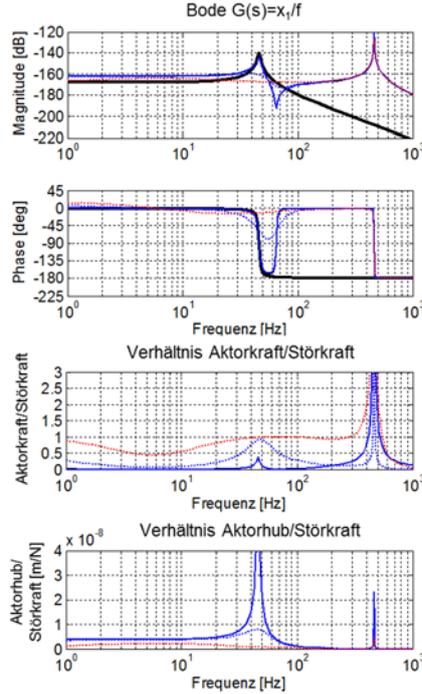
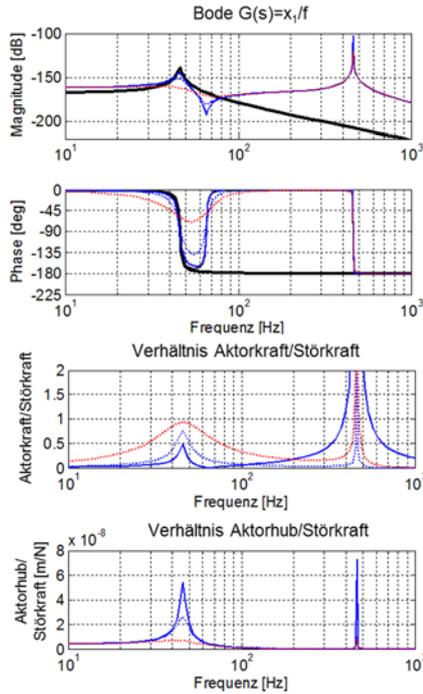


Bild 65: Aktive Beeinflussung eines störfkrafterregten mechanischen Systems mittels seriell-strukturintegriertem vorgeordnetem Aktor, Masseverhältnis 1:99, für Sensor-Aktor-Kollokation und -Nichtkollokation

Das Verhältnis Aktor-/Störkraft erreicht bei der ersten Eigenfrequenz mit steigender Regelverstärkung erwartungsgemäß nahezu den Wert von 1. Bei der zweiten Eigenfrequenz werden jedoch sehr hohe Werte erreicht, was die Schlussfolgerung zulässt, dass insbesondere die Trägheit von m_2 die Übertragbarkeit dynamischer Aktorkräfte auf das zweite elastische System stark behindert. Auch wenn theoretisch mit weiter steigender Regelverstärkung (nicht dargestellt) und bei Akzeptanz großer Aktorkräfte auch signifikante Effekte am zweiten System erreicht werden können, besitzt das Integrationsszenario damit gegenüber direkter AMS-Integration in die zweite Elastizität (z.B. Kap. 5.6.4.3: aktives Werkzeug) deutliche Nachteile.

Bei der breitbandigen Korrektur/Kompensation mittels PID-Regler tritt im Fall der Sensor-Aktor-Nichtkollokation ebenfalls schon bei geringen Regelverstärkungen Instabilität auf (s.a. [161]). Die Stabilitätsgrenze liegt mit der gewählten Modellparametrierung etwa bei den in **Bild 65** dargestellten Werten, womit bei beiden Eigenfrequenzen nur minimale Effekte erzielt werden können. Aufgrund der geringen Regelverstärkung ergeben sich auch kaum Effekte im niederfrequenten Bereich.

Bei Sensor-Aktor-Kollokation können hohe Regelverstärkungen realisiert werden und die Effekte im Bodediagramm sind bis zur ersten Eigenfrequenz signifikant. Der Integralteil des Reglers wirkt jedoch nur auf den durch die Sensorik erfassten (unteren) Streckenteil, sodass auch im statischen Lastfall eine Systemabweichung bleibt, die sich aus der Verformung der Feder k_1 ergibt. Dementsprechend nähert sich die Aktorkraft mit abnehmender Störkraftfrequenz der Störkraft und der Aktorhub läuft gegen Null.

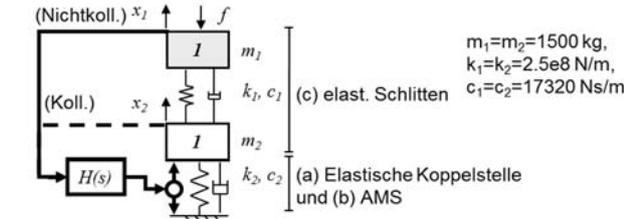
Insgesamt wird die Sinnhaftigkeit dieses Integrationsszenarios infrage gestellt.

5.6.4.7 Seriell-strukturintegrierter vorgeordneter Aktor, Masseverhältnis 1:1

Das in **Bild 66** dargestellte passive Zweimassensystem mit einem Masseverhältnis $m_1/m_2=1/1$ könnte einem elastischen Schlitten entsprechend, der wiederum elastisch an eine Basis angekoppelt ist.

Das Integrationsszenario bezieht sich ebenfalls nicht direkt auf das Ausgangssystem (Einmassenschwinger), da hierfür durch entsprechende (jedoch aktuell nicht durchgeführte) Anpassung von k , c entweder nur die Eigenfrequenz oder nur die statische Steifigkeit dem Ausgangssystem angepasst werden kann.

Integrationsprinzip 3: Seriell-strukturintegriert, Masseverhältnis 1:1



Geschwindigkeitsproportionale Korrektur/Komp.
 Regler: $H(s) = -\frac{g_p}{s}$

- Passives EMS
- Passives ZMS
- Nichtkoll., $g_p=5e4$
- Nichtkoll., $g_p=1e5$
- Koll., $g_p=1e5$
- Koll., $g_p=5e5$

Breitbandige Korrektur/Komp.
 PID-Regler: $H(S)=g_p(1+1/T_i s + T_d s)$

- Passives EMS
- Passives ZMS
- Nichtkoll., $g_p=5e6, T_i=0.04, T_d=0.02$
- Koll., $g_p=2e7, T_i=0.04, T_d=0.02$
- Koll., $g_p=2e8, T_i=0.04, T_d=0.02$

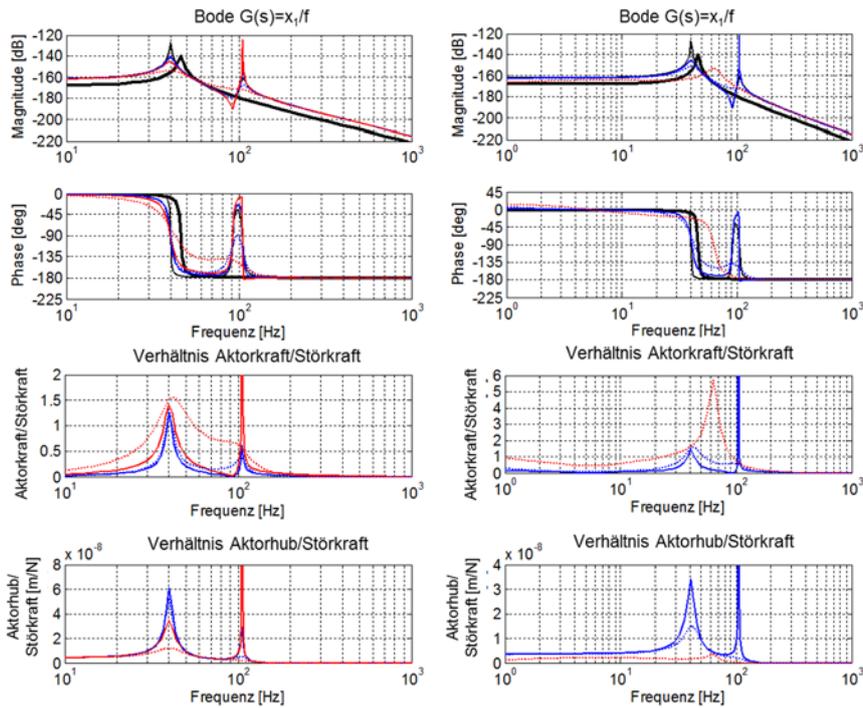


Bild 66: Aktive Beeinflussung eines störfkrafterregten mechanischen Systems mittels seriell-strukturintegriertem vorgeordnetem Aktor, Masseverhältnis 1:1, für Sensor-Aktor-Kollokation und -Nichtkollokation

Bei geschwindigkeitsproportionaler Korrektur/Kompensation und Nicht-Kollokation wird die Stabilitätsgrenze mit der gewählten Modellparametrierung bei etwa $g_p = 1e5$ und damit später als bei dem System in Kap. 5.6.4.6 erreicht. Damit können bei beiden Eigenfrequenzen deutliche Effekte erzielt werden.

Bei Kollokation können deutlich höhere Regelverstärkungen eingestellt werden und man erkennt im Bodediagramm bei beiden Eigenfrequenzen deutliche Dämpfungseffekte, sodass auch hier Sensor-Aktor-Kollokation zu bevorzugen wäre.

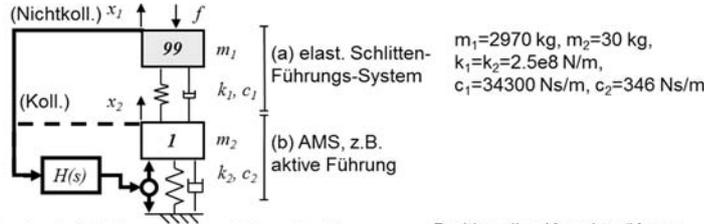
Bei der breitbandigen Korrektur/Kompensation mittels PID-Regler wird im Fall der Sensor-Aktor-Nichtkollokation mit der gewählten Modellparametrierung etwa bei den in **Bild 66** dargestellten Werten die Stabilitätsgrenze erreicht, womit nur bei der ersten Eigenfrequenz erkennbare Effekte erzielt werden können. Bei Kollokation können hohe Regelverstärkungen realisiert werden, die im Bodediagramm zu signifikanten Effekten im gesamten Frequenzbereich führen. Auffällig ist hier, dass beim Verhältnis Aktor-/Störkraft mit hohen Regelverstärkungen vergleichsweise hohe Werte von ca. 6 erreicht werden, sich das Verhältnis Aktorhub/Störkraft dagegen deutlich reduziert. Bei Kollokation bleibt im statischen Lastfall eine bleibende Abweichung, die sich aus der Verformung der Feder k_1 ergibt.

5.6.4.8 Seriell-strukturintegrierter vorgeordneter Aktor, Masseverhältnis 99:1

Das in **Bild 67** dargestellte serielle Integrationsszenario mit einem Masseverhältnis $m_1/m_2=99/1$ könnte einem über ein elastisches Führungssystem angebindenem starren Schlitten entsprechen. Seriell wird vor der Führung ein AMS integriert. Damit entspricht das Szenario annähernd dem Ausgangssystem (Einmassenschwinger).

Da analog vorhergehendem Kap. 5.6.4.6 der Aktor damit nicht direkt auf den interessierenden Punkt (z.B. TCP) wirkt, sondern durch ein weiteres schwingungsfähiges System entkoppelt ist, werden ebenfalls zwei Sensorpositionen berücksichtigt.

Integrationsprinzip 3: Seriell-strukturintegriert, Masseverhältnis 99:1



$m_1=2970 \text{ kg}, m_2=30 \text{ kg},$
 $k_1=k_2=2.5e8 \text{ N/m},$
 $c_1=34300 \text{ Ns/m}, c_2=346 \text{ Ns/m}$

Geschwindigkeitsproportionale Korrektur/Komp.
 Regler: $H(s) = -\frac{g_p}{s}$

Breitbandige Korrektur/Komp.
 PID-Regler: $H(S)=g_p(1+1/T_i s + T_d s)$

- Passives EMS
- Passives ZMS
- Nichtkoll., $g_p=1e5$
- Nichtkoll., $g_p=5e5$
- Koll., $g_p=1e5$
- Koll., $g_p=5e5$

- Passives EMS
- Passives ZMS
- Nichtkoll., $g_p=2e7, T_i=0.04, T_d=0.02$
- Nichtkoll., $g_p=2e8, T_i=0.04, T_d=0.02$
- Koll., $g_p=2e7, T_i=0.04, T_d=0.02$
- Koll., $g_p=2e8, T_i=0.04, T_d=0.02$

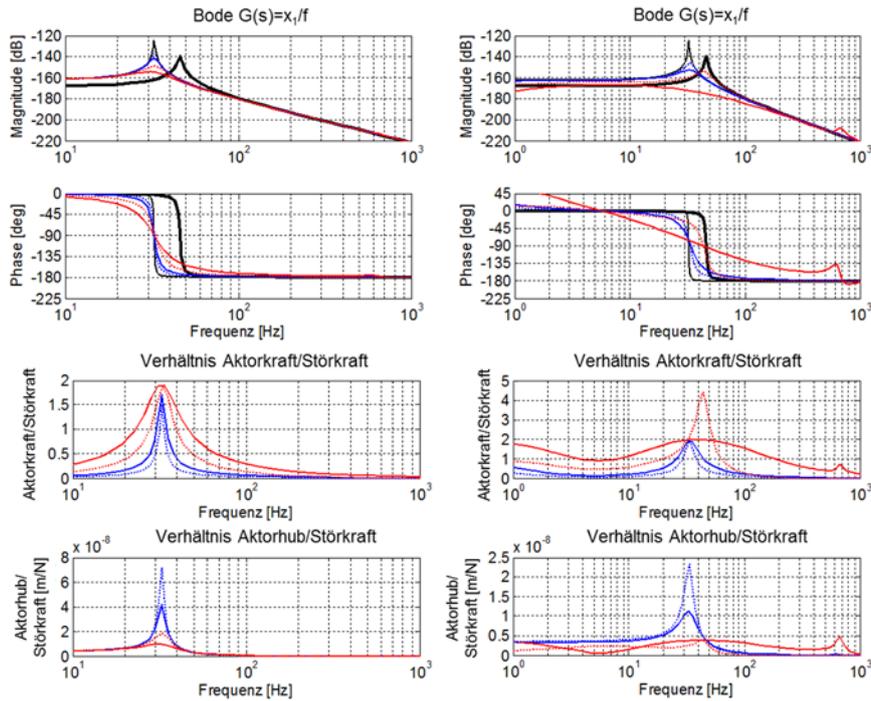


Bild 67: Aktive Beeinflussung eines störkrafterregten mechanischen Systems mittels seriell-strukturintegriertem vorgeordnetem Aktor, Masseverhältnis 99:1, für Sensor-Aktor-Kollokation und -Nichtkollokation

Bei geschwindigkeitsproportionaler Korrektur/Kompensation und Nicht-Kollokation wird auch bei höherer Regelverstärkung die Regelkreisstabilitätsgrenze nicht erreicht. Am Bodediagramm erkennt man, dass bei gleicher Regelverstärkung mit Aktor-Sensor-Nichtkollokation sogar ein besseres Dämpfungsverhalten erreicht werden kann als mit Kollokation.

Das Verhältnis Aktor-/Störkraft unterscheidet sich bei allen vier aktiven Szenarien kaum, während das Verhältnis Aktorhub/Störkraft bei hoher Regelverstärkung und Nichtkollokation erwartungsgemäß am geringsten ist.

Bei der breitbandigen Korrektur/Kompensation mittels PID-Regler wird im Fall der Sensor-Aktor-Nichtkollokation mit der gewählten Modellparametrierung die Stabilitätsgrenze nicht erreicht. Es können im gesamten Frequenzbereich signifikante Effekte erzielt werden, die auch besser ausfallen als bei Kollokation. Das gilt in weiten Teilen auch für die Verhältnisse von Aktor-/Störkraft und Aktorhub/Störkraft, sodass hier im Gegensatz zu den beiden vorhergehenden Integrationsszenarien Sensor-Aktor-Nichtkollokation zu bevorzugen wäre.

5.6.5 Eingriffsstrategien für wegerregte mechanische Systeme

Stöße und Schwingungen des Hallenbodens können auf WZM übertragen werden und dort Eigenfrequenzen anregen oder zu trägheitsbedingten Verformungen führen, die insbesondere bei Feinbearbeitungsprozessen zu Oberflächenfehlern am Werkstück führen können. Eine häufig angewendete Methode zur Verringerung der Auswirkungen derartiger Störungen ist die Isolation von Fundamenten oder Maschinen (Empfängerisolation) mittels mechanischer Isolatoren. Aufgrund einiger Nachteile derartiger Lösungen, die im Kap. 6.2.1 noch näher dargestellt werden, ist der Einsatz von AMS eine mögliche Alternative. Nachfolgend werden an vier ausgewählten Beispielen funktionale Eigenschaften und wichtige Aktorparameter diskutiert. Hierfür soll nachfolgend unter passiver Isolation eine mechanisch realisierte Isolation und unter aktiver Isolation eine mechatronisch realisierte Isolation verstanden werden.

5.6.5.1 Seriell-strukturintegrierter Aktor mit starrer Maschine

Am in **Bild 68** dargestellten vereinfachten Modell einer starren Maschine mit einem seriell integrierten mechanischen Isolator werden die Effekte zweier Reglertypen dargestellt. Zur Verringerung der Resonanzüberhöhung durch die angenommene Aufstelleigenfrequenz wird durch ein AMS die Dämpfung eines passiven Isolators aktiv erhöht. Man erkennt am Bodediagramm, dass die Resonanzüberhöhung mit steigen-

der Regelverstärkung signifikant verringert werden kann. Für eine angenommene frequenzunabhängige Bodenschwingungsamplitude von $u=0,1$ mm ergeben sich die in **Bild 68** links dargestellten Aktorkräfte und -hübe.

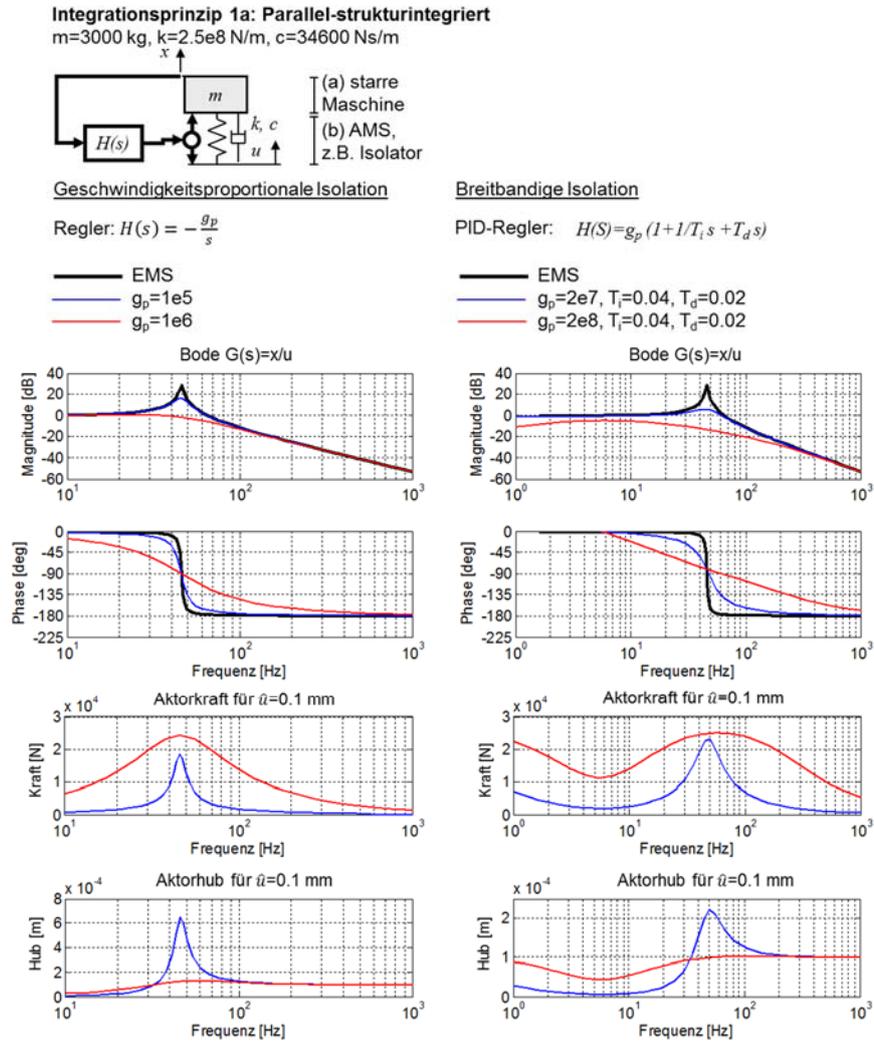


Bild 68: Aktive Isolation einer starren Maschine

Um auch unterhalb der Aufstelleigenfrequenz eine Isolationswirkung zu erzielen, sind in **Bild 68** rechts für das ansonsten gleiche System die Effekte für die Verwendung eines PID-Reglers dargestellt. Man erkennt an der Bode-Darstellung, dass bei entsprechender Regelverstärkung dieses Ziel erreicht werden kann. Oberhalb der Eigenfrequenz erkennt man am Absinken der Aktorkraft die Zunahme der passiven Isolationswirkung.

5.6.5.2 Seriell-strukturintegrierter Aktor mit elastischer Maschine

Am in **Bild 69** dargestellten vereinfachten Modell einer elastischen Maschine werden die Effekte zweier Aktorintegrationsszenarien in Verbindung mit PID-Reglern betrachtet, um eine breitbandige Isolationswirkung zu erzielen. In **Bild 69** links ist ein Szenario dargestellt, bei dem der aktive Isolator direkt vor der Prozessstelle und damit der elastischen Maschinenstruktur nachgeordnet ist, was prinzipiell mit Spindel- oder Werkzeughaltern realisiert werden könnte.

Man erkennt am Bodediagramm, dass bei entsprechender Regelverstärkung das Ziel grundsätzlich erreicht, jedoch analog Kap. 5.6.4.3 die Maschineneigenfrequenz kaum bedämpft wird, sondern eine Amplitudengangverschiebung bzw. Phasenwinkelvergrößerung im Sinne einer Korrektur erfolgt.

Für eine angenommene frequenzunabhängige Bodenschwingungsamplitude von $u=0,1$ mm ergeben sich im stationären Zustand die in **Bild 68** links dargestellten Aktorkräfte und -hübe.

Das in **Bild 69** rechts dargestellte Szenario beschreibt das in **Bild 68** rechts dargestellte Szenario mit aktiver Maschinenaufstellung, jedoch unter Berücksichtigung einer Maschinenelastizität. An der Bode-Darstellung erkennt man, dass bei entsprechender Regelverstärkung eine breitbandige Verbesserung der Isolationswirkung und eine deutliche Verringerung der Resonanzüberhöhung erreicht werden kann. Ein ähnliches Szenario wird auch anhand eines Anwendungsbeispiels in Kap. 6.3 näher analysiert.

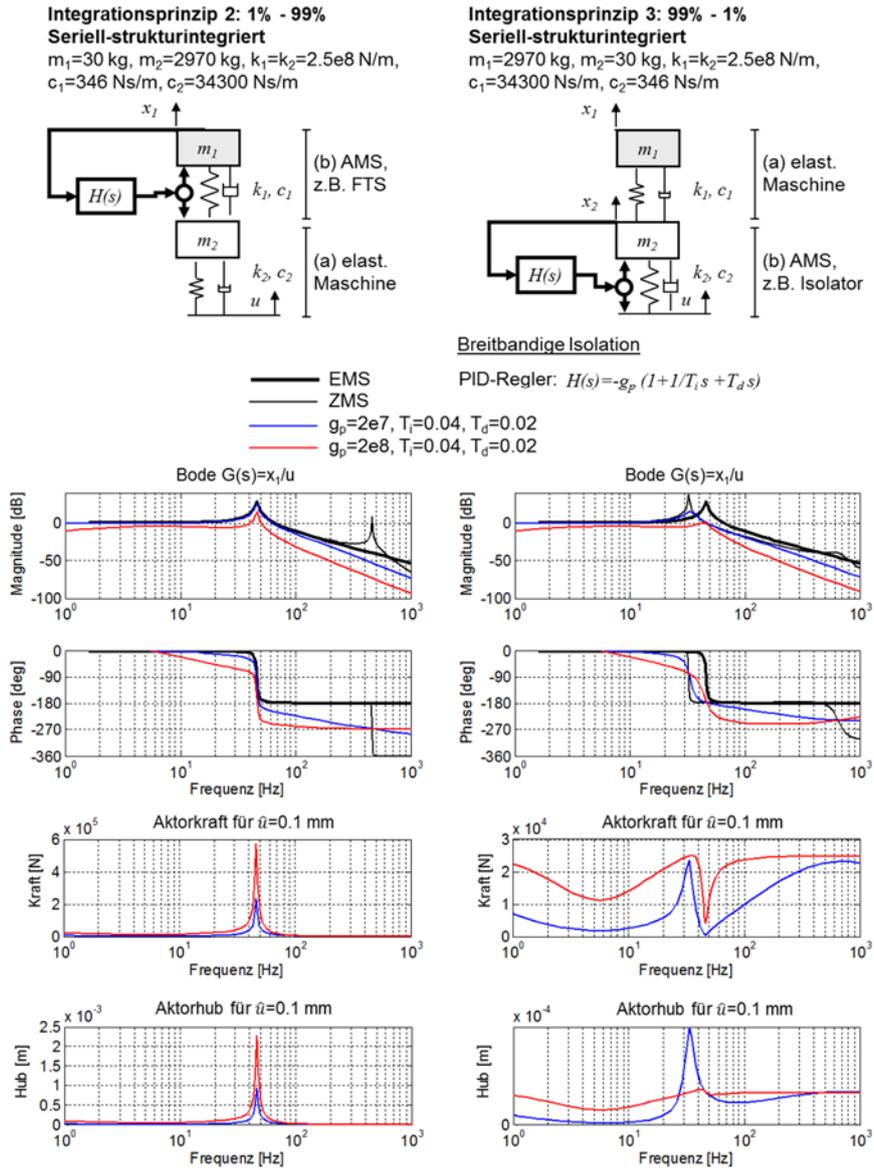


Bild 69: Aktive Isolation mittels seriell-strukturintegriertem Aktor

5.6.6 Eingriffsstrategien für Servoachsen mit mechanischen Elastizitäten

Wie in vielen Veröffentlichungen (z.B. [13][14][239][240], s.a. Kap. 4.3.3) ausführlich diskutiert wurde, bestimmen mechanische Elastizitäten im Antriebsstrang maßgeblich die erreichbare Führungsbandbreite von Servoachsen. Es wurde auch gezeigt, dass sich auch durch die Erhöhung der mechanischen Dämpfung lastseitiger Elastizitäten in begrenztem Maße die Verstärkungsfaktoren (insb. der K_p -Faktor) erhöhen lassen. Nachfolgend soll deshalb dargestellt werden, wie sich die Dämpfung lastseitiger Elastizitäten durch AMS erhöhen lässt. Die allgemeine Vorgehensweise bei den Analysen ist es, im ersten Schritt bei einem nach [239] dämpfungsoptimal eingestellten Vorschubsystem die Geschwindigkeitsverstärkung K_p um einen Faktor 3 ... 5 zu erhöhen, was zu einem Überschwingen im Führungsfrequenzgang führt. Danach wird die AMS-Regelverstärkung soweit erhöht, bis der Führungsfrequenzgang wieder überschwingungsfrei ist.

5.6.6.1 Aktive Beeinflussung der lastseitigen Elastizität mittels parallelstrukturintegriertem Aktor

Das in **Bild 70** dargestellte Integrationsszenario entspricht weitestgehend dem in Kap. 5.6.4.1 betrachteten Szenario. Wie man am Führungsfrequenzgang erkennen kann, führt die Erhöhung der Geschwindigkeitsverstärkung K_p um den Faktor 5 zu einer deutlichen und unzulässigen Amplitudenüberhöhung. Diese lässt sich durch aktive Dämpfung wieder unterdrücken. Mit den gewählten Parametern ergibt sich sogar noch die Möglichkeit, den K_p -Faktor um mehr als das Doppelte zu erhöhen. Daraus ergibt sich eine deutliche Erhöhung der Führungsbandbreite sowie eine Verbesserung des Störverhaltens. Die jeweils zugehörigen Amplitudengänge von Aktorkraft, Aktorhub und Vorschubkraft sind in **Bild 70** dargestellt, wobei hier für Führungs- und Störgröße des Vorschubsystems konkrete Werte gewählt wurden, um ein besseres Verständnis für Absolutwerte von Aktorkraft, Aktorhub und Vorschubkraft zu vermitteln.

An den Amplitudengängen der Vorschubkraft ist gut zu erkennen, wie sich eine schlechte Reglerparametrierung insbesondere im Bereich der mechanischen Eigenfrequenz auswirkt. Auffällig ist ebenfalls, dass sich die Erhöhung des K_p -Faktors nur beim Führungsverhalten deutlich auf die notwendigen Aktorkräfte und -hübe auswirkt, jedoch kaum beim Störverhalten.

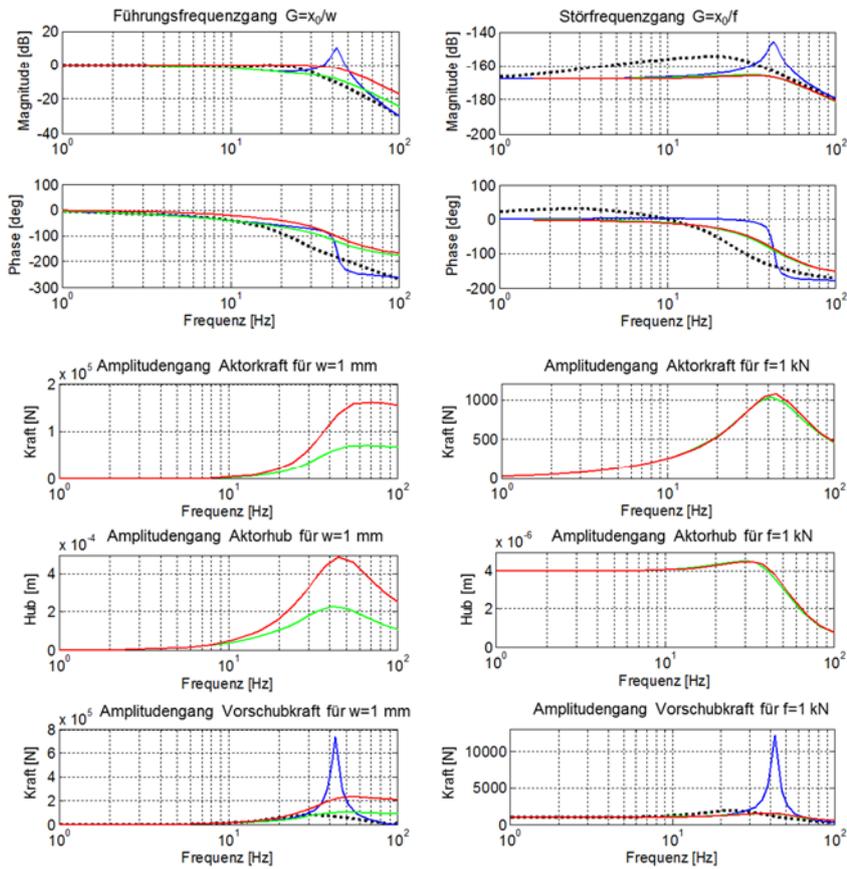
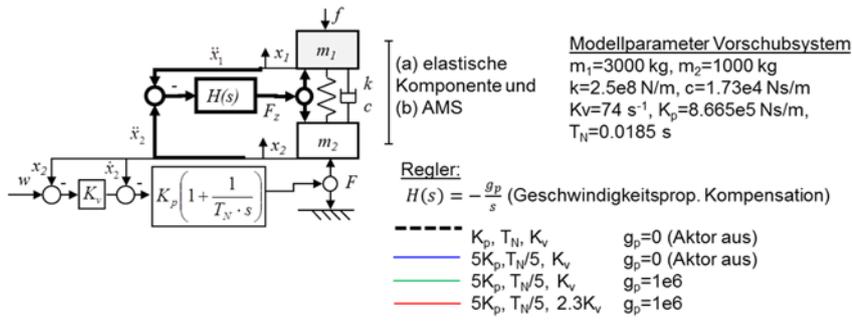


Bild 70: Aktive Beeinflussung der lastseitigen Elastizität einer Servoachse mittels parallelstrukturintegriertem Aktor

5.6.6.2 **Aktive Beeinflussung der lastseitigen Elastizität mittels Inertialmasseaktor**

Das in **Bild 71** dargestellte Integrationsszenario entspricht weitestgehend dem in Kap. 5.6.4.2 betrachteten Szenario, wobei hier der Inertialmasseaktor als zusätzliches schwingungsfähiges System berücksichtigt wird, da neben dem Störverhalten zusätzlich auch das Führungsverhalten des Vorschubsystems betrachtet werden soll.

Damit der Aktor nicht der Vorschubbewegung entgegenwirkt, wurde die Sensorik so gewählt, dass nur die Schwingung der Mechanik erfasst wird.

Grundsätzlich zeigt sich, dass auch mit Inertialmasseaktoren die Regelstreckendämpfung erhöht werden kann. Auffällig ist das Gebiet um die 10 Hz, das der Eigenfrequenz des unregulierten Aktors entspricht. Diese wird natürlich bei entsprechender Sollwertvorgabe des Vorschubs zu Schwingungen angeregt (Tilgereffekt). Mit der gewählten Parametrierung wirkt sich das zwar kaum auf das Führungsverhalten aus. Trotzdem wäre durch detailliertere Analysen zu prüfen, ob eine derartige Lösung praktisch realisierbar ist.

Die jeweils zugehörigen Amplitudengänge von Aktorkraft, Aktorhub und Vorschubkraft sind in **Bild 71** dargestellt, wobei hier für Führungs- und Störgröße konkrete Werte gewählt wurden, um ein besseres Verständnis für Absolutwerte von Aktorkraft, Aktorhub und Vorschubkraft zu vermitteln.

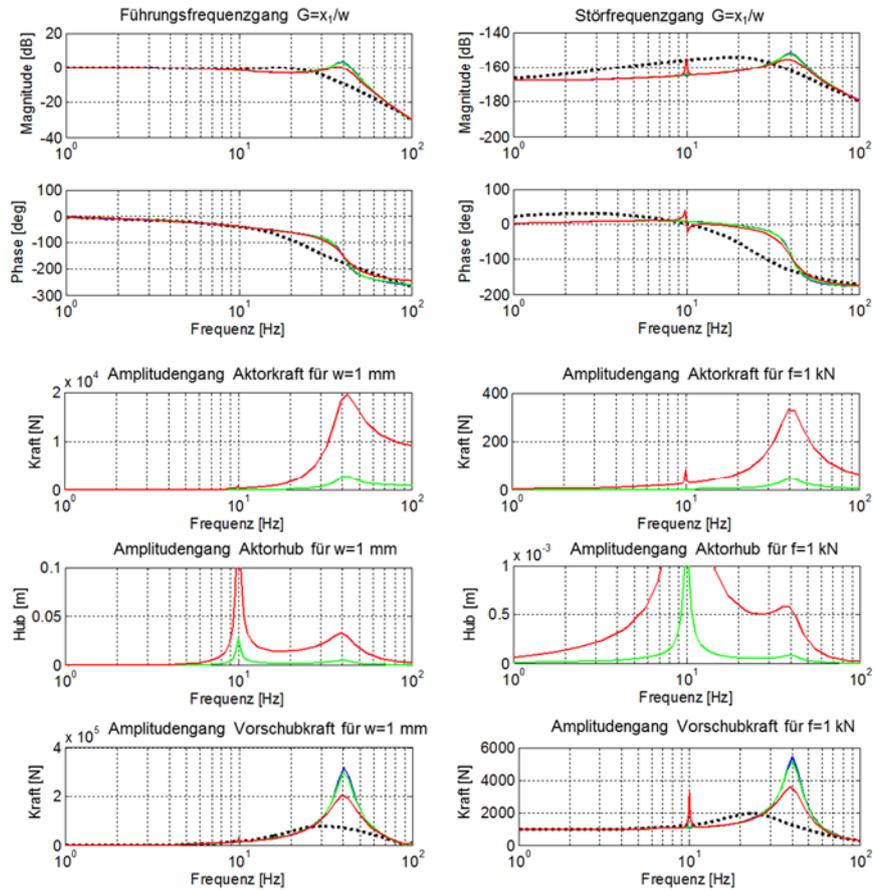
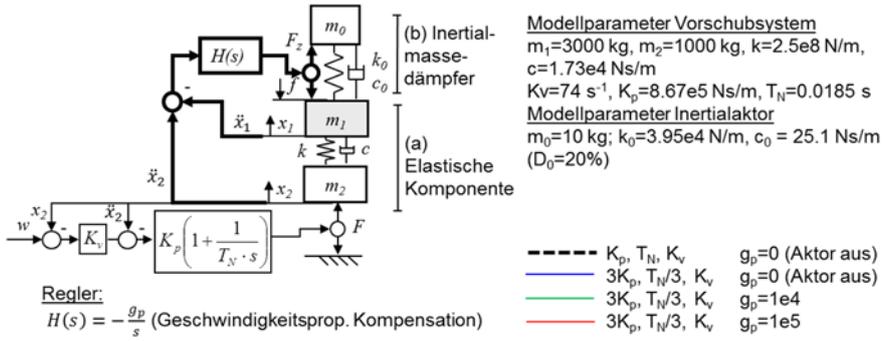


Bild 71: Aktive Beeinflussung der lastseitigen Elastizität einer Servoachse mittels Inertialmasseaktor

5.6.6.3 **Aktive Beeinflussung der lastseitigen Elastizität mittels seriell-strukturintegriertem nachgeordnetem Aktor**

Das in **Bild 72** dargestellte Integrationsszenario entspricht weitestgehend dem in Kap. 5.6.4.5 betrachteten Szenario (z.B. elektromechanisches Vorschubsystem mit elastischem Gewindetrieb, kompaktem Tischschlitten und AMS nach [236]).

Aufgrund der zweiten Elastizität konnte am Ausgangssystem nur ein K_v -Faktor von 57 s^{-1} eingestellt werden. Wie man am Führungsfrequenzgang erkennen kann, führt die Erhöhung der Geschwindigkeitsverstärkung K_p um den Faktor 5 zu einer deutlichen und unzulässigen Amplitudenüberhöhung. Diese lässt sich durch das AMS wieder unterdrücken. Mit den gewählten Parametern ergibt sich hier ebenfalls noch die Möglichkeit, den K_v -Faktor um fast das Doppelte zu erhöhen. Daraus ergibt sich eine sichtbare Erhöhung der Führungsbandbreite sowie eine Verbesserung des Störverhaltens.

Die jeweils zugehörigen Amplitudengänge von Aktorkraft, Aktorhub und Vorschubkraft sind in **Bild 72** dargestellt, wobei hier für Führungs- und Störgröße konkrete Werte gewählt wurden, um ein besseres Verständnis für Absolutwerte von Aktorkraft, Aktorhub und Vorschubkraft zu vermitteln.

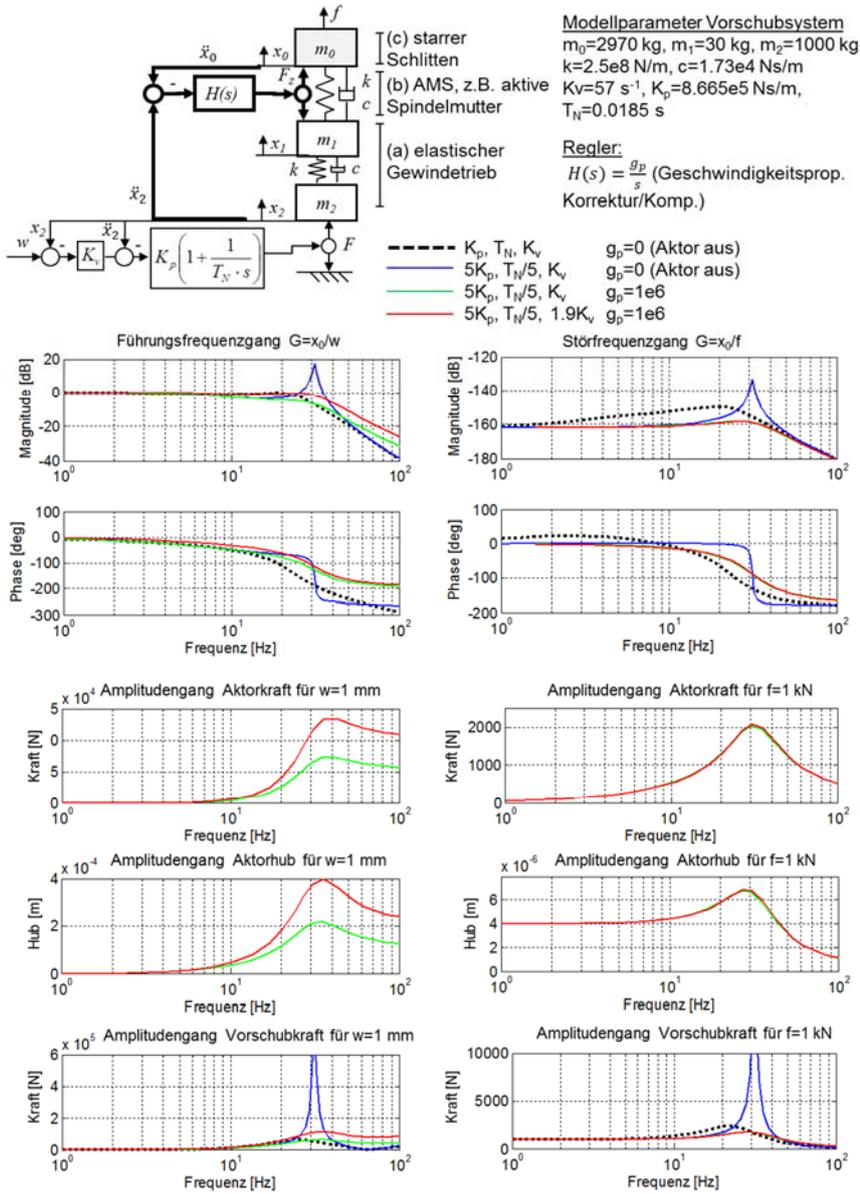


Bild 72: Aktive Beeinflussung der lastseitigen Elastizität einer Servoachse mittels seriell-strukturintegriertem nachgeordnetem Aktor

5.6.6.4 Aktive Erhöhung der Eigenfrequenz der lastseitigen Elastizität mittels parallel-strukturintegriertem Aktor

Der Einfluss der Eigenfrequenz lastseitiger Elastizitäten auf die Reglerparametrierung von Vorschubsystemen wurde u.a. von Groß [64] analysiert und ist auch in Kap. 4.3.3.2 exemplarisch dargestellt. Die mechanische Eigenfrequenz besitzt außerdem einen proportionalen Einfluss auf die dämpfungsoptimale Parametrierung des Geschwindigkeitsreglers nach [239], siehe auch Formel (17). Anhand des in **Bild 73** dargestellten AMS-Integrationsszenarios können die Effekte einer aktiven Erhöhung der regelungsrelevanten Eigenfrequenz gezeigt werden. Aufgrund der hier als Regler für das AMS gewählten direkten Positionsrückführung wirkt das AMS analog der mechanischen Steifigkeit, sodass sich mit $g_p = 3k$ die Gesamtsteifigkeit vervierfacht und damit die mechanische Eigenfrequenz verdoppelt. Damit ergibt sich nach [239] auch eine Verdopplung der Geschwindigkeitsverstärkung K_p .

Die Auswirkungen des beschriebenen AMS sind gut in **Bild 73** an einer Verdopplung der Führungsbandbreite und einer deutlichen Verbesserung des Störverhaltens zu sehen, wenn die Regelparameter des Vorschubsystems entsprechend angepasst worden sind. Die jeweils zugehörigen Amplitudengänge von Aktorkraft, Aktorhub und Vorschubkraft sind ebenfalls dargestellt, wobei auch hier für Führungs- und Störgröße konkrete Werte gewählt wurden.

Anders als bei der aktiven Dämpfung wirken sich Veränderungen bei der Reglerparametrierung des Vorschubsystems sowohl beim Führungs- als auch beim Störverhalten deutlich auf die notwendigen Aktorkräfte und -hübe aus.

Erwartungsgemäß wirkt sich eine höhere Führungsbandbreite des Vorschubsystems bei konstanter Sollwertvorgabe auch auf die maximale Vorschubkraft aus, die aufgrund des Masseträgheitseinflusses quadratisch mit der Frequenz bis etwa zum Erreichen der Bandbreitengrenze zunimmt.

Die jeweils zugehörigen Amplitudengänge von Aktorkraft, Aktorhub und Vorschubkraft sind in **Bild 73** dargestellt, wobei hier für Führungs- und Störgröße konkrete Werte gewählt wurden, um ein besseres Verständnis für Absolutwerte von Aktorkraft, Aktorhub und Vorschubkraft zu vermitteln.

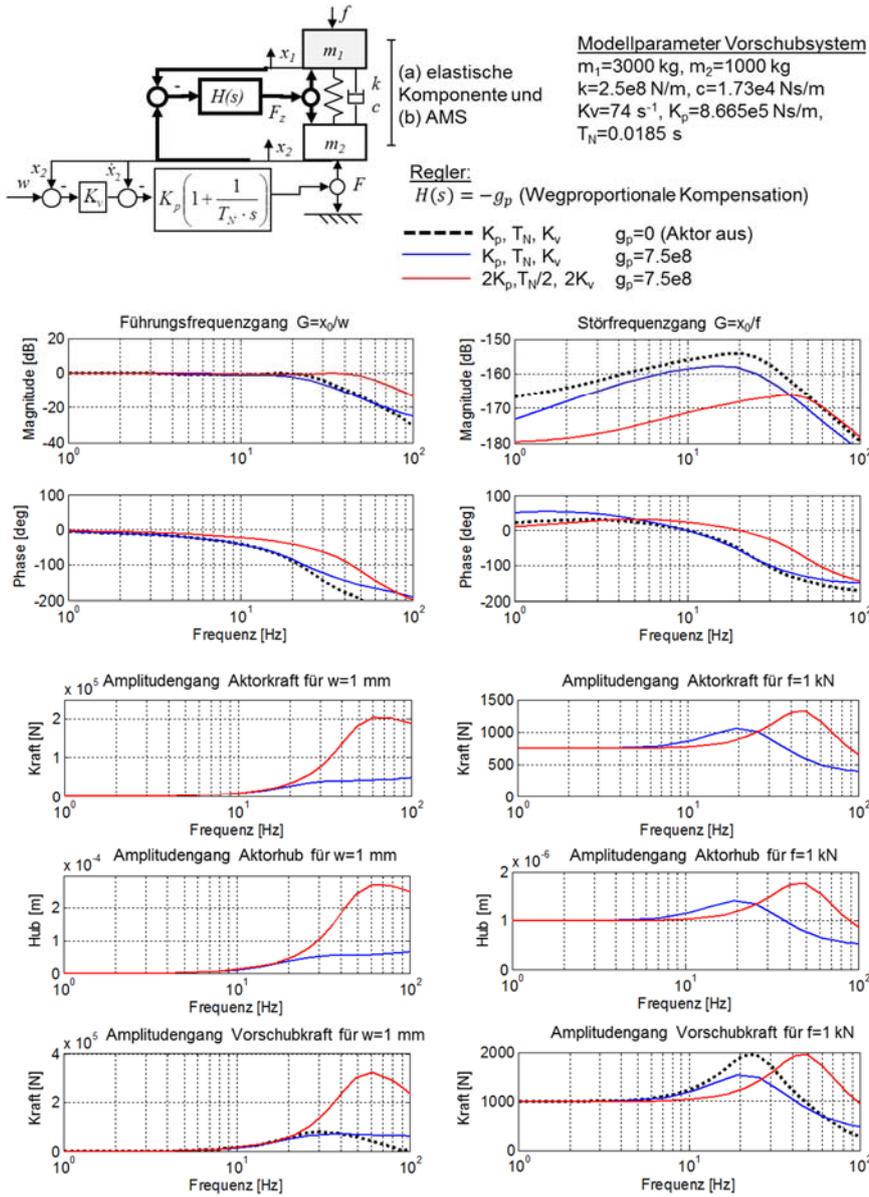


Bild 73: Aktive Erhöhung der Eigenfrequenz der lastseitigen Elastizität einer Servoachse mittels parallel-strukturintegriertem Aktor

5.6.6.5 Redundantes Antriebssystem mit unabhängiger Sollwertvorgabe

Nachfolgend soll anhand zweier Beispiele dargestellt werden, wie sich die Führungsbandbreite durch redundante Antriebe erhöhen lässt. Dabei ist es essentiell, das AMS nach der die Bandbreite begrenzenden Elastizität anzuordnen bzw. muss der Übertragungsstrang zwischen AMS-Aktor und interessierendem Punkt (z.B. TCP) eine höhere Eigenfrequenz als das Ausgangssystem aufweisen. Nur so kann das Aktorsignal über einen größeren Frequenzbereich verlustarm auf den interessierenden Punkt übertragen und damit die Gesamtführungsbandbreite erhöht werden. Gleichzeitig sollte die durch das AMS zu bewegendende Masse bzw. die dynamisch zu realisierende Bewegungsamplitude möglichst minimal gehalten werden, da sich beide Aspekte direkt auf die notwendigen maximalen Aktorkräfte auswirken, aber auch zu einer Rückwirkung auf das Grundsystem führen. Das u.a. in Kap. 5.6.4.3 (seriell-strukturintegriertes nachgeordnetes Stellglied, Masseverhältnis 1:99) vorgestellte Integrationsszenario entspricht diesen Vorgaben am ehesten.

Zur Ansteuerung der redundanten Zusatzachse (ZA) existieren zwei wesentliche Ansätze. Der am häufigsten umgesetzte Ansatz ist die von der Grundachse (GA) weitestgehend unabhängige Ansteuerung, wie es z.B. bei den meisten aktiven Werkzeugen (z.B. FTS), der Schwingungsüberlagerung oder Pinolen angewendet wird (s.a. Kap. 2.2 Stand der Technik bei AMS). Die GA übernimmt dabei im Regelfall die globale Bahnbewegung oder Positionierung und das AMS führt lokale Bewegungen aus.

Der zweite Ansatz sind voneinander abhängige Steuerungskonzepte, wobei hierfür wiederum verschiedene Lösungen entwickelt wurden. Eine der komplexesten Anwendungen ist sicherlich das in Kap. 2.2.2, **Bild 7** vorgestellte Prinzip der Aufteilung der Gesamtbewegung der X-Achse auf die Grund- und die redundante Achse in einem 5-Achs-BAZ für den Großwerkzeug- und Formenbau [84]. Die Bewegungszерlegung erfolgt offline bei der NC-Pfadgenerierung [177].

Nachfolgend sollen beide Steuerungskonzepte an jeweils einem Beispiel dargestellt werden, wobei beim abhängigen Steuerungskonzept auf eine vereinfachte Variante der Bewegungszерlegung zurückgegriffen wird.

Das in **Bild 74** dargestellte Integrationsprinzip entspricht einer zur elastischen GA hinzugefügten redundanten ZA (z.B. FTS). Die ZA wurde als Feder-Masse-Dämpfer-System (ZA mit Festkörpergelenken im Sinne eines Adaptronik-Ansatzes) aus der Masse m_1 der GA extrahiert ($m_0 + m_1 = 3.000 \text{ kg} = \text{konst.}$) und die Steifigkeit so gewählt, dass die zweite mechanische Eigenfrequenz auch bei vorgenommener Massevariation ($m_0 = 10, 100, 1.000 \text{ kg}$) jeweils ca. 200 Hz beträgt und damit deutlich oberhalb der ersten mechanischen Eigenfrequenz von ca. 92 Hz liegt. Auf die Darstellung

der prinzipiellen Möglichkeit, die ZA ohne Feder-Dämpfer-System anzubinden, wie es z.B. bei Verwendung von Direktantrieben vereinfacht der Fall wäre, wird an dieser Stelle nicht eingegangen.

Das Verhalten des oben beschriebenen Antriebsystems mit der zusätzlichen mechanischen Elastizität der ZA wurde in Kap. 4.3.3.4 vorgestellt, dort jedoch ohne Regelung der ZA sowie mit anderen Parametern.

Die Regelungsstruktur der ZA wurde analog der GA als kaskadierter Vorschubregelkreis angenommen. Die ZA erhält dabei eine von der GA unabhängige Sollwertvorgabe w_z , und es wird die Relativbewegung ($x_0 - x_1$) gemessen.

Die Einstellung der Regelparameter der ZA wurde manuell vorgenommen, sodass sich die Führungs- und Störfrequenzgänge der ZA für verschiedene Massen m_0 nach **Bild 74** ergeben.

Bei alleiniger Betrachtung der ZA (GA in Lageregelung, $w = 0$) wurde jeweils die Relativverschiebung $x_0 - x_1$ zur Bewertung herangezogen. Zu Vergleichszwecken ist noch das Verhalten der GA als Zweimassensystem ohne ZA dargestellt (Modell analog **Bild 43**).

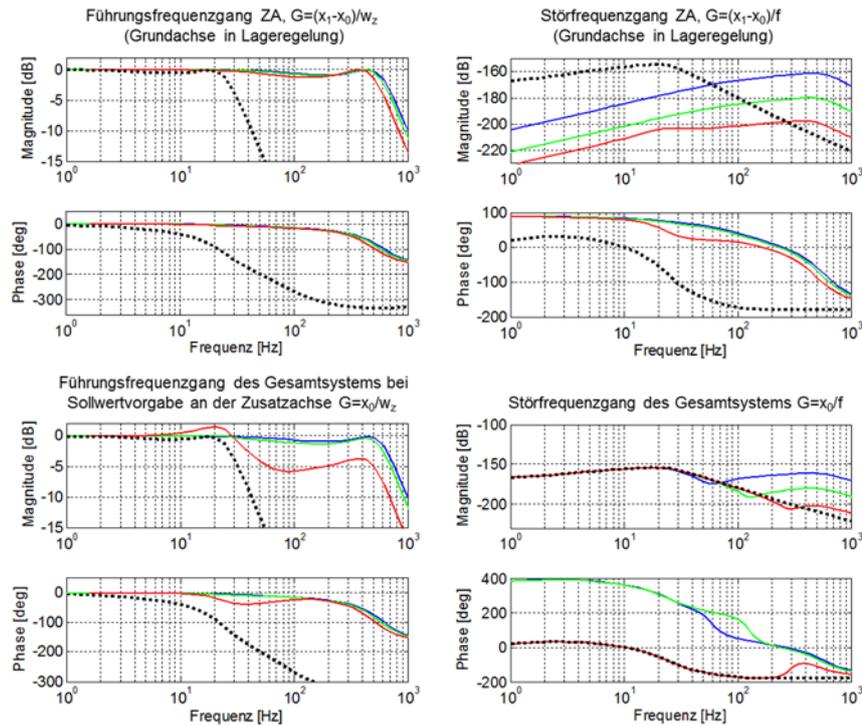
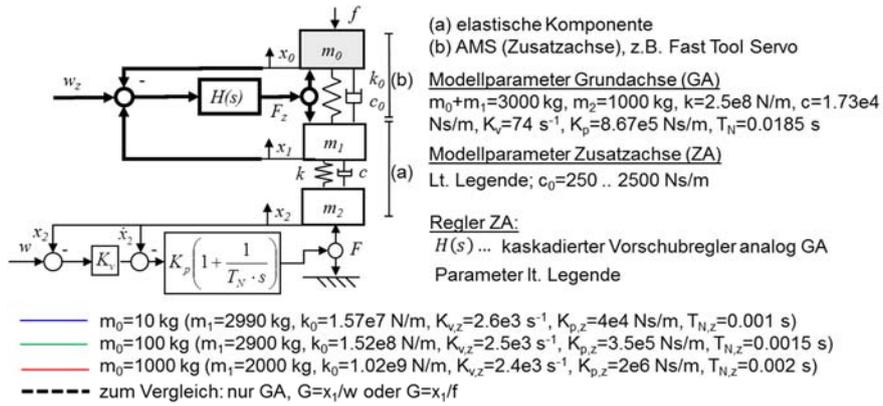


Bild 74: Redundantes Vorschubsystem mit unabhängiger Sollwertvorgabe

Bei alleiniger Betrachtung der ZA erkennt man im Vergleich zur GA im Sinne der Zielstellung signifikant höhere Führungsbandbreiten sowie besseres Störverhalten der ZA.

Ein etwas anderes Bild ergibt sich jedoch, wenn man nun das Gesamtsystemverhalten betrachtet. In diesem Fall befindet sich die GA abermals in Lageregelung ($w = 0$), ausgewertet wird diesmal jedoch die Absolutverschiebung an x_0 . Hier erkennt man in **Bild 74** am Führungsfrequenz des Gesamtsystems, dass es mit steigender Masse m_0 zu einem unzulässigen Überschreiten der 0 dB-Linie kommt. Danach fällt der Führungsfrequenzgang bei hoher ZA-Masse ($m=1.000$ kg) schnell deutlich unter die 0 dB-Linie, sodass in der Summe praktisch keine Erhöhung der Gesamtführungsbandbreite erreicht wird, sondern vielmehr sogar eine Verschlechterung. Grund für das Überschreiten der 0 dB-Linie sind im Wesentlichen die Reaktionskräfte der ZA, die als Störkräfte auf die GA wirken. Da bei derartigen redundanten Systemen das Störverhalten der GA und das Führungsverhalten der ZA miteinander kombiniert werden, kann es zum Überschwingen der GA und damit des Gesamtsystems kommen, da die GA versucht, die Reaktions(stör)kräfte der ZA auszuregulieren. In **Bild 75** ist diese Problematik nochmals im Zeitbereich bei sprungförmiger Sollwertvorgabe an der ZA dargestellt.

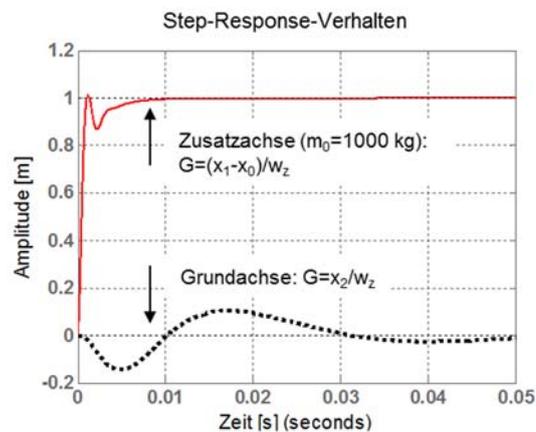


Bild 75: Separate Antworten von Zusatzachse und Grundachse bei sprungförmiger Sollwertvorgabe an der Zusatzachse (beide Achsen gekoppelt)

Grundsätzlich zeigt sich, dass mit redundanten Vorschubsystemen die Führungsbandbreite lokal signifikant erhöht werden kann, insbesondere wenn die Masse der ZA sehr klein im Vergleich zur GA gewählt wird.

5.6.6.6 Redundantes Antriebssystem mit Regelabweichung der Grundachse als Sollwertvorgabe für Zusatzachse

Das in **Bild 74** dargestellte Integrationsprinzip entspricht beispielsweise einem zur elastischen GA hinzugefügten FTS als redundante ZA analog Kap. 5.6.6.5. Als Sollwertvorgabe für die ZA dient hier jedoch die Regelabweichung der GA. Motivation hierfür ist die These, dass eine hochdynamische ZA die Regelabweichung einer trägen GA deutlich schneller und über die Bandbreitengrenze der GA hinausgehend ausregeln kann. Damit soll die Gesamtsystemregelabweichung insbesondere oberhalb der Bandbreitengrenze der GA verkleinert und damit die Gesamtsystemführungsbandbreite erhöht werden.

Da bei der GA ein indirektes Messsystem an x_2 verwendet wird, bietet sich die direkte Verwendung der Regelabweichung der GA (**Bild 76**: grüner Signalpfad) als Sollwertvorgabe w_z für die ZA an.

Der sich ergebende Führungs- und Störfrequenzgang ist in **Bild 76** mit grüner Farbe dargestellt. Zu Vergleichszwecken sind zusätzlich noch separat die ZA und die GA abgebildet. Man erkennt im Führungsfrequenzgang sowohl ein deutliches unzulässiges Überschwingen über die 0 dB-Linie als auch kurz darauf einen Einbruch, was sich nur unwesentlich durch geänderte Regelparameter sowohl von GA als auch ZA verändern lässt. Ursache hierfür ist der schon recht große Phasenwinkel der GA in der Nähe ihrer Bandbreitengrenze.

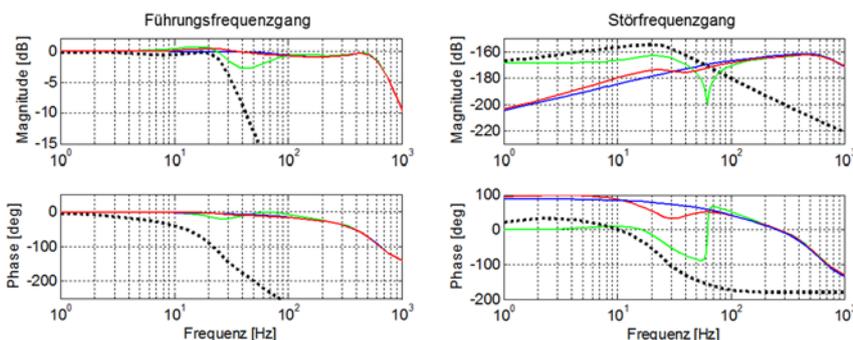
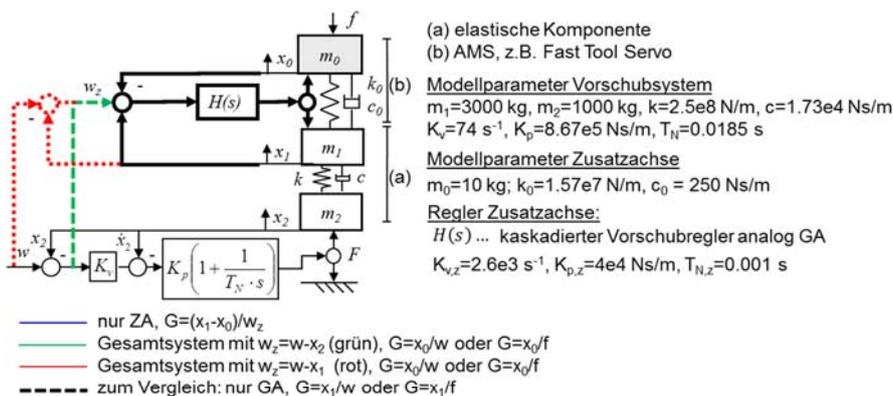


Bild 76: Redundantes Vorschubsystem mit Regelabweichung der Grundachse als Sollwertvorgabe für die Zusatzachse

Eine deutliche Verbesserung im Führungs- und auch Störverhalten ergibt sich, wenn man die Sollwertvorgabe w_z für die ZA aus der Differenz der Sensorbasis der ZA (x_1) und der Sollwertvorgabe w bildet (**Bild 76**: roter Signalpfad). Allerdings muss hier auf die praktisch möglicherweise auftretenden Probleme bei der Realisierung eines Sensors an x_1 hingewiesen werden (z.B. Maschinenständer mit Biegeschwingung). Wird jedoch sowieso ein direktes Messsystem für die Positionsrückführung verwendet (**Bild 41** b: Teilkollokation, z.B. Tischnschlitten mit Gewindetrieb), erscheint eine Umsetzung des beschriebenen Sensorkonzepts auch praktisch möglich. Jedoch ist ein leichtes Überschwingen im Führungsfrequenzgang nach wie vor vorhanden. Auch hierfür wird der Phasenwinkel zwischen GA und ZA eine wesentliche Ursache sein.

5.7 Zusammenfassung und Ableitungen von Auswirkungen auf den Entwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen und additiven mechatronischen Systemen

Dem kontinuierlichen Bestreben folgend, die Funktionalität von WZM immer weiter zu verbessern, wurden im Rahmen der Arbeit AMS als eine mögliche Option zum Erreichen dieser Zielstellung hinsichtlich verschiedener Aspekte diskutiert. Bevor konkrete technische Lösungen entwickelt werden (Kap. 0), ist sowohl aus funktionaler als auch technischer und ökonomischer Sicht die Gesamtheit des Lösungsraums möglichst frühzeitig zielführend einzuschränken. Aus WZM-Entwicklersicht erscheint es dabei als notwendig, sich in einem ersten Schritt Klarheit über die zu erreichende funktionale Zielstellung der WZM-Entwicklung (Kap. 1), die funktionalitätsbestimmenden Parameter mechanischer Komponenten (Kap. 4.2) und der Mechanik in Antriebssystemen (Kap. 4.3) sowie die sich jeweils allgemein daraus ergebenden potenziellen Eingriffsmöglichkeiten in das Grundsystem WZM zu verschaffen.

In Kap. 5 wurden verschiedene AMS-Kriterien (u.a. Funktionen, Funktionsprinzipien, Systemintegrationsszenarien) systematisierend diskutiert. Danach erfolgte in Kap. 5.6 anhand eines vereinfachten funktionalitätsorientierten Modellierungsansatzes, welcher der großen Vielfalt der AMS-Lösungen Rechnung trägt, die vergleichende Analyse verschiedener AMS-Prinzipien als auch Integrationsszenarien. Damit wurden dem WZM-Entwickler eine allgemeine Vorgehensweise sowie ausgewählte Bewertungswerkzeuge vorgeschlagen, um AMS in der frühen Phase des Entwicklungsprozesses von WZM – z.B. in der Konzeptphase – systematisch als eine weitere Lösungsalternative berücksichtigen zu können. Gleichzeitig können erste Randbedingungen für die Auswahl oder Entwicklung von AMS wie notwendige Aktorkräfte, -hübe und -bandbreiten sowie prinzipielle Sensorik- und Regelungsstrategien abgeschätzt werden.

Nimmt man das V-Modell zur Entwicklung mechatronischer Systeme nach der VDI 2206 [209] als Basismethodik für Entwicklung von WZM an, können aus der Erkenntnissen der vorangegangenen Kapiteln ausgewählte Aspekte detailliert werden, ohne jedoch das V-Modell an sich in Frage zu stellen. Abgeleitet aus den Eingriffsstrategien für AMS in WZM (Auswahl an Eingriffsstrategien: Kap. 5.6.3-5.6.6)) ergeben sich zwei grundsätzliche Stellen im V-Modell, an denen eine Präzisierung sinnvoll ist. Sie ist abhängig von der betrachteten Systemgrenze, innerhalb derer ein AMS wirkt.

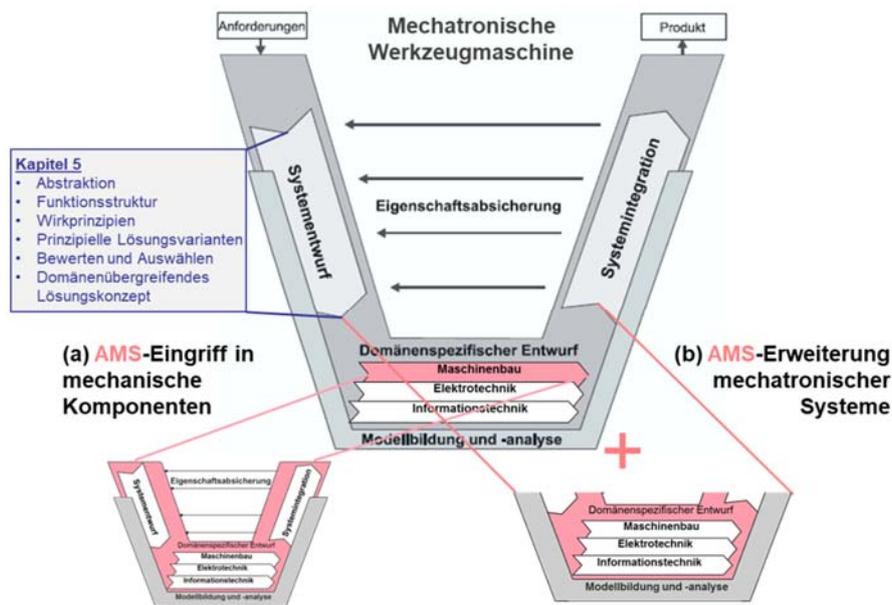


Bild 77: Berücksichtigung additiver mechatronischer Systeme in der auf die Entwicklung mechatronischer WZM angewendeten VDI 2206

Erfolgt der AMS-Eingriff mit dem Ziel, die Funktionalität einer Domäne (hier: die Mechanik bzw. Maschinenbaudomäne) eines mechatronischen Systems zu verbessern, wird aus dem ehemals passiven System ein aktives (sprich: unterlagertes mechatronisches) System. Das muss in der Folge konsequenterweise ebenfalls wieder in die drei unterlagerten Domänen unterteilt und ingenieurtechnisch getrennt behandelt werden. Siehe hierzu **Bild 77**, Aspekt (a).

Wird hingegen ein AMS mit dem Ziel integriert, die Funktionalität eines mechatronischen (Sub-)Systems in seiner Gesamtheit nicht zu verändern, sondern durch Parallel- oder Reihenschaltung additiv zu ergänzen, dann erweitert sich das im Systementwurf zu definierende Gesamtsystem in der Konsequenz um ein weiteres mechatronisches System. Siehe hierzu **Bild 77**, Aspekt (b).

Neben den beiden Präzisierungen sollen noch die in Kap. 5 diskutierten Eingriffsstrategien und die vereinfachten funktionalitätsorientierten Beschreibungsmethoden zur vergleichenden Analyse verschiedener AMS-Prinzipien als auch Integrationszenarien eingeordnet werden. Im Sinne der VDI 2206 sind diese der Phase des Systementwurfs zuzuordnen. Insbesondere die als primär zu bezeichnenden einfachen

Modelle erlauben u.a. eine Abstraktion der Problemstellung und die Bewertung prinzipieller Lösungsvarianten. Damit soll der Entwicklungsingenieur bei der Entwicklung eines prinzipiellen domänenübergreifenden Lösungskonzepts für mechatronische WZM mit AMS unterstützt werden.

6 Anwendungsbeispiele

6.1 Übersicht

Ziel des Kapitels ist es, die vorgeschlagene Vorgehensweise zur frühzeitigen Einschränkung des Lösungsraums und damit zur Kanalisierung zielführender Lösungen für die Funktionalitätsverbesserung von WZM mit AMS zu validieren, simulativ und teilweise auch experimentell zu verifizieren und Grenzen zu diskutieren.

Hierfür erfolgt anhand dreier Anwendungsbeispiele nach einer kurzen Erläuterung der jeweiligen Zielstellung im ersten Schritt die Festlegung einer Eingriffsstrategie unter Anwendung der Vorgehensweise aus Kap. 5. Danach werden die Modellierungstiefe der WZM und des AMS gegenüber den stark vereinfachten Darstellungen schrittweise erhöht und ausgewählte Berechnungs- oder Simulationsergebnisse vergleichend gegenübergestellt. Für die Modellierung der WZM werden teilweise experimentell ermittelte Modaldaten herangezogen und damit gezeigt, wie eine praxisnahe Parametrierung der vereinfachten WZM-Modelle erfolgen kann. Schlussendlich erfolgt teilweise eine experimentelle Verifizierung der Berechnungs- oder Simulationsergebnisse. Als Anwendungsbeispiele dienen die aktive Schwingungsisolation, die Realisierung eines hochdynamischen Festklopfprozesses und die aktive Schwingungsdämpfung.

Die gewählte Vorgehensweise ist in Bild 78 zusammengefasst.

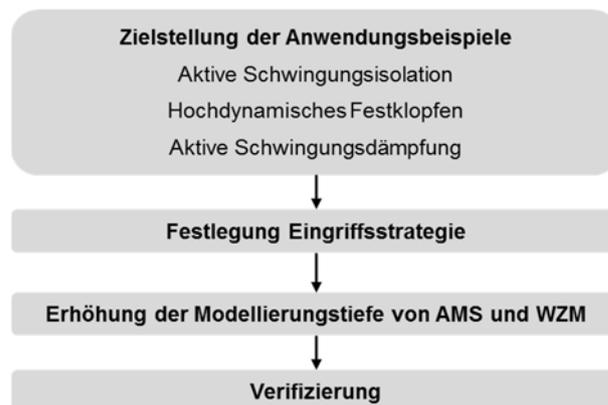


Bild 78: Vorgehensweise im Kapitel

6.2 Aktive Schwingungsisolierung von Werkzeugmaschinen

6.2.1 Zielstellung und Einordnung

Fundament- oder Geschossdeckenschwingungen können WZM zu Schwingungen anregen, die sich negativ auf die Oberflächenqualität am Werkstück auswirken. Typische und oftmals besonders kritische Schwingungen treten im Bereich zwischen 1-50 Hz mit Amplituden bis $\sim 150 \mu\text{m}$ auf [121][169]. Da störende Schwingungen der Aufstellfläche nicht immer vermieden werden können, ist die Schwingungsisolierung von WZM (Empfängerisolierung bzw. passive Isolierung) ein weit verbreiteter Lösungsansatz. Damit soll die Übertragung der störenden Schwingungen auf die Maschine minimiert werden.

Es soll an dieser Stelle nochmals darauf hingewiesen werden, dass im Rahmen der Arbeit unter passiver Isolierung eine mechanisch realisierte Isolierung und unter aktiver Isolierung eine mechatronisch realisierte Isolierung verstanden werden soll. Traditionell wird unter passiver Isolierung auch die Empfängerisolierung und unter aktiver Isolierung die Quellenisolierung verstanden.

In vielen Fällen kann Schwingungsisolierung zufriedenstellend durch passive (d.h. rein mechanische) Isolatoren erreicht werden, die im Regelfall eine sehr niedrige Steifigkeit besitzen [169]. Ziel ist es dabei, in Verbindung mit der Maschinenmasse eine sehr niedrige Aufstelleigenkreisfrequenz zu erzielen, um den Empfänger möglichst auch gegen tieffrequente Störungen zu isolieren, da der Isolationsbereich erst ab einem Frequenzverhältnis $\eta = \frac{\Omega}{\omega_0} > \sqrt{2}$ (Ω ist die Erregerkreisfrequenz; ω_0 ist die Aufstelleigenkreisfrequenz) beginnt und eine effektive Isolationswirkung erst ab $\eta > 3..5$ erreicht wird [85]. Dabei sollten die Isolatoren auch eine möglichst gute Dämpfung besitzen, um ein Aufschwingen im Bereich der Aufstelleigenkreisfrequenz zu vermeiden. Hohe Dämpfung vermindert jedoch wiederum die Isolationswirkung, sodass hier ein Kompromiss gefunden werden muss [85]. Ein weiterer Nachteil der geringen Steifigkeit passiver Isolatoren ist es, dass bewegte Massen in der WZM (z.B. Schlitten) zu positions- bzw. trägheitskraftabhängigen Verkippungen der Maschine bis hin zur Selbsterregung führen können [38][153][169].

Kombinierte passiv-aktive Isolierungssysteme, wie sie z.B. aus der Mikroelektronik bekannt sind, bieten eine Kombination aus passiver Steifigkeit und aktiver Dämpfung im Bereich der Aufstelleigenfrequenz. Aufgrund der geringen passiven Dämpfung

kann der effektive Isolationsbereich näher an die Eigenfrequenz der Aufstellung verschoben werden. Die Problematik der vergleichsweise nachgiebigen Maschinenaufstellung wird jedoch nicht adressiert.

Ziel ist es deshalb, die Möglichkeit einer positionsgeregelten Schwingungsisolierung für WZM zu untersuchen. Wie in Kap. 5.6.5 dargestellt, existieren verschiedene Möglichkeiten für die AMS-Integration, wenn die Prozessstelle gegen störende Schwingungen isoliert werden soll. Ein Ansatz, bei dem der Schwingungsisolator nahe der Prozessstelle („Aktives Werkzeug“) angeordnet ist, ist in **Bild 79** noch einmal der aktiven Maschinenaufstellung („Aktives Aufstellelement“) gegenübergestellt.

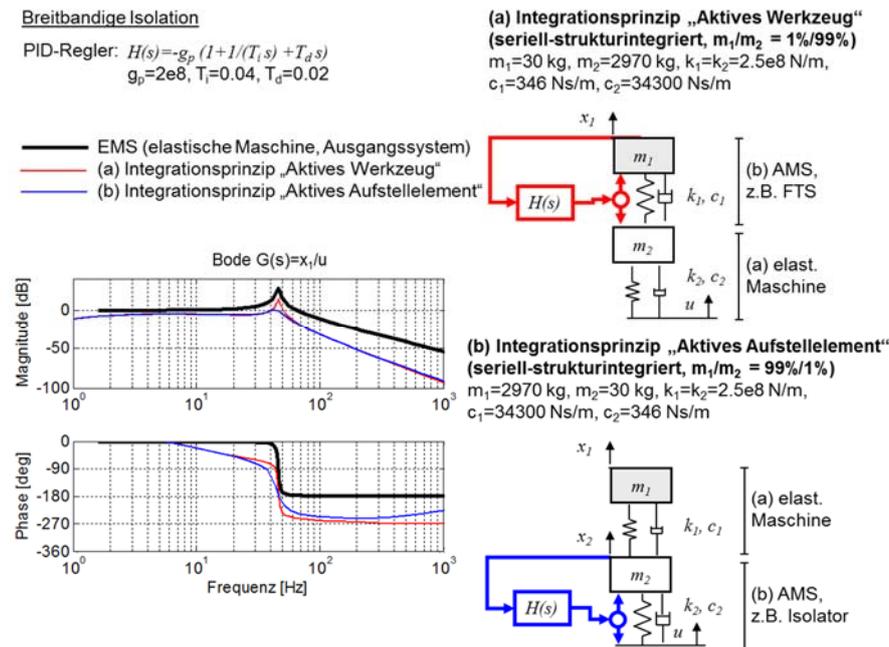


Bild 79: Gegenüberstellung von zwei Eingriffsstrategien für die Schwingungsisolierung mittels AMS

Aus funktionaler Sicht sind beide Varianten ähnlich, wenn man die Regelparameter entsprechen anpassen würde. Trotzdem wird insbesondere aus technischer Sicht die aktive Maschinenaufstellung bevorzugt, die nah an der Schwingungsursache agiert. Ausschlaggebende Kriterien gegen das aktive Werkzeug sind die Notwendigkeit, auch die Werkstückseite zu berücksichtigen sowie die hohe Wahrscheinlichkeit, dass

eine uniaxiale Bodenschwingung zu mehrachsigen Schwingungen am Werkzeug führt und damit ein mehrachsiger Isolator notwendig wird. Der damit verbundene technische Aufwand bei Entwicklung und Systemintegration eines derartigen Systems wird vergleichsweise hoch eingeschätzt. Darüber hinausgehend soll die Lösung auch flexibel an anderen ähnlichen WZM temporär eingesetzt werden können. Deshalb wurde als prinzipieller Ansatz die aktive Maschinenaufstellung gewählt.

In **Bild 80** ist das Systemkonzept der aktiven Isolation als Blockdiagramm dargestellt.

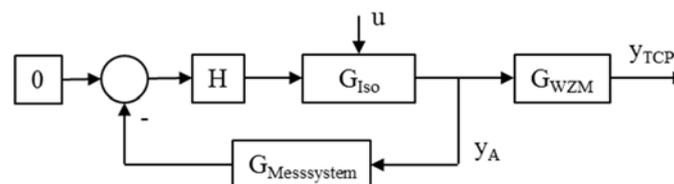


Bild 80: Systemkonzept der aktiven Isolation als Blockdiagramm

Eine Bodenbewegung u wirkt auf den gleichzeitig als Aufstellelement fungierenden Isolator G_{Iso} . Als Regelgröße wird an der Koppelstelle zwischen Isolator und WZM G_{WZM} über doppelte Integration eines Beschleunigungssignals die Isolatorposition y_A herangezogen. y_A wird in Verbindung mit der Übertragungsfunktion des Messsystems $G_{Messsystem}$ und der Führungsgröße ($=0$) zur Eingangsgröße für den Regler H , der über eine Stellgröße auf den Isolator wirkt. y_{TCP} ist der prozessrelevante Bewegungsparameter am TCP.

Da die aktiven Isolatoren eine Übertragung der häufig auftretenden vertikalen dynamischen Bodenbewegungen auf die WZM möglichst verhindern sollen, wird damit die Verbesserung des Störverhaltens adressiert. Analog Kap. 5.6.5.2 lässt sich die hier verfolgte Eingriffsstrategie als aktive breitbandige Isolation bezeichnen.

6.2.2 Modell der Werkzeugmaschine

Als Anwendungsbeispiel dient ein 5-Achs-Bearbeitungszentrum (BAZ) (**Bild 81**).

Die Modellierung der WZM-Mechanik erfolgt mittels FEM in ANSYS. Auch wenn in ANSYS grundsätzlich geregelte Antriebssysteme modelliert werden können [15][145], erfolgt die Modellerweiterung um die geregelten Systeme in Matlab/SIMULINK aufgrund des sehr großen Funktionsumfangs dieser Software.

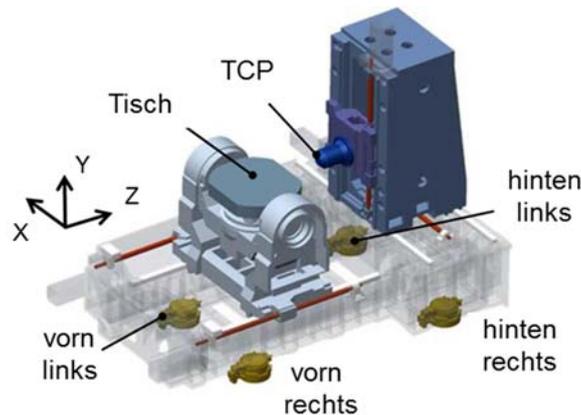


Bild 81: 5-Achs-BAZ mit Integrationsorten für die aktiven Schwingungsisolatoren

Hierfür werden die mittels FEM simulierte (oder auch experimentell gewonnenen) Modalparameter der Mechanik in den sogenannten Zustandsraum überführt, wie u.a. allgemein in [70] und speziell für WZM in [141][142] beschrieben ist.

Über zu definierende Eingänge $u(t)$ (nicht zu verwechseln mit dem Fußpunktanregungs-Parameter u) für SISO-Systeme bzw. $\underline{u}(t)$ für MIMO-Systeme (z.B. Aktoranzgriffspunkte) und Ausgänge $y(t)$ für SISO-Systeme bzw. $\underline{y}(t)$ für MIMO-Systeme (z.B. Wegmesssignale) wird die Mechanik mit zusätzlichen technischen Systemen (z.B. geregelte Vorschubantriebe oder AMS) verbunden, die in SIMULINK modelliert werden können. Hauptvorteil ist eine sehr effektive Simulation im Zeitbereich. Zusätzlich kann der Modellumfang durch modale Reduktion signifikant reduziert werden, ohne die Simulationsgenauigkeit wesentlich zu reduzieren.

Die entsprechende Modellbildung des als Anwendungsbeispiel gewählten 5-Achs-BAZ ist in [143] beschrieben.

Durch Transformation der Bodenbewegung über fiktive Federelemente in Kraftgrößen, die als Störgrößen auf das Zustandsraummodell wirken, wird die direkte Übertragungsfunktion G zwischen Bodenbewegung u als Eingangsgröße und TCP-Bewegung y_{TCP} als Ausgangsgröße

$$G = \frac{y_{TCP}}{u} \quad (22)$$

simuliert (**Bild 82**) (Tisch analog). Die Bodenbewegung wirkt dabei an allen vier Aufstellelementen gleichzeitig. Jedes Aufstellelement besitzt einen eigenen Regler.

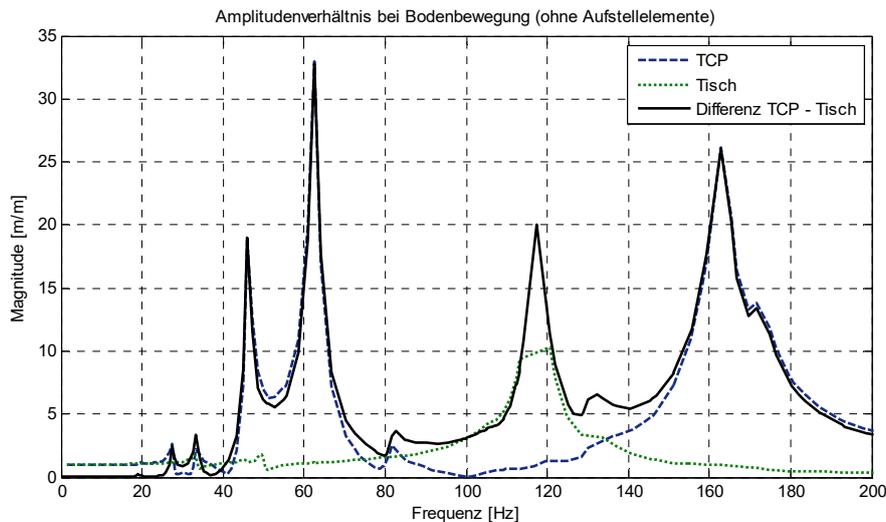


Bild 82: Amplitudenverhältnis zwischen Bodenbewegung u und TCP- bzw. Tischbewegung y (ohne Aufstellelemente, Simulation)

6.2.3 Aktive Schwingungsisolation mit vereinfachtem Isolatormodell

Die vier Isolatoren werden in einem ersten Schritt vereinfacht als Feder-Dämpfer-Systeme mit parallel geschaltetem Aktor modelliert, um die grundsätzliche Funktionalität eines positionsgeregelten Isolators an dem beschriebenen WZM-Modell im Vergleich zu den Darstellungen in Kap. 5.6.5 (WZM als Einmassenschwinger) zu bewerten. Das Simulationsmodell enthält Anlage A1. Die Federkonstante eines Aufstellelementes wurde mit $k_A=5e8$ N/m angenommen. Die Parameter des PID-Reglers mit der Übertragungsfunktion

$$H = P \left(1 + i \frac{1}{s} + D \frac{N}{1 + N \frac{1}{s}} \right) \quad (23)$$

wurden für alle vier Isolatoren gleich angenommen mit $P=2.47e9$, $I=145$, $D=6.2e-4$, $N=39122$. Damit ergeben sich direkten Übertragungsfunktionen G nach (22) wie in **Bild 83** dargestellt.

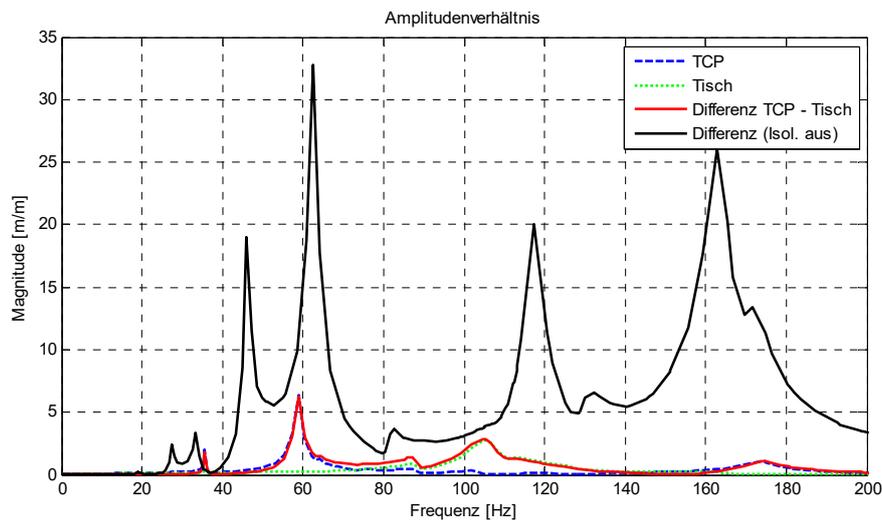


Bild 83: Amplitudenverhältnis zwischen Bodenbewegung und WZM unter Wirkung der stark vereinfacht modellierten Isolatoren (Simulation)

Man erkennt gut die prinzipielle Funktionalität des Ansatzes. Darüber hinausgehend ist jedoch die Aussagekraft des vereinfachten Modellierungsansatzes begrenzt, da zum einen die Regelverstärkung beliebig erhöht werden kann. Zum anderen unterliegt der Aktor keinen Grenzen hinsichtlich Übertragungsbandbreite, Leistung, Kraft und Hub. Weitere Vereinfachungen wie Grenzen der Leistungselektronik oder der Vernachlässigung von Nichtlinearitäten sollen hier nicht weiter detailliert werden.

Neben dem notwendigen Aktorhub, der sich im Wesentlichen aus der Höhe der Bodenschwingungsamplitude u ergibt, kann jedoch die notwendige Aktorkraft F für die gewählte Reglerparametrierung und die dem Aktor parallel angeordnete Steifigkeit k_A des Isolators abgeschätzt werden, siehe **Bild 84**. Man erkennt gut, dass die Aktorkraft im statischen Fall durch die Steifigkeit des Isolators bestimmt wird und in der Nähe der Eigenfrequenz bei ca. ca. 3-4 mal größer ist.

Eine weitergehende Bewertung des Ansatzes kann nur durch eine detaillierte Modellierung eines realen Isolationssystems erfolgen.

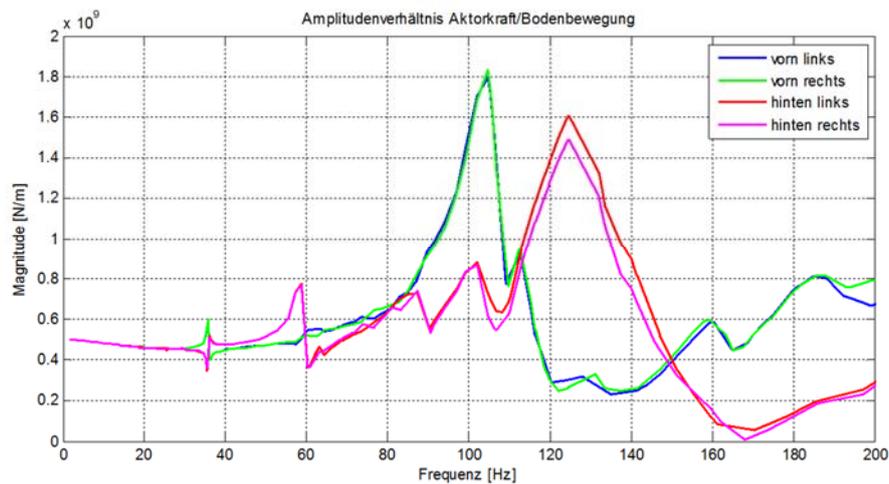


Bild 84: Amplitudenverhältnis zwischen wirkender Bodenbewegung u und resultierender Aktorkraft F unter Wirkung der aktiven Isolatoren (Simulation)

6.2.4 Konzept und Modell eines elektrohydraulischen Schwingungsisolators

Da für typische WZM keine aktiven Isolatoren erhältlich sind [19], mussten diese erst neu entwickelt werden. Als Lösungsansatz wurde ein elektrohydraulisches Konzept gewählt [19], dessen prinzipielle Lösung als doppelt wirkender Hydraulikzylinder auf einem in [3] veröffentlichten uniaxialem Konstruktionsprinzip beruht. Das daraus abgeleitete Konzept für die aktive Schwingungsisolation ist in **Bild 85** dargestellt, eine weitere Ansicht befindet sich in Anlage A2.

Eine Mittelscheibe ist zum einen über Brückenstützen mit dem Boden verbunden und zum anderen über zwei Membranfederpakete mit der miteinander verblockten oberen und unteren Druckplatte. Zwischen den Druckplatten und der Mittelscheibe befinden sich die zwei Druckkammern V_1 und V_2 mit der wirksamen Druckfläche A_p . Die Ansteuerung der Druckkammern erfolgt über ein Regel-Wegeventil Parker D3FP. Basierend auf typischen Amplituden vertikaler Bodenschwingungen [153][169] wurde der Isolator für einen maximal zulässigen Hub von $\pm 0,2$ mm ausgelegt. Weitere konstruktive Details sind in der Arbeit von Bischoff [19] enthalten.

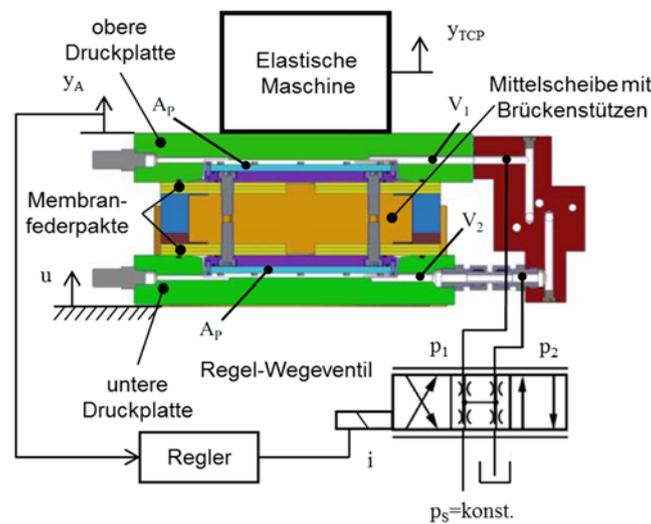


Bild 85: Konzept des elektrohydraulischen Schwingungsisolators (nach [213])

Die funktionalitätsbestimmenden Übertragungssysteme des elektrohydraulischen Isolatorteils zwischen Ventileingangsspannung U und Aktorausgang y_A sind das Regelventil G_V und der hydromechanische Aktor G_A .

Das elektrohydraulische Regelventil wandelt ein elektrisches Signal in einen hydraulischen Volumenstrom um, das elektronische Ventilsteuergerät eine Steuerspannung U in einen Strom i , mit dem über eine Spule eine Kraft erzeugt wird, die auf den Ventilsteuerkolben wirkt und ihn damit gegen eine Rückholfeder bewegt.

Die Position x_v des Ventilsteuerkolbens beeinflusst den Ölvolumenstrom im Ventil. Obwohl das dynamische Verhalten von Regelventilen in der Praxis aufgrund vielfältiger Einflüsse (Düsengröße, Ein- und Ausgangsöffnungsgröße, Ventilderrate, Spulendurchmesser, Versorgungsdruck, etc.) nichtlinear ist, kann die Übertragungsfunktion von Regelventilen oftmals mit guter Näherung durch ein Übertragungsglied 2. Ordnung linearisiert werden [157][198]:

$$G_V = \frac{x_v}{U}(s) = K \left[\frac{1}{1 + \left(\frac{2\zeta}{\omega_{0,V}}\right)s + \left(\frac{s}{\omega_{0,V}}\right)^2} \right] \quad (24)$$

K ist ein konstanter Verstärkungsfaktor ($V \rightarrow A$), $\omega_{0,V}$ ist die Eigenkreisfrequenz des Regelventils und ζ ist der zugehörige Dämpfungsgrad.

Die Übertragungsfunktion des hydromechanischen Aktors G_A zwischen Ventilkolbenverschiebung x_V und Aktor- bzw. Druckplattenposition y_A ergibt sich, wie in [109] beschrieben, vereinfacht zu:

$$G_A = \frac{y_A}{x_V} = \frac{\frac{K_Q}{A_p}}{\left(s + \frac{K_C k_A}{A_p^2}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_{0,h}^2} + \frac{2\delta_h}{\omega_{0,h}} s + 1\right)} \quad (25)$$

$\omega_{0,h}$ ist die hydromechanische Eigenkreisfrequenz und δ_h ist der dimensionslose hydraulische Dämpfungsgrad. Beide sind von entscheidender Bedeutung für das Verhalten des elektrohydraulischen Aktorsystems. Weiterhin ist K_Q ist der Volumenstrom-Signal-Koeffizient in $m^3/s/mA$, K_C der Volumenstrom-Druck-Koeffizient in $m^3/s/Pa$, k_A die Ersatzfederkonstante des Aktors und A_p die beiden identischen Druckplattenflächen.

Die teilweise experimentell ermittelten Parameter sind in [109] und [213] sowie in Anlage A3 gelistet.

Durch Kombination der Übertragungsfunktionen (24) und (25) erhält man die Gesamtübertragungsfunktion des elektrohydraulischen Systems vom Spannungseingang am Ventil bis zur Aktorverschiebung:

$$G_{Iso} = \frac{y_A}{U} = G_V G_A. \quad (26)$$

Mit dem vorliegenden Modell kann nun das geregelte Verhalten (insb. Führungsverhalten) des elektrohydraulischen Aktors simuliert werden. Hierfür wird ein PID-Regler gewählt. Das Ergebnis ist in **Bild 86** dargestellt.

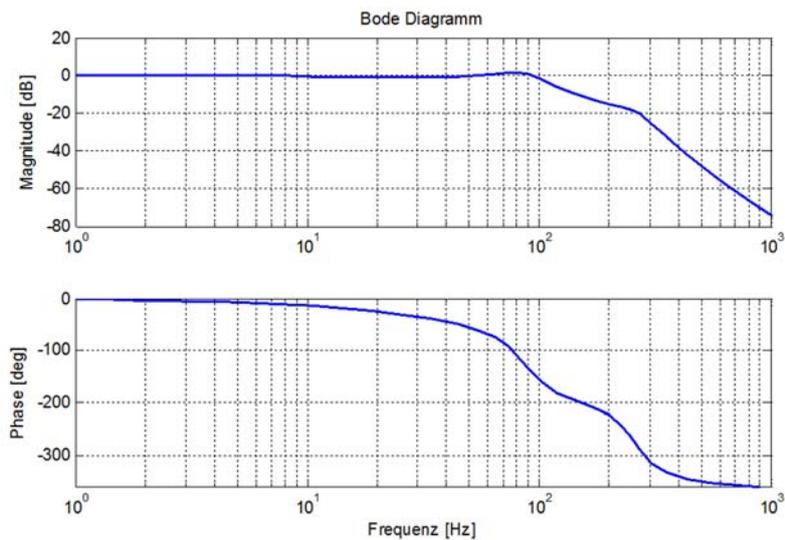


Bild 86: Simuliertes Führungsverhalten des geregelten elektrohydraulischen Aktors (nach [109])

6.2.5 Aktive Schwingungsisolierung mit detailliertem Isolatormodell

Da nur ein einzelner Prototyp des aktiven Isolators gefertigt wurde, sind Tests an einer realen Maschine nicht möglich. Deshalb wird das Modell des Isolators aus Kap. 6.2.4 mit dem in Kap. 6.2.2 vorgestellten WZM-Modell gekoppelt. Das Matlab/SIMULINK-Modell enthält Anlage A4.

Als Regler wird ebenfalls ein PID-Regler nach Formel (23) verwendet. Die Regelparameter werden für alle vier Isolatoren gleich angenommen mit $P=7.4369e05$, $I=31,2$, $D=1,3e-3$, $N=39002$. Damit ergeben sich direkten Übertragungsfunktionen G nach (22) wie in **Bild 87** dargestellt. Es muss jedoch an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, dass die Regelungsstrategie in der Praxis so nicht umsetzbar sein wird, da die zweimalige Integration eines Beschleunigungssignals für die Positionsregelung nicht geeignet ist. Vielmehr wird hier eine deutlich komplexere Regelungsstrategie (z.B. Mehrgrößenregelung, Zustandsregelung) notwendig werden, die mehrere verschiedene Eingangssignale benötigen wird. Da die Regelung zum Zeitpunkt der Fertigstellung der Arbeit noch nicht finalisiert werden konnte, wird auf die oben beschriebene Vereinfachung zurückgegriffen.

In **Bild 87** ist zu erkennen, dass die aktiven Isolatoren in der Lage sind, die Schwingungsübertragung von der Aufstellfläche bis zu den interessierenden Punkten deutlich zu reduzieren. Eine höhere Regelverstärkung führt zu einer weiter verbesserten Schwingungsisolierung, wobei jedoch der im Modell nicht berücksichtigte maximal zulässige Kammerdruck überstiegen wird.

Der Aktor hat eine Führungsbandbreite (-3 dB) von ~95 Hz. Allerdings ist ebenfalls der Phasengang zu berücksichtigen. Bei ca. 80 Hz liegt schon eine Phasenverschiebung von 90° vor, was die Effektivität des Aktors bei der Verwendung für die aktive Isolierung einschränkt.

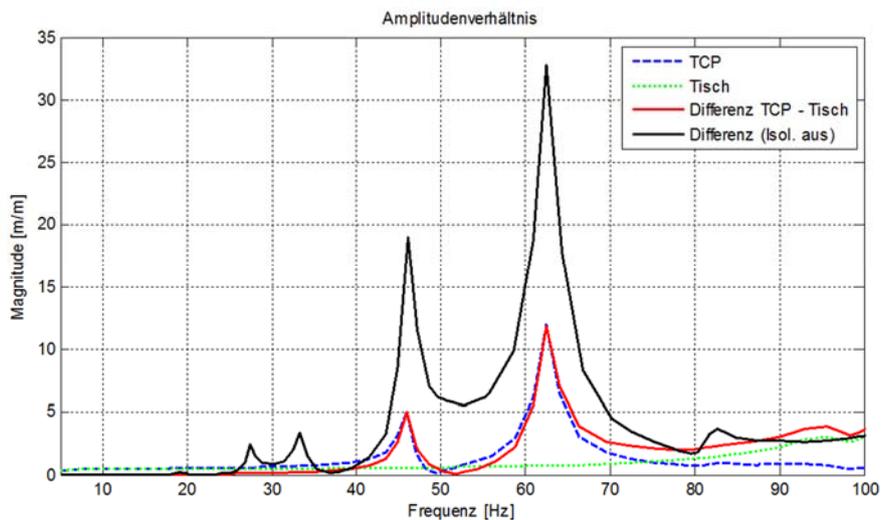


Bild 87: Amplitudenverhältnis zwischen Bodenbewegung und WZM unter Wirkung der detailliert modellierten Isolatoren

Zusammenfassend kann geschlussfolgert werden, dass bei der konkreten Problemstellung die vereinfachte Modellierung der aktiven Isolatoren geeignet ist, die prinzipielle Funktionalität des gewählten Ansatzes zu zeigen. Ausgewählte Konstruktionsrandbedingungen können abgeschätzt werden. Für eine qualitative Bewertung der Funktionalität muss jedoch zwingend das AMS mit seinen konkreten Eigenschaften simulativ berücksichtigt werden.

6.3 Erzeugung von hochdynamischen Schwingbewegungen zum Festklopfen

6.3.1 Zielstellung und Einordnung

Das maschinelle Oberflächenhämmern (engl. Machine Hammer Peening – MHP, auch Festklopfen oder Festhämmern) ist ein umformtechnisches Fertigungsverfahren zur mechanischen Oberflächenbehandlung insbesondere von Umformwerkzeugen. In definierten Bahnen werden wiederholte Schläge auf die Werkstückoberfläche ausgeführt. Infolgedessen erfolgen neben der Einglättung der Oberfläche eine Kaltverfestigung sowie eine Induzierung von Druckeigenstressungen [20]. Damit soll der Aufwand bei der Schlichtbearbeitung verringert und die Lebensdauer von Umformwerkzeugen gesteigert werden [63].

Die erreichte Wirtschaftlichkeit korreliert stark mit der realisierbaren Klopfrequenz, die bei konventionellen Antriebskonzepten (elektromagnetisch [204], pneumatisch [232]) spezieller Klopffwerkzeuge ca. 200-500 Hz beträgt.

Ziel ist es, die Klopfrequenz weiter zu steigern auf >500 Hz. Erfahrungsgemäß ist mit inhärenten Vorschubachsen typischer WZM des Werkzeugbaus (Fokus: Karosseriebau in der Automobilindustrie) dieser Frequenzbereich im Führungsverhalten bei weitem nicht zu erreichen. Deshalb soll ein spezielles AMS zur Bandbreitenerhöhung von Vorschubsystemen entwickelt werden. Neben den redundanten Antriebssystemen wie den o.g. aktiven Werkzeugen existieren weitere prinzipielle Möglichkeiten, die in Kap. 5.6 dargestellt wurden. Hierfür ist das simulierte Führungsübertragungsverhalten ausgewählter möglicher Lösungsansätze aus Kap. 5.6 in **Bild 88** nochmals explizit dem Verhalten eines konventionellen Vorschubsystems gegenüber gestellt, basierend auf den Simulationen aus vorherigen Kapiteln.

Trotz der qualitativen Darstellungen ist deutlich ersichtlich, dass für eine hohe Klopfrequenz als Eingriffsstrategie erwartungsgemäß ein redundantes Antriebssystem nahe der Prozessstelle als Lösungsansatz zu bevorzugen ist (ähnlich Kap. 5.6.6.5: Redundantes Antriebssystem mit unabhängiger Sollwertvorgabe). Das deckt sich auch mit den bekannten Lösungen zum Festklopfen, sodass weiterführende Betrachtungen zur Eingriffsstrategie hier nicht durchgeführt werden müssen.

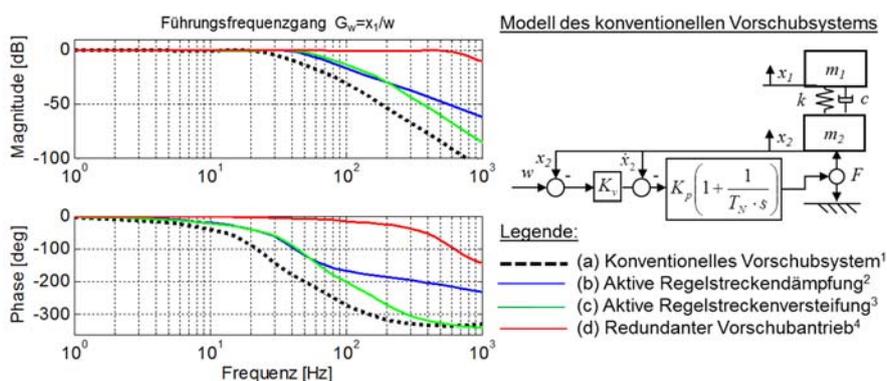


Bild 88: Gegenüberstellung des simulierten Führungsübertragungsverhaltens eines Vorschubsystems (a) und von Vorschubsystemen unter Wirkung von AMS (b-d); ¹ siehe Bild 41, System a) (Vollkolokation); ² siehe Bild 70, System mit $5K_p$, $T_N/5$, $2.3K_v$, $g_p=1e6$ (roter Graph); ³ siehe Bild 73, System mit $2K_p$, $T_N/2$, $2K_v$, $g_p=7.5e8$ (roter Graph); ⁴ siehe Bild 74, System mit $m_0=10$ kg (blauer Graph)

6.3.2 Prinzip des piezobasierten Festklopferwerkzeuges

Als antriebsseitiges Lösungsprinzip für das AMS soll aufgrund der Forderung nach einer möglichst hohen Dynamik ein Piezoaktor zum Einsatz kommen. Die Entwicklung des Piezo-Festklopferwerkzeuges (PFKW) soll dabei simulationsseitig unterstützt werden. Deshalb wurden in einem ersten Schritt Modelle des Festklopferprozesses erarbeitet [93] und ein Versuchsträger des PFKW [12][212] konzipiert. Der PFKW-Versuchsträger ist schematisch in **Bild 89** dargestellt. Er ist als Besonderheit dadurch gekennzeichnet, dass dem Piezoaktor eine mittels eines Schrittmotors verstellbare mechanisch Steifigkeit in Form zweier halbkreisförmiger längenveränderlicher Biegedfedern parallelgeschaltet ist. Die Gesamtsteifigkeit der Federn kann zwischen ca. 3 ... 65 N/ μ m variiert werden. Damit soll ein energetisch günstiger Resonanzbetrieb auch bei veränderlicher Vorschubgeschwindigkeit, jedoch konstantem Klopfabstand (d.h. bei veränderlicher Klopfrequenz), realisiert werden können.

Der Piezoaktor selbst ist direkt mit einer Basisplatte verbunden, an welcher eine HSK63-Werkzeugschnittstelle montiert ist. Am Wirkende des Piezoaktors befindet sich der Stößel, in den der Klopfhammer in Form einer Kugel aus hochlegiertem Stahl eingepresst ist. Die schwingungsfähige Masse beträgt ca. 1,82 kg. Querkräfte werden über das Zwischenstück und eine Membran, die im Wesentlichen nur axiale Bewegungen zulässt, in ein Gehäuse eingeleitet.

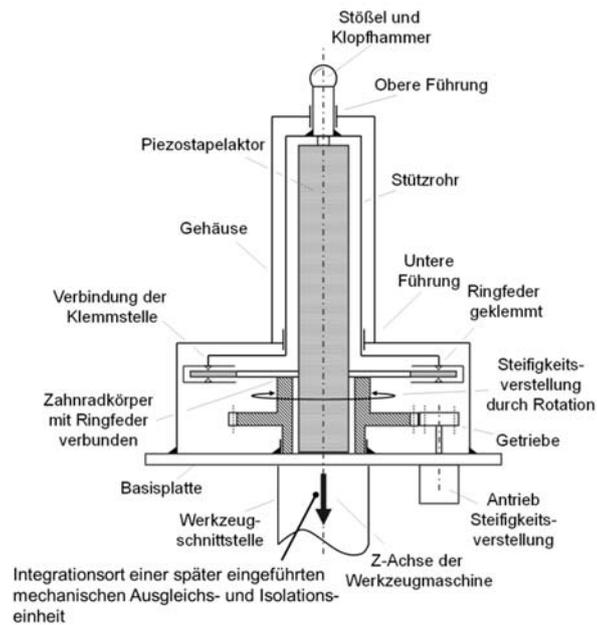


Bild 89: Konzept eines Piezo-Festklopfwerkzeuges mit verstellbarer mechanischer Steifigkeit [12][212]; Darstellung nach [105]

6.3.3 Vereinfachte Modellierung von Klopfprozess, PFKW und WZM

Zur Analyse und Bewertung des Gesamtsystemverhaltens und zur Abschätzung der Klopfkraft F_k wurde ein Simulationsmodell des PFKW entwickelt [105], siehe **Bild 90**. Es berücksichtigt ein nachfolgend beschriebenes vereinfachtes Prozessmodell mit Kontaktunterbrechung, die Spannvorrichtung mit Werkstück, den schwingungsfähigen Teil des Festklopfwerkzeuges sowie die statische Nachgiebigkeit einer WZM.

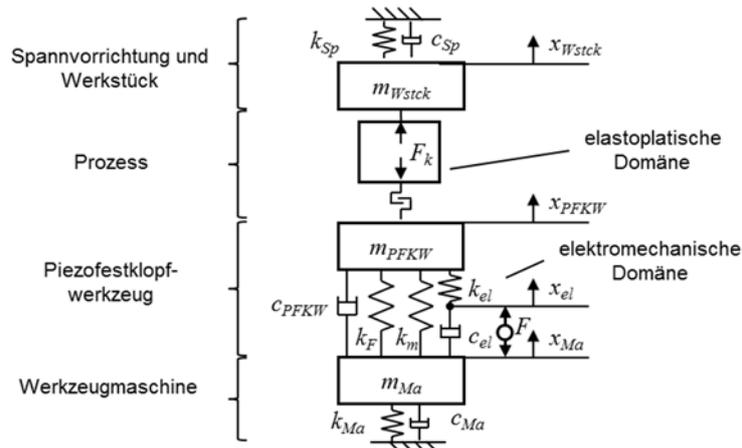


Bild 90: Mechanisches Ersatzschaltbild des Piezo-Festklopfwerkzeuges mit eingetragenen Schnittstellen der Modelldomänen (nach [105])

Daraus können die Bewegungsgleichungen abgeleitet werden.

$$\begin{aligned}
 & -m_{Ma}\ddot{x}_{Ma} - (c_{Ma} + c_{PFKW} + c_{el})\dot{x}_{Ma} - (k_{Ma} + k_F + k_m)x_{Ma} + c_{PFKW}\dot{x}_{PFKW} \\
 & + (k_F + k_m)x_{PFKW} + c_{el}\dot{x}_{el} = F \\
 & \dot{x}_{el}c_{el} - \dot{x}_{Ma}c_{el} + x_{el}k_{el} - x_{PFKW}k_{el} = F \quad (27) \\
 & -m_{PFKW}\ddot{x}_{PFKW} - c_{PFKW}\dot{x}_{PFKW} - (k_{el} + k_F + k_m)x_{PFKW} + c_{PFKW}\dot{x}_{Ma} \\
 & + (k_F + k_m)x_{Ma} + k_{el}x_{el} = F_K \\
 & m_{Wstck}\ddot{x}_{Wstck} + c_{Sp}\dot{x}_{Wstck} + k_{Sp}x_{Wstck} = F_K
 \end{aligned}$$

Der Festklopfprozess wird im Wesentlichen durch die Materialeigenschaften und die kinetische Energie des Klopfhammers bestimmt, wobei eine Aufteilung in elastische und plastische Formänderungsarbeit erfolgt, die sowohl experimentell [232] als auch mittels FEM [93] aus den materialspezifischen ermittelt werden kann:

$$W_{kin} = W_{el} + W_{pl} \quad (28)$$

Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass die Fließkurven insbesondere auch abhängig von der Umformgeschwindigkeit sind. Da der annähernd sinusförmige Klopfprozess

deshalb auch für eine konkrete Klopfrequenz mit starken Geschwindigkeitsänderungen verbunden ist, müssen bei der Modellierung beim gewählten Abstraktionsniveau starke Vereinfachungen akzeptiert werden.

Modellhaft wird der Klopfprozess durch mechanische Ersatzmodelle angenähert, basierend auf dem Kelvin-Voigt-Modell [89], um insbesondere die Prozesskraft grob abzuschätzen. Damit können die elastische und plastische Formänderungsarbeit näherungsweise durch Ersatzfederkonstanten $k_{e,el}$ und Ersatzdämpferkonstanten $c_{e,pl}$ abgebildet werden, wobei in der Arbeit von Kießling [93] drei zunehmend genauere Schwingmodelle vorgeschlagen werden (**Bild 91**).

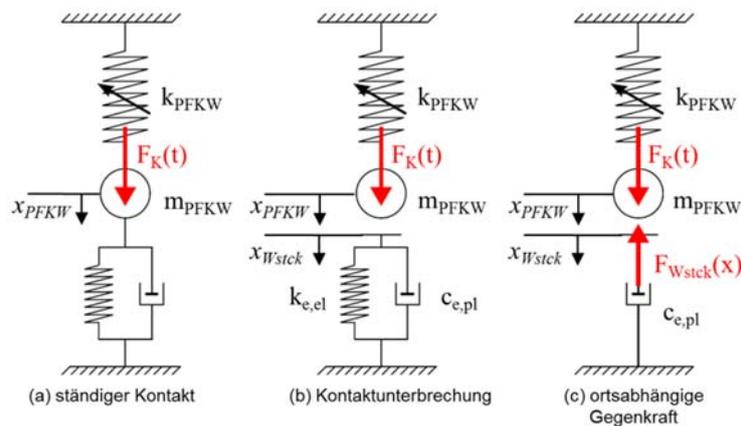


Bild 91: Schwingmodelle für den Festklopfprozess (a) ohne Kontaktunterbrechung, (b) mit Kontaktunterbrechung, (c) mit ortsabhängiger Gegenkraft [93]

Das lineare Schwingmodell (**Bild 91a**) kann in erster Näherung angenommen werden, wenn permanenter Kontakt zwischen Klopfkugel und Werkstück besteht.

Im Regelfall kommt es jedoch zu einer Kontaktunterbrechung, was durch das nichtlineare Modell (**Bild 91b**) mit Fallunterscheidung abgebildet werden kann.

Dem praktischen Prozess am nächsten kommt ein Modell mit ortsabhängiger Gegenkraft (**Bild 91c**), da FEM-Analysen in [93] gezeigt haben, dass der ermittelte Kraft-Verschiebungs-Verlauf aufgrund der plastischen Deformationen und des auftretenden Kontakts nichtlinear ist. Der Aufwand zur Bestimmung der ortsabhängigen Gegenkraft ist jedoch für die aktuelle Zielstellung unverhältnismäßig hoch, sodass zur

Beschreibung der Kontaktkraft das Modell mit Kontaktunterbrechung (**Bild 91b**) verwendet werden soll.

Die Fallunterscheidung für das Entstehen einer Kontaktkraft kann mit der Variablen t_K als Maß für die Eindringtiefe des Klopffhammers in das Werkstückmaterial geschrieben werden:

$$t_K = x_{PFKW} - x_{Wstck} \quad (29)$$

Unter zusätzlicher Berücksichtigung der Richtungsabhängigkeit der Hammerbewegung kann die Berechnungsvorschrift für die Kontaktkraft mit Kontaktunterbrechung nach [105] formuliert werden:

$$|F_K(t_K, \dot{t}_K)| = \begin{cases} k_{e,el}t_K + c_{e,pl}\dot{t}_K, & \text{falls } \dot{t}_K > 0 \\ k_{e,el}t_K, & \text{falls } \dot{t}_K \leq 0 \end{cases} \quad (30)$$

Damit ergeben sich nach [105] in Erweiterung der Darstellungen in [93] die Zusammenhänge für die Ersatzfederkonstanten $k_{e,el}$ und Ersatzdämpferkonstanten $c_{e,pl}$ unter Berücksichtigung der Vorfaktoren q_{el} und q_{pl} zur Berücksichtigung des Periodenanteils beim Kontakt:

$$k_{e,el} = q_{el} \frac{2W_{el}}{t_K^2} \quad (31) \quad c_{e,pl} = q_{pl} \frac{8W_{pl}}{\pi\Omega t_K^2} \quad (32)$$

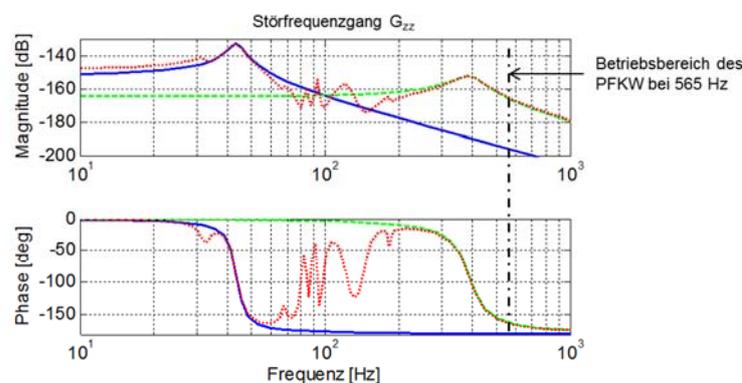
Für eine weitere Detaillierung ausgewählter Modellkomponenten (Berücksichtigung von Nichtlinearitäten von k_m , k_F , c_{PFKW} und F) die hier jedoch nicht aufgeführt werden soll, sei auf die Arbeit von Kurth [105] verwiesen.

Das daraus resultierende mathematische Modell wird in Matlab/SIMULINK umgesetzt. Basierend auf abgeschätzten Startwerten der Modellparameter wurde das PFKW dimensioniert und in einem ersten Funktionsmuster umgesetzt (**Bild 94a**). Die finale Parameteridentifikation erfolgte im Wesentlichen anhand von Messungen am realisierten Funktionsmuster, siehe [105]. Die Modellparameter sind in Anlage A5 tabellarisch gelistet.

Da sowohl der Klopffprozess als auch Massenträgheitskräfte des PFKW als Störkräfte auf die WZM wirken, ist deren dynamisches Übertragungsverhalten G_{WZM} im Modell mit zu berücksichtigen. Um insbesondere im Hinblick auf die Minimalmodelle in Kap. 5.6 die getroffenen Vereinfachungen besser bewerten zu können, wurde die WZM zum einen als Einmassenschwinger (siehe **Bild 90**) in zwei unterschiedlichen Para-

metrierungen abgebildet. Zum anderen wird zu Vergleichszwecken eine Übertragungsfunktion an der Werkzeugaufnahme aus experimentell ermittelten modalen Parametern nach Formel (33) gebildet.

Alle drei Frequenzgänge sind vergleichend in **Bild 92** dargestellt.



Legende:

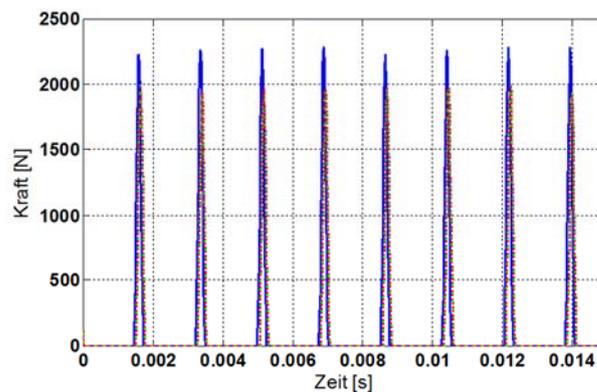
- aus experimentell ermittelten modalen Parametern abgeleiteter Einmassenschwinger (Mode 2: $f_e=43$ Hz, $m_{MA}=492$ kg, $k_{MA}=36,5e6$ N/m, $\zeta=0,058$ bzw. $c_{MA}=15553$ Ns/m)
- - - aus experimentell ermittelten modalen Parametern abgeleiteter Einmassenschwinger (Mode 8: $f_e=388$ Hz, $m_{MA}=27,9$ kg, $k_{MA}=166e6$ N/m, $\zeta=0,12$ bzw. $c_{MA}=16456$ Ns/m)
- - - Modell aus experimentell ermittelten modalen Parametern

Bild 92: Simulierte Störfrequenzgänge G_{WZM} der Versuchsmaschine, basierend auf drei Modellierungsvarianten

Zur Parametrierung der Einmassenschwinger wurden Einzelmoden aus dem experimentell ermittelten modalen Parametern verwendet. Für den ersten Parametersatz wurde der Mode 2 ausgewählt, der die höchste dynamische Nachgiebigkeit besitzt. Man erkennt jedoch in **Bild 92**, dass dieser Mode das Maschinenverhalten in Höhe der Betriebsfrequenz des PFKW bei 565 Hz gegenüber der Vergleichsbasis nur sehr ungenügend abbildet. Deshalb wurde für den zweiten Parametersatz der Mode 8 ausgewählt, der mit 388 Hz der Betriebsfrequenz des PFKW am nächsten liegt. Hiermit ergibt sich nahezu Deckungsgleichheit im Betriebsbereich des PFKW mit der Vergleichsbasis. Somit ist der zweite Parametersatz deutlich besser geeignet zur Abbildung der WZM als Einmassenschwinger.

Mit allen drei Modellierungsvarianten der WZM wurde unter Verwendung der Modellparameter aus Anlage A5 vergleichend die Kontaktkraft beim Festklopfen simuliert (**Bild 93**). Man erkennt, dass die Vereinfachung der WZM als Einmassenschwinger

mit den Parametern des Mode 2 zu einer ca. 10% höheren Kontaktkraft führt als die beiden anderen, nahezu deckungsgleichen Varianten. Deshalb sind Mode 8 bzw. der vollständige Frequenzgang zu wählen.



Legende:

- basierend auf durch Einmassenschwinger angenähertem Maschinenmodell (Mode 2: 43 Hz)
- - - basierend auf durch Einmassenschwinger angenähertem Maschinenmodell (Mode 8: 388 Hz)
- · - basierend auf Maschinenmodell auf Basis experimentell ermittelter modaler Parameter

Bild 93: Simulierte Kontaktkraft für drei Modellierungsvarianten einer WZM

6.3.4 Experimentelle Verifizierung

Mit dem PFKW-Versuchsträger wurden experimentelle Analysen sowie Bearbeitungstests durchgeführt [105]. Die Achse des PFKW wurde dazu über eine HSK63-Schnittstelle in die in Kap. 6.3.3 modellhaft beschriebene WZM integriert und senkrecht zur Werkstückoberfläche (Stahl 1.2343, Verwendung u.a. für Druckgießformen, Schmiedegesenke, Strangpresswerkzeuge) ausgerichtet.

Die Messungen zur Abschätzung der Kontaktkraft erfolgten mittels eines unter dem Werkstück montierten Dynamometers, s. **Bild 94a**. Es wurden Festklopfversuche durchgeführt. Die wichtigsten Prozessparameter sind Klopfrequenz $f=565$ Hz, Hub $x_{PFKW}=35$ μm und Piezospaltung $U=130$ V. Der Bahnabstand betrug analog dem Stand der Technik [190] 1% des Hammerkopfdurchmessers von 12,6 mm. Die Oberfläche, auf der die Versuche durchgeführt werden, wurde mit einem Kugelfräser (Durchmesser 10 mm) geschlichtet (Fräsparameter: Zustellung 0,4 mm; Vorschubgeschwindigkeit 2126 mm/min; Spindeldrehzahl 7639/min).

In **Bild 95** sind auszugsweise die mittels Dynamometer gemessenen Kräfte dargestellt. Deutlich sind die Klopfkraftspitzen von ca. $F_K = 1,5 \dots 1,9$ kN zu erkennen, die leicht niedriger liegen als simuliert. Darüber hinausgehende Nebenschwingungen sind mit dem dynamischen Verhalten der Messplattform erklärbar.

Die Werkstückoberfläche wurde mikroskopisch mithilfe des Weißlichtinterferometrie-Profilometers NewView 6000 der Firma Zygo untersucht (**Bild 94b**). Die gefräste Ausgangsoberfläche weist eine gemessene Rauheit von $R_z = 10,1 \mu\text{m}$ beziehungsweise $R_a = 2,8 \mu\text{m}$ auf. Nach dem Festklopfen wurde eine Rauheit von ca. $R_z = 1 \mu\text{m}$ gemessen [105].

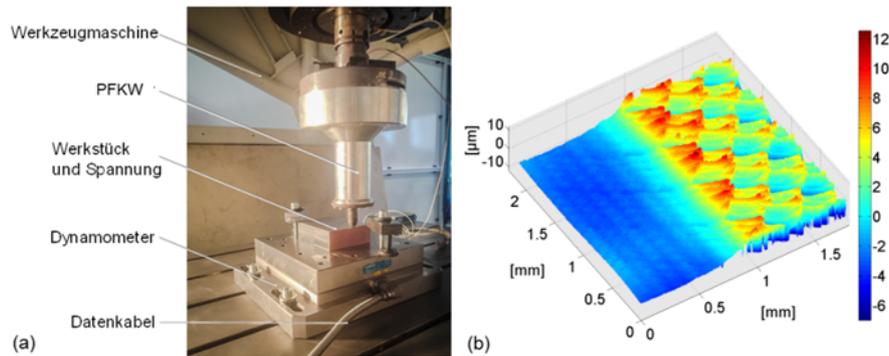


Bild 94: (a) Funktionsmuster des Piezo-Festklopfwerkzeuges und Versuchsaufbau mit Dynamometer zur experimentellen Kontaktkraftabschätzung und (b) Oberflächentopografie vor und nach dem Bearbeitungstest [105]

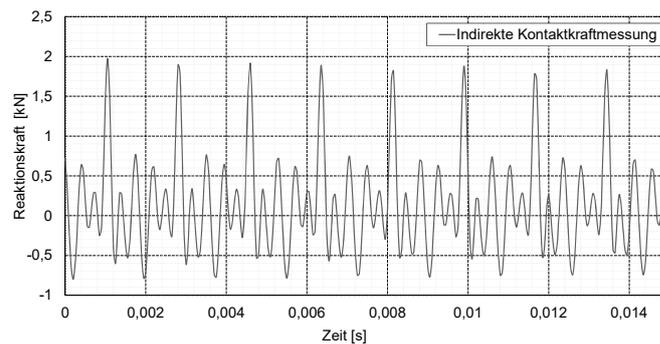


Bild 95: Experimentell ermittelte Klopfkraft [105]

Es kann geschlussfolgert werden, dass die prinzipiellen Aussagen zur Möglichkeit der signifikanten Erhöhung der Führungsbandbreite (Kap. 5.6.6 und **Bild 88**) durch redundante Vorschubantriebe auch am Beispiel des PFKW bestätigt werden konnten. Das deckt sich letztendlich auch mit den vielen bekannten Beispielen (aktive Werkzeuge), bei denen hochdynamische Bewegungen redundant zur Grundmaschine möglichst nahe der Wirkstelle erzeugt werden. Der Vergleich zwischen stark vereinfachter und – basierend auf experimentell ermittelten Parametern – detaillierter Abbildung des Maschinenverhaltens zeigt zwar nur geringe Unterschiede (s. **Bild 93**), jedoch besitzt beim stark vereinfachten Modell die Wahl der richtigen Eigenfrequenz der Maschine eine gewisse Bedeutung für die Berechnung der Klopfkraft. Gegebenenfalls ist deshalb bei breitbandiger Anregungsfrequenz die Abbildung mehrerer Eigenfrequenzen der Maschine sinnvoll.

Zum Schluss soll noch auf den geringen Hub von Piezosystemen hingewiesen werden, der für einen Toleranzausgleich nicht geeignet ist. Für den industriellen Einsatz sind deshalb weitere Entwicklungen notwendig, z.B. die Integration einer Ausgleichseinheit zwischen Festklopferwerkzeug und Maschine eine Kraft-Lage-gekoppelte Maschinensteuerung.

6.4 Aktive Dämpfung zur Erhöhung der Prozessstabilität beim Fräsen

6.4.1 Zielstellung und Einordnung

Für ein existierendes 5-Achs-Vertikal-BAZ (**Bild 96**) soll analysiert werden, wie mittels eines AMS die Dämpfung um 30% und 100% erhöht werden kann. Die Auswirkungen auf die Stabilität des Zerspanprozesses sind u.a. in [108] veröffentlicht.

Da ein tiefer konstruktiver Eingriff nicht möglich ist, sollen mittels Permanentmagneten systemintegrierbare Inertialmassedämpfer (IMD) eingesetzt werden. Deshalb wird in diesem Kapitel auch auf eine vergleichende Darstellung von alternativen Integrations Szenarien aus dem Kap. 5.6.4 verzichtet.

Wie in Kap. 5.6.4.2 diskutiert wurde, zeichnen sich IMD durch eine gute Funktionalität und ein robustes Regelverhalten aus. Außerdem sind IMD – im Gegensatz zu vielen anderen AMS zur Erhöhung der Strukturdämpfung – in verschiedenen Leistungsklassen kommerziell verfügbar. Somit soll nach der Systematik in Kap. 5.2 das Störverhalten des Grundsystems durch eine zusätzliche Integration einer geschwindigkeitsproportionalen Kompensationsfunktion verbessert werden.

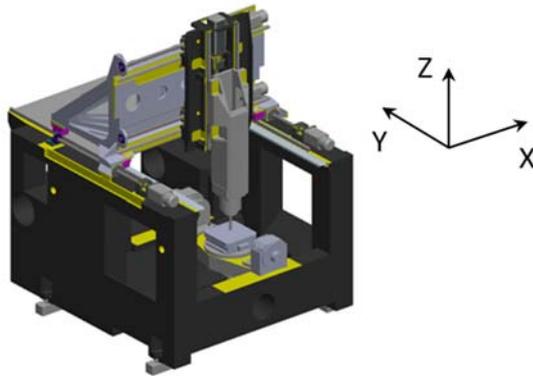


Bild 96: 5-Achs-Vertikal-BAZ

6.4.2 Modell der Werkzeugmaschine

Zur Bestimmung des Ausgangszustandes der WZM wurde eine experimentelle Modalanalyse durchgeführt. Das direkte Übertragungsverhalten in der Nähe der Hauptspindelnase (Messpunkt q_1 , siehe Anlage A6) wird in X-Richtung durch einen Eigenmode bei ~ 98 Hz und in Y-Richtung bei ~ 155 Hz dominiert (**Bild 97**).

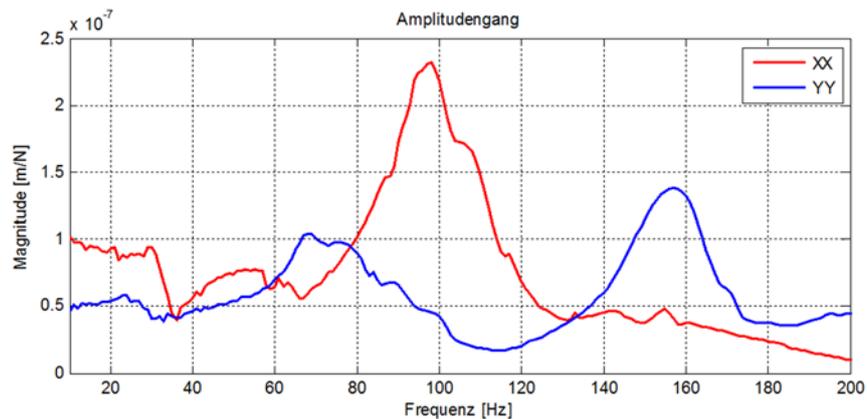


Bild 97: Experimentell ermittelter Amplitudengang an q_1 (Spindelnase)

Die relevanten modalen Parameter für die X- und Y-Achse sind in Anlage A6 aufgelistet. Die Z-Achse ist deutlich steifer und soll deshalb nicht berücksichtigt werden.

Aus den Modalparametern wird an q_1 ein vereinfachtes modales Maschinenmodell abgeleitet. Die jeweiligen Übertragungsfunktionen G zwischen einer Kraft als Eingangsgröße und einer Bewegung als Ausgangsgröße ergeben sich mit dem proportionalen Dämpfungsansatz nach Rayleigh und für eine R -Anzahl an Eigenmoden des interessierenden Frequenzbereichs aus

$$G_{m,n} = \sum_{r=1}^R \frac{\phi_{m,r} \phi_{n,r}}{-\omega^2 + i2\zeta_r \omega \omega_{0,r} + \omega_{0,r}^2} \quad (33)$$

mit $\omega_{0,r}$ als r -ter ungedämpfter Eigenkreisfrequenz der Maschine, dem r -ten Eigenvektor $\phi_{m,n,r}$ am jeweils interessierenden Ort; m und n sind die jeweiligen Anregungs- und Antwortorte; ω ist die Kreisfrequenz; ζ_r ist der r -te modale Dämpfungsgrad und i ist der komplexe Operator.

Der Amplitudengang des resultierenden Modells für die X-Richtung kann **Bild 100** entnommen werden.

6.4.3 Aktive Dämpfung mit vereinfachtem Aktormodell

Damit IMD optimal arbeiten können, müssen sie an Orten integriert werden, wo die zu beeinflussenden Eigenmoden beobachtbar und steuerbar sind. Das sind bei praktisch ausgeführten IMD mit Sensor-Aktor-Kollokation Orte und Richtungen maximaler Eigenvektorbeträge [60] für den interessierenden Eigenmode. Erwartungsgemäß ergibt sich das Maximum bei dem Eigenmode bei 98 Hz, einer Biegeeigenschwingform des Z-Schlittens in der XY-Ebene (siehe Anlage A6; die Abbildung enthält auch die vier potenziellen Aktorintegrationsorte $q_1 \dots q_4$; die zugehörigen Modalparameter sind in Anlage A6 in der Tabelle gelistet). Deshalb wurde q_1 für die Aktorintegration gewählt, die außerdem eine einfache Montage an den Z-Schlitten-Außenseiten zulässt.

In **Bild 98** ist zu Vergleichszwecken der Amplitudengang am Ort q_1 in X-Richtung bei Verwendung des stark vereinfachten Modellierungsansatzes von IMD aus **Bild 57** (Fall c, rechts) für verschiedene Regelverstärkungen dargestellt. Auch hier kann aufgrund der starken Modellvereinfachung des IMD die Regelverstärkung beliebig erhöht werden und die Eigenfrequenz des IMD findet keine Berücksichtigung, sodass Randbedingungen konkreter IMD zur Bewertung herangezogen werden müssen. Jedoch kann ebenfalls eine Abschätzung der Aktorkraft hinreichend weit oberhalb der

IMD-Eigenfrequenz erfolgen. Aufgrund der Ähnlichkeiten der Ergebnisse von vereinfachtem und detailliertem AMS-Modell sei jedoch auf **Bild 100** (detailliertes IMD-Modell) verweisen.

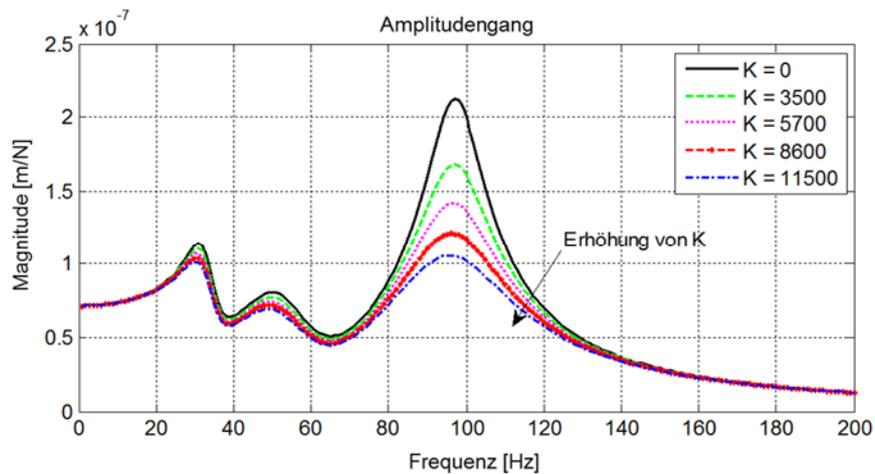


Bild 98: Amplitudengang am Ort q_1 in X-Richtung für eine aktive Erhöhung der dynamischen Steifigkeit in X-Richtung bei Verwendung des vereinfachten IMD-Modells für verschiedene Regelverstärkungen

6.4.4 Aktive Dämpfung mit detailliertem Aktormodell

Der schematische Aufbau eines in eine WZM integrierten IMD mit geschlossenem Regelkreis ist in **Bild 99** dargestellt. Eine Störkraft f regt Eigenschwingungen der WZM an und führt zu Verschiebungen x bzw. Beschleunigungen \ddot{x} . Bei Aktorintegration an der entsprechenden Stelle arbeitet der Aktor gegen diese Verschiebungen durch eine gleichphasige Beschleunigung einer trägen Masse und der daraus resultierenden Reaktionskraft F , die auf die schwingende Struktur einwirkt [161]. Die Reaktionskraft ist idealerweise gegenphasig proportional zur Schwinggeschwindigkeit und wirkt somit als viskoser Dämpfer. An idealerweise möglichst gleicher Stelle der Aktorintegration ist ein Schwingungssensor angeordnet (Sensor-Aktor-Kollokation). Als Regler wird direkte Geschwindigkeitsrückführung (DVF) eingesetzt.

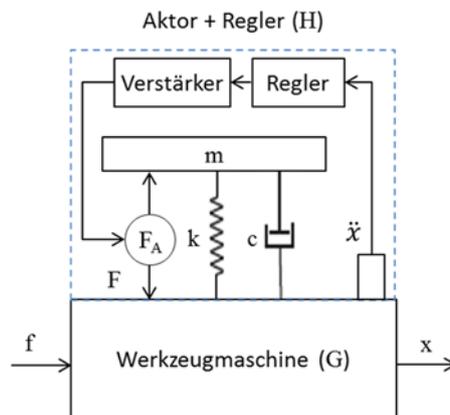


Bild 99: Schematischer Aufbau eines in eine WZM integrierten IMD mit geschlossenem Regelkreis (nach [126])

Das dynamische Übertragungsverhalten eines allgemeinen IMD ergibt sich nach [126][161] aus dem Verhältnis von einer auf die schwingende Struktur wirkenden Kraft F und der Spannung des Beschleunigungssensors U . Ersetzt man U durch die Sensorkonstante T und die Beschleunigung \ddot{x} , erhält man mit $U = T\ddot{x}$ die Übertragungsfunktion des IMD zu

$$H = \frac{F}{\ddot{x}} = \frac{TKs^2}{s^2 + 2\zeta\omega_0s + \omega_0^2} \quad (34)$$

mit der Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Einmassensystems $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ und dem Dämpfungsgrad ζ .

Hinreichend oberhalb der Eigenfrequenz ist die durch den Aktor generierte Maximalkraft bestimmt durch die Leistungselektronik und das IMD kann als idealer Kraftgenerator betrachtet werden, während unterhalb die Hubbegrenzung des Aktors begrenzend wirkt. Ein noch weiter detailliertes nichtlineares Modells mit Hubbegrenzung und einem FEM-basierten Zustandsraummodell ist in [108] veröffentlicht.

Der sich aus Formel (34) ergebende Amplitudengang zur Erhöhung der dynamischen Steifigkeit um 30% und 100% ist für die X-Richtung in **Bild 100** dargestellt.

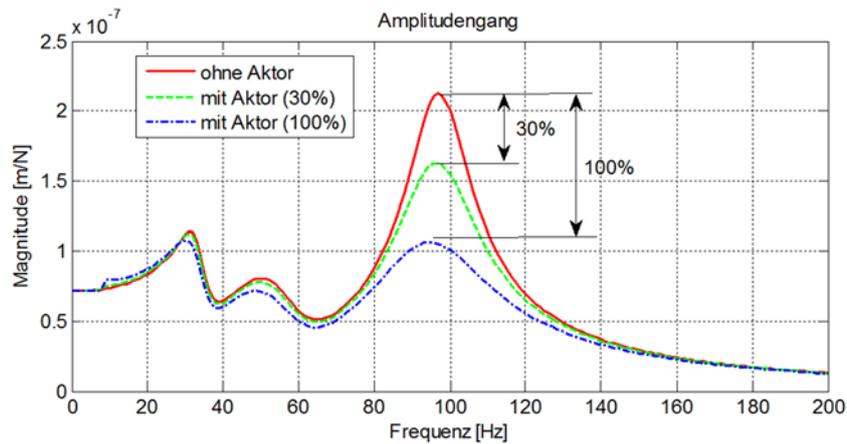


Bild 100: Amplitudengang an q_1 für eine aktive Erhöhung der dynamischen Steifigkeit in X-Richtung um 30% und 100% (detailliertes IMD-Modell)

Das Magnitudenverhältnis zwischen Aktorkraft F und Störkraft f über den betrachteten Frequenzbereich ist in **Bild 101** für den stationären Zustand dargestellt. Mit Kenntnis der absolut auftretenden dynamischen Störkräfte kann damit die notwendige absolute Aktorkraft abgeschätzt und ein entsprechender Aktor ausgewählt werden.

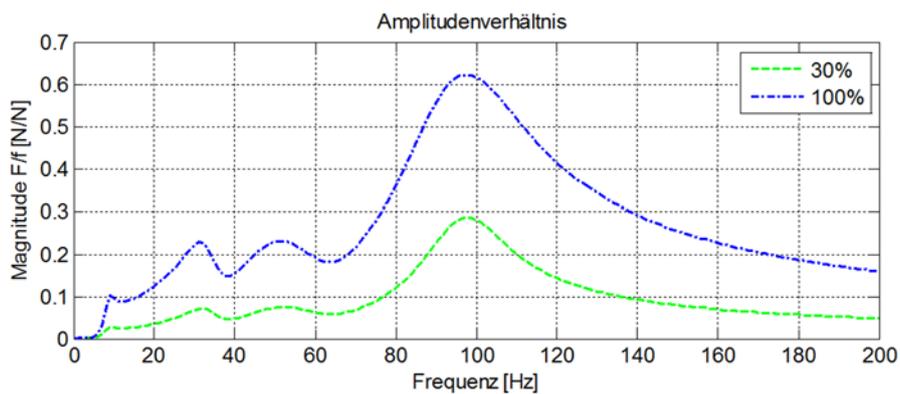


Bild 101: Amplitudenverhältnis zwischen Aktorkraft F und Störkraft f für eine Erhöhung der dynamischen Steifigkeit um 30% und um 100% (detailliertes IMD-Modell)

6.4.5 Experimentelle Verifizierung

In das Vertikal-BAZ (**Bild 96**) wurden zwei IMD ADD45 von Micromega Dynamics [126] in den Z-Schlitten in X- und Y-Richtung integriert. Ein Aktor kann eine maximale Dämpfungskraft von 45 N erzeugen. Es wurde jeweils das Übertragungsverhalten am TCP in X- und Y-Richtung mit und ohne AMS-Regelung experimentell ermittelt. Der integrierte Aktor und der Testaufbau sind in **Bild 102** zu sehen.

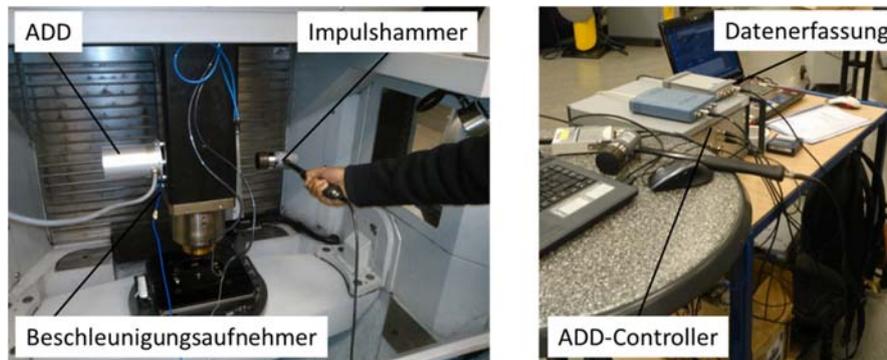


Bild 102: Integrierter IMD ADD45 in X-Richtung und Modalanalyseequipment

Das Ergebnis der experimentellen Analyse ist in **Bild 103** dargestellt. Für den maximal möglichen Verstärkungsfaktor konnte in X-Richtung eine Erhöhung der dynamischen Steifigkeit um 27% erreicht werden.

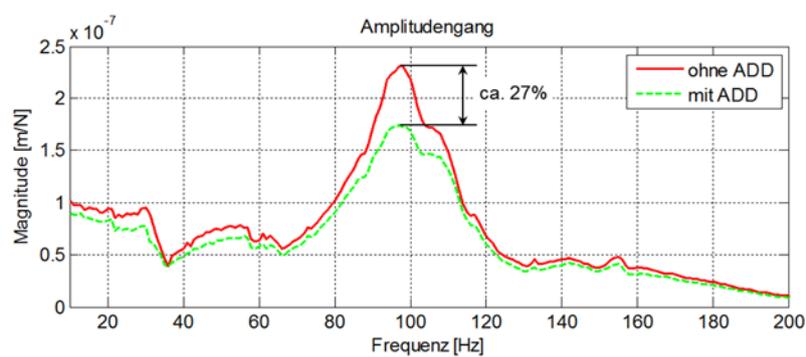


Bild 103: Experimentell ermittelter Amplitudengang an q_1 in X-Richtung

Der Vergleich zwischen experimentell- und den beiden simulativ ermittelten Amplitudengängen zeigt jeweils eine gute Übereinstimmung. Geringe Unterschiede resultieren aus der Vereinfachung des Maschinenverhaltens sowie aus immer noch vorhandenen Vereinfachungen beim IMD im Vergleich zum konkret verwendeten ADD45. Zu beachten ist ebenfalls, dass die Annahme des IMD als reiner Kraftfaktor in Nähe der IMD-Eigenfrequenz sowie unterhalb im Vergleich zu einem realen IMD zu Unterschieden führt.

Zusammenfassend konnte jedoch gezeigt werden, dass sich die Aussagen zur prinzipiellen Funktionalität eines IMD (Kap. 5.6.4.2) gut mit den Ergebnissen der zunehmend detaillierten Modellierung bis hin zum experimentellen Nachweis decken. Bei Vereinfachung eines IMD als reinen Kraftfaktor werden in Verbindung mit einer DVF-Regelung nur Eigenfrequenzen signifikant beeinflusst, sodass die Vereinfachung unterhalb der niedrigsten WZM-Eigenfrequenz praktisch kaum sichtbar werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde ein Weg aufgezeigt, um die hohe Variantenvielfalt bekannter additiver mechatronischer Systeme (AMS) schon frühzeitig im simulationsgestützten Entwicklungsprozess zur Funktionalitätsverbesserung von spanenden Werkzeugmaschinen (WZM) zu berücksichtigen. Dabei war es ein wesentliches Ziel, sowohl die funktionalen Handlungsbedarfe bei WZM als auch die verschiedenen Prinziplösungen für AMS in möglichst hoher Breite zu berücksichtigen, den möglichen Lösungsraum jedoch schon frühzeitig einzuschränken und zielführende Lösungen effektiv zu kanalisieren.

Abgeleitet aus den typischen Funktionen der meisten publizierten AMS-Lösungen erfolgte im Rahmen der Arbeit eine Fokussierung auf AMS-Systemintegrationsszenarien, die eine Funktionalitätsverbesserung der WZM-Mechanik adressieren, die wiederum als eine wesentliche Ursache für Funktionalitätsgrenzen von WZM identifiziert wurde.

Der Identifikation von sinnvollen Eingriffsmöglichkeiten in mechanische Komponenten von WZM zur Funktionalitätsverbesserung von WZM wurde sich deshalb umfassend in Kapitel 4 gewidmet. Ausgehend von einer Strukturierung der Anforderungen an WZM erfolgte eine Analyse und Diskussion der Funktionalitätsgrenzen mechanischer Komponenten im Allgemeinen sowie im Speziellen für Servoachsen. Hierfür wurden an Beispielen des Ein- und Mehrmassenschwingers sowie an vereinfachten Modellen für Servoachsen systematisch deren Funktionen und funktionalitätsbestimmende Parameter analysiert und typische Funktionalitätsgrenzen diskutiert. Letztere markieren einen entwicklungsseitigen Handlungsbedarf bei WZM und damit potenzielle Eingriffsmöglichkeiten für AMS. Da die Verwendung von AMS jedoch nicht prinzipbedingt als alternativlos gelten kann, wurde das Kapitel abgerundet durch eine kurze Diskussion bekannter konstruktiver sowie steuerungs- und regelungstechnischer Ansätze zur Verschiebung der Funktionalitätsgrenzen mechanischer Komponenten und Servoachsen.

Aufbauend auf der in Kap. 4 vorgeschlagenen Systematik der Eingriffsmöglichkeiten in die Mechanik von WZM erfolgte in Kap. 5 die Definition und Bewertung von Eingriffsstrategien für AMS. In Analogie zur Mechanik und den Servoachsen erfolgte auch hier in einem ersten Schritt die Analyse und Diskussion von AMS-Funktionsprinzipien und funktionalitätsbestimmenden Kriterien. Daraus wurden anschließend allgemeine Eingriffsstrategien für AMS in WZM abgeleitet. Danach erfolgte durch Erweiterung der in Kap. 4 verwendeten WZM-Modelle die Definition von verschiedenen

AMS-Systemintegrationsszenarien. Damit steht gleichzeitig eine Auswahl an vereinfachten Simulationsmodellen zur Verfügung, die eine frühzeitige prinzipielle Bewertung von AMS-Funktionsprinzipien und Systemintegrationsszenarien zur Funktionsverbesserung von WZM ermöglichen. Dazu zählen qualitative Aussagen zum Führungs- und Störverhalten des Gesamtsystems sowie der hierfür notwendigen AMS-Aktorhübe und -kräfte.

Danach erfolgt die Simulation und teilweise vergleichende Diskussion einer Auswahl an Systemintegrationsszenarien. Abgeschlossen wird das Kapitel durch eine Diskussion von Auswirkungen der zuvor adressierten Aspekte auf den zukünftigen Entwicklungsprozess von WZM.

Sowohl in Kap. 4 als auch in Kap. 5 wurden thermisch bedingte Deformationen als quasistatische störfkraftbedingte Fehler interpretiert und dementsprechend behandelt. In der Konsequenz konnten die Potenziale von AMS mit Thermoaktoren in der vorliegenden Arbeit nicht betrachtet werden. Zukünftige Arbeiten sollten sich daher einer stärkeren Berücksichtigung thermoelastischer Störeinflüsse widmen. Auch wurden in der Arbeit sowohl bei den Servoantrieben als auch den AMS ausschließlich stetige lineare Regler verwendet, und hieraus insbesondere PID-Regler. Inwieweit andere Regler (z.B. Zustandsregler) oder zusätzliche Filter die Aussagekraft der gewählten Modelle verändern, gilt es nachfolgend zu prüfen.

Um die vorgeschlagene Methode zur frühzeitigen Bewertung von AMS-Integrationsszenarien aus Kap. 5 zu validieren und auf deren Grenzen hinzuweisen, erfolgte in Kap. 0 anhand dreier Anwendungsbeispiele eine schrittweise Erhöhung der Modellierungstiefe sowohl auf WZM- als auch auf AMS-Seite. Als Anwendungsbeispiele dienten die aktive (=mechatronische) Schwingungsisolation, die Realisierung eines hochdynamischen Festklopfprozesses und die aktive Schwingungsdämpfung.

Für die Modellierung der WZM wurden teilweise experimentell ermittelte Modaldaten herangezogen, womit gleichzeitig gezeigt wurde, wie eine praxisnahe Parametrierung der vereinfachten WZM-Modelle in Kap. 4 und 5 erfolgen kann. Die Simulationsergebnisse wurden partiell mit den Ergebnissen experimenteller Analysen verglichen und zeigten eine gute Übereinstimmung. Wesentlich ist jedoch, dass die stark vereinfachten Modelle in Kap. 5 unter anderem die Leistungsgrenzen realer AMS nicht berücksichtigen und deshalb neben der Funktionalität im Gesamtsystem immer auch die hierfür notwendigen Leistungsparameter (insbesondere Kraft und Hub) zur Bewertung herangezogen werden müssen. Weiterhin muss sich immer ins Bewusstsein gerufen werden, dass die idealisierten Modelle auch idealisierte Ergebnisse liefern. So treten insbesondere keine Grenzen bei Signalerfassung und Stellgrößen auf, es

werden keine Nichtlinearitäten berücksichtigt, die Streckenparameter sind zeitinvariant, es sind unrealistisch hohe Führungsbandbreiten und Verstärkungsfaktoren möglich und es können robuste Regler eingesetzt werden, die eine hohe Regelgüte und Regelkreisstabilität erlauben. Darüber hinausgehend sollte auch schon bei einfachen Modellen die praktische Realisierbarkeit bewertet werden, um frühe Fehlentscheidungen zu minimieren. Auch ist es empfehlenswert, bei realen Problemstellungen auch bei vereinfachten Modellen eine erste, an der Realität orientierte Parametrisierung vorzunehmen. Grundsätzlich ist im weiteren Entwicklungsprozess eine kontinuierliche Entscheidungsbewertung (z.B. Rückschleifen im V- oder W-Modell) vorzunehmen. Diese genannten Aspekte sollten in zukünftigen Arbeiten in die entwickelte Vorgehensweise und Werkzeuge integriert werden.

Mit der vorliegenden Arbeit wurde auch eine methodische Basis geschaffen, um zukünftig weitere zielführende, jedoch noch nicht betrachtete AMS-Eingriffsszenarien zu identifizieren. Eine grundsätzliche Herausforderung für zukünftige Arbeiten liegt dabei in der Entwicklung geeigneter Aktorik, um theoretisch sinnvolle Szenarien auch konsequent praktisch umsetzen zu können. Das betrifft insbesondere den Hub- und Leistungsbereich, der zwischen Piezoaktorik und elektrischen sowie hydraulischen Antrieben liegt. Damit könnte der vielversprechende Ansatz redundanter NC-Achsen noch weiter in Richtung Prozessstelle verschoben werden.

Bei der Funktionalitätsverbesserung von mechanischen Komponenten wird zudem ein zukünftiger Schwerpunkt auf der Weiterentwicklung aktiver Werkstoffe im Sinne der Adaptronik gesehen, um auch Maschinenkomponenten in größeren Dimensionen wie z.B. Maschinenbetten oder Gewindetriebe aktiv zu beeinflussen. Das gelingt bis heute mit der eher lokalen Integration von AMS noch nicht zufriedenstellend.

Literaturverzeichnis

- [1] Al-Bender, F., Van Brussel, H., 1994, *Active Dynamic Stiffness Control of Aerostatic Bearings*, Proc. 3rd Int. Conf. Ultraprecision in Manufacturing Engineering, Franz Rhiem Duisburg, 143-146
- [2] Abele, E., Kreis, M., Roth, M., 2006, *Electromagnetic Actuator for in Process Non-Contact Identification of Spindle-Tool Frequency Response Functions*, Conf.-Speech, CIRP 2nd Int. Conf. on High Performance Cutting, 12.-13. Jun., Vancouver, Canada
- [3] Abicht, C., Ulbrich, H., Riebe, S., 2002, *Active vibration isolation of a stewart-platform using high response hydraulic actuators*, Proceedings of the 6th Int. Conference on Motion and Vibration Control, 1:30-35.
- [4] Adkins, C.A., Zhiming H., Wong, B.W., Walcott, B.L., Rouch, K.E., 1996, *Active vibration control using an electromagnetic absorber with two degrees of freedom*, Proceedings of the IEEE, 175-178
- [5] Althaus, J., Ulbrich, H., 1990, *Active Chamber System for Vibration Control of Rotating Machinery*, Proc. of the 3rd Int. Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, USA, 543-558
- [6] Altintas, Y., Woronko, A., 2002, *A Piezo Tool Actuator for Precision Turning of Hardened Shafts*, Annals of CIRP, 51/1:303-306
- [7] Altintas, Y., Brecher, C., Weck, M., Witt, S., 2005, *Virtual Machine Tool*, Annals of CIRP, 54/2:651-673
- [8] Altintas, Y., Verl, A., Brecher, C., Uriarte, L., Pritschow, G., 2011, *Machine Tool Feed Drives*, Annals of the CIRP, 60/2:779-796
- [9] Aoyama, T., Inasaki, I., 1997, *Application of Electrorheological Fluid Dampers to Machine Tool Elements*, Annals of the CIRP, 46/1:309-312
- [10] Aoyama, T., 2004, *Development of Gel Structured Electrorheological Fluids and their Applications for the Precision Clamping Mechanism of Aerostatic Sliders*, Annals of the CIRP, 53/1:325-328
- [11] Ast, A., Braun, S., Eberhard, P., Heisel, U., 2009, *An adaptronic approach to active vibration control of machine tools with parallel kinematics*, Production Engineering 3/2:207-215

- [12] Auerswald, M., 2012, *Simulationsgestützte Konstruktion eines piezoelektrischen Festklopfwerkzeuges*, Bachelorarbeit, Fakultät für Maschinenbau, TU Chemnitz
- [13] Beineke, S., Bähr, A., Böcker, J., 2010, *Theoretisch und praktisch erreichbare Regelgüte von Servoantrieben, Teil 1: Grundsätzliche Zusammenhänge*, *antriebstechnik* 1-2:22-26
- [14] Beineke, S., Bähr, A., Böcker, J., 2010, *Theoretisch und praktisch erreichbare Regelgüte von Servoantrieben, Teil 3: Einflussgrößen für die erzielbare Bandbreite*, *antriebstechnik* 6:38-43
- [15] Berkemer, J., 2003, *Gekoppelte Simulation von Maschinendynamik und Antriebsregelung unter Verwendung linearer Finite Elemente Modelle*, Dissertation, Universität Stuttgart
- [16] Berkemer, J., Altenburger, R., Koch, T., Lehner, W.-D., 2004, *Effektive Nutzung des Leistungspotenzials von Direktantrieben*, *wt Werkstattstechnik online*, 94/5:233-241
- [17] Bimatec Soralue Zerspanungstechnologie GmbH, Limburg an der Lahn, Deutschland
- [18] Bimatec Soralue, 2014, *Ohne Vibrationen zu voller Fräsleistung*, *MM MaschinenMarkt* 48:11
- [19] Bischoff, M., 2010, *Entwicklung eines aktiven Aufstellelementes zur Schwingungsisolierung von Werkzeugmaschinen*, Masterarbeit, HTWK Leipzig
- [20] Bleicher, F. et al., 2012, *Mechanism of surface modification using machine hammer peening technology*, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 61/1:375-378
- [21] Brecher, C., 2002, *Vergleichende Analyse von Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen*, Diss. RWTH Aachen
- [22] Brecher, C., Hirsch, P.: *Compensation of thermo-elastic machine tool deformation based on control internal data*. *Annals of the CIRP* Vol. 53/1 (2004)
- [23] Brecher, C., Schauerte, G., Lange, S., 2005, *Adaptronisches Bohrwerkzeug zur Feinbearbeitung von Zylinderhülsen*, *INN Innovative Technik*, 10(32):14-15
- [24] Brecher, C., Manoharan, D., & Witt, S. 2008. *Structure integrated adaptronical systems for machine tools*, *Production Engineering*, 2/2:219–223

- [25] Brecher, C., Manoharan, D., 2009, *Aktive Dämpfung für Portalmaschinen*, *wt Werkstattstechnik online*, 99/5:288-293
- [26] Brecher, C., Manoharan, D., Ladra, U., Köpken, H.-G., 2009, *Aktive Werkstückauflage zur Rattervermeidung*, *wt Werkstattstechnik online* 99/1/2:10-16
- [27] Breit, H., 2002, *Aktive Spindellagerung*, *Ölhydraulik und Pneumatik* 46(7):424-432
- [28] Browning, D.R., Golioto, I., Thompson, N.B., 1997, *Active Chatter Control System for Long-overhang Boring Bars*, *Proc. of the SPIE*, 3044:270-280
- [29] Bushuev, V. V., 1991, *Compensation of Elastic Deformations in Machine Tools*, *Stank I instrument*, No. 3:42-46 (in Russian)
- [30] Bustillo, A., Oleaga, I., Zulaika, J., Loix, N., 2014, *New methodology for the design of ultra-light structural components for machine tools*, *International Journal of Computer Integrated Manufacturing*, pp. 1-14
- [31] Carmignani, C., Forte, P., Rustighi, E., 2001, *Active Control of Rotor Vibrations by Means of Piezoelectric Actuators*, *Proc. of the ASME Design Engineering Technical Conf.*, 6(A), 757-764
- [32] Chen, J.S., Dwang, I.C., 2000, *A Ballscrew Drive Mechanism with Piezoelectric Nut for Preload and Motion Control*, *Int. J. of Machine Tools and Manufacture*, 40:512-526
- [33] Cheng, F., Jiang, H., Zhang, X., 2002, *Optimal placement of dampers and actuators based on stochastic approach*, *Earthquake Engineering and Engineering Vibration*, 1/2:237-249
- [34] Choudhury, S.K., Goudimenko, N.N., Kudinov, V.A., 1997, *Online Control of Machine Tool Vibration in Turning*, *International J. of Machine Tools and Manufacture*, 37/6:801-811
- [35] CEDRAT TECHNOLOGIES, Meylan Cedex, Frankreich.
- [36] Cowley, A., Boyle, A., 1970, *Active Dampers for Machine Tools*, *Annals of the CIRP*, 18/1:213-222
- [37] Cuttino, J.F., 1999, *Performance Optimization of a Fast Tool Servo for Single-point Diamond*, *IEEE/ASME Trans. on Mechatronics*, 4/2:169-179
- [38] DeBra, D. B., 1992, *Vibration Isolation of Precision Machine Tools and Instruments*, *Annals of the CIRP*, 41/2:711-718

- [39] Denkena, B., Kallage, F., Ruskowski, M., Popp, K., 2004, *Machine Tool with Active Magnetic Guides*, *Annals of the CIRP*, 53/1:333-336
- [40] Denkena, B., Harms, A., 2004, *A Tool Adaptor for Vibration Damping in CNC-Lathes*, *Proc. of the 37th CIRP Int. Seminar on Manufacturing Systems*, May 19-21, Budapest, Hungary, 127-131
- [41] Denkena, B., Immel, J., Götz, T., 2005, *Drehspannfutter mit integrierter, mechatronischer Feinpositioniervorrichtung*, *Conf.-Speech, Int. Forum Mechatronik*, 15.-16.6., Augsburg
- [42] Denkena, B.; Möhring, H.-C.; Gümmer, O., 2011, *Adaptive Dämpfung für ruckentkoppelte Antriebe*, *wt-online*, 5:321-327
- [43] DIN ISO 230-1, 1999, *Werkzeugmaschinen - Prüfregeln für Werkzeugmaschinen - Teil 1: Geometrische Genauigkeit von Maschinen, die ohne Last oder unter Schlichtbedingungen arbeiten*, Beuth-Verlag GmbH, Berlin
- [44] DIN ISO 10791, 2001, *Werkzeugmaschinen - Prüfbedingungen für Bearbeitungszentren, Teil 1-7*, Beuth-Verlag GmbH, Berlin
- [45] Dohner, J.L., Lauffer, J.P., Hinnerichs, T.D., Shankar, N., Regelbrugge, M., Kwan, C., Xu, R., Winterbauer, B., Bridger, K., 2004, *Mitigation of Chatter Instabilities in Milling by Active Structural Control*, *J. of Sound and Vibration*, 269:197-211
- [46] Douglass, S., 1983, *A Machining System for Turning Non-axis-symmetric Surfaces*, PhD dissertation, the University of Tennessee, Knoxville.
- [47] Dow, T.A., Miller, M.H., Falter, P.J., 1991, *Application of a Fast Tool Servo for Diamond Turning of Nonrotationally Symmetric Surfaces*, *Prec. Eng.*, 13/4:243-250
- [48] Drossel, W.-G., Bucht, A., Hochmuth, C., Schubert, A., Stoll, A., Schneider, R., 2014, *High Performance of Machining Processes by Applying Adaptronic Systems*, *6th CIRP International Conference on High Performance Cutting, HPC2014, Procedia CIRP*, 14, pg. 500–505
- [49] Drossel, W.-G., Schubert, A., Nestler, M., Hensel, S., Müller, R., Müller, M., Müller, B., Jahn, S. F., 2015, *Novel sheet metal parts with sensor and actuator mode of operation*, In: *Forming with Intelligence, Flexibility and Lightweight*, *Proceedings of the 34th International Deep Drawing Research Group, IDDRG 2015, Shanghai, Juni 2015*, 674-687

- [50] Ecorchard, G., Neugebauer, R., Maurine, P., 2010, *Elasto-geometrical modeling and calibration of redundantly actuated PKMs*, *Mechanism and Machine Theory*, 45/5:795-810
- [51] Ehmann, C., Nordmann, R., 2002, *Low Cost Actuator for Active Damping of Large Machines*, *Conf.-Speech, Mechatronics Conf., Berkeley, California*
- [52] Ehmann, C., Nordmann, R., 2003, *Comparison of Control Strategies for Active Vibration Control of Flexible Structures*, *Conf.-Speech, 6th Conf. on Active Noise and Vibration Control Methods, Cracow*
- [53] Ehmann, C., Alizadeh, A., Nordmann, R., 2003, *Schwingungsdämpfung aktiv gelagerter Rotoren mit robuster Regelung*, *6th Int. Conf. Schwingungen in rotierenden Maschinen - SIRM, Darmstadt, 1-10*
- [54] Fleischer, J., Knödel, A., Munzinger, C., 2006, *Active Hydrostatic Guiding System with Integrated Adaptronic Sensor/Actuator-Unit*, *Conf.-Speech, 5. Int. Fluid Power Conf. - Customer Benefits of Fluid Power, Aachen, Germany*
- [55] Ford, D., Myers, A., Haase, F., Lockwood, S., Longstaff, A., 2013, *Active Vibration Control for a CNC Milling Machine*, *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineering Part C, Journal of Mechanical Engineering Science*, 1-16
- [56] Forte, P., Paternó, M., Rustighi, E., 2004, *A Magnetorheological Fluid Damper for Rotor Applications*, *Int. J. of Rotating Machinery*, 10/3, 175-182
- [57] Franchek, M. A., Ryan, M. W., Bernhard, R. J., 1996, *Adaptive passive vibration control*, *J. Sound Vib.*, 189:565–85
- [58] Fraunhofer IWU, Chemnitz
- [59] Gao, W., Chen, J.J., Ma, H.B., Ma, X.S., 2003, *Optimal placement of active bars in active vibration control for piezoelectric intelligent truss structures with random parameters*, *Computers & Structures*, 81/1:53–60
- [60] Gawronski, W. K., 1998, *Dynamics and Control of Structures: A Modal Approach*, New York, Springer
- [61] Glaser, S., Hesselbach, J., Last, P., Pietsch, I., 2003, *Funktionsverbesserungen von Glasschneidemaschinen durch aktive Schwingungsdämpfung*, *Conf.-Speech, Adaptronic Congress, Wolfsburg*
- [62] Gleichner, A., 1999, *Aktive hydrostatische Führungen mit elektrorheologischen Flüssigkeiten*, *Diss. TU Braunschweig*

- [63] Groche, P. et al., 2012, *Einglätterung durch Festwalzen und Festklopfen*, *wt Werkstattstechnik online*, 102:665-671
- [64] Groß, H., Hamann, J., Wiegärtner, G., 2006, *Vorschubantriebe in der Automatisierungstechnik*, 2.Auflage, Hrsg. Siemens AG, Berlin München, Publicis MCD Verlag, Erlangen München
- [65] Greene, W., Shinstock, D., 1997, *Design of a Linear Voice Coil Actuator for Fast Tool Servo Applications*, *Proc. of ASPE* 16:187-190
- [66] Großmann, K., Müller, J., Schween, A., 2001, *Mikro-Achse als Zusatzaggregat für Großdrehmaschinen*, *ZWF*, 96/9:470-473
- [67] Hagemester, W., 1999, *Auslegung von hochdynamischen servohydraulischen Antrieben für eine aktive Frässpindellagerung*, *Diss. RWTH Aachen*
- [68] Håkansson, L., 1999, *Adaptive Active Control of Machine-Tool Vibration in a Lathe - Analysis and Experiments*, *Dissertation, Lund University*
- [69] Hamm, M., 2017, *Gesamtsystementwicklung einer Werkzeugaufnahme zur ultraschallunterstützten spanenden Bearbeitung in konventionellen Bearbeitungsmaschinen*, *Masterarbeit, Fakultät für Maschinenbau, TU Chemnitz*
- [70] Hatch, M.R., 2000, *Vibration Simulation Using Matlab and ANSYS*, *Chapman and Hall/CRC, Boca Raton, FL*
- [71] Henmi, N., Murata, R., 1998, *Vibration Control in Cutting Process by an Active Work-rest*, *Int. J. of the Japan Society for Precision Eng.*, 32/2:133-134
- [72] Hesselbach, J., Abel-Keilhack, C., 2002, *Active Hydrostatic Bearing with Magnetorheological Fluid*, *8th Int. Conf. on New Actuators, Bremen, Germany*, 343-346
- [73] Hesselbach, J., Hoffmeister, H.-W., Armbrecht, C., Schuller, B.-C., Breitbach, E., Rose, M., 2004, *Adaptronik in Werkzeugmaschinen; Tagungsbericht: Holztechnisches Kolloquium, 1.-3. März 2004, Braunschweig, S.5.1-5.25*
- [74] Hilbing, R., 2004, *Genauigkeitssteigerung von Präzisionsdrehmaschinen durch aktive Kompensation dynamischer Störungen*, *Diss. TH Aachen*
- [75] Hill, S., Stallaert, B., Symens, W., Sas, P., 2006, *Force Transmission Loss as a Mechanism for the Active Control of Noise Using an Active Bearing: Preliminary Results*, *Proc. ISMA2006, Noise and Vibration Eng.*, Leuven, Sept. 18-20, 211-222
- [76] Hirsch, A., 2012, *Werkzeugmaschinen - Grundlagen, Auslegung, Ausführungsbeispiele*, *Springer, Wiesbaden*

- [77] Hirsch, A., 2015, *Werkzeugmaschinen - Grundlagen, Skript zur Vorlesung, TU Chemnitz*
- [78] Hitachi Tool Engineering Europe GmbH, Hilden, Deutschland
- [79] Hofmann Mess- und Auswuchttechnik GmbH & Co.KG, Pfungstadt, Deutschland
- [80] Hohlfeld, J., Hipke, T., 2016, *Aluminiumschaum - Herstellung, Eigenschaften und Anwendungen, Berg- und Hüttenmännischer Tag, Freiberg, 67:92-102*
- [81] Holmes, M.L., Trumper, D.L., 1996, *Magnetic/Fluid Bearing Stage for Atomic-Scale Motion Control, Precision Engineering, 18/1:38-49*
- [82] Homann, S., Rose, M., Breitbach, E., 2005, *Hybride elektromechanische Netzwerke mit piezoelektrischen Komponenten, Vortrag, Adaptronic Congress, Göttingen*
- [83] Huber, J.E., Fleck, N.A., Ashby, M.F., 1997, *The selection of mechanical actuators based on performance indices Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical and Physical Sciences, 453:2185-2205*
- [84] Ihlenfeldt, S., 2012, *Redundante Werkzeugmaschinenstruktur für die Komplettbearbeitung im Großwerkzeugbau, Dissertation, TU Chemnitz*
- [85] *isoloc Produktkatalog 5, 2014, isoloc Schwingungstechnik GmbH, Stuttgart*
- [86] Janocha, H., Gosebruch, H., 1988, *Aktive Dämpfung dynamischer Wechselwirkungen an Außenrundscheifmaschinen, VDI Berichte, 695, 105-127*
- [87] Jendritza, D. J. 1998, *Technischer Einsatz neuer Aktoren. 2. Aufl., Renningen-Malmsheim: expert Verlag*
- [88] Jendryschik, J., 1987, *Dynamisches Verhalten rotierender scheibenförmiger Trennwerkzeuge, Diss. University of Hannover*
- [89] Johnson, K., 1985, *Contact Mechanics, Cambridge: University Press Cambridge*
- [90] Jungnickel, G., Wunderlich, B., 1999, *Korrektursystem für thermisch bedingte Neigungen an Werkzeugmaschinen, wt Werkstatttechnik, 88/3:92-95*
- [91] Katsuki, A., Onikura, H., Sajima, T., Akashi, T., Matsuo, T., 1992, *Development of a Deep Hole Boring Tool Guided by Laser, Annals of the CIRP, 41/1:83-87*
- [92] Kemmerling-Lamparsky, M., 1987, *Dynamische Stabilisierung spanender Fertigungsprozesse mit aktiven Zusatzsystemen, Dissertation, Universität Hannover*

- [93] Kießling, R., 2011, *Modellierung und Simulation des Festklopffprozesses*, Bachelorarbeit, Fakultät für Maschinenbau, TU Chemnitz
- [94] Kim, W.J., Trumper, D.L, Lang, J.H., 1998, *Modeling and Vector Control of a Planar Magnetic Levitator*, *IEEE Transactions on Industry Applications*, 34/6:1254-1262
- [95] Klaffert, T., 2006, *Selbstoptimierende HSC-Motorspindel*, Dissertation, TU Chemnitz
- [96] Klose, L., Bräunlich, 2000, *Erweiterung der umformtechnischen Grenzen durch vibrationsüberlagerten Tiefziehprozess*, Studiengesellschaft Stahlanwendung e.V., *Forschung für die Praxis*
- [97] Kohmäscher, T., 2004, *Active Spindle Bearing Device for Chatter Control within Milling Machines*, *Conf.-Speech, 3rd PhD Symp.*, Terrassa, Spain.
- [98] KOMET GROUP GmbH, Besigheim, Deutschland
- [99] Kordonski, W.I., Golini, D., 1999, *Fundamentals of magnetorheological fluid utilization in high precision finishing*, *Journal of Intelligent Material Systems and Structure* 10, S. 683-689
- [100] Koren, Y., Lo, C.-C., 1992, *Advanced controllers for feed drives*, *Annals of the CIRP*, 40/2: 689-698
- [101] Koren, Y., Pasek, Z. J., Szuba, P., 1999, *Design of a Precision, Agile Line Boring Station*, *Annals of the CIRP*, 48/1:313-316
- [102] Kostka, P., Höhne, R., Holeczek, K., Krahl, M., Hufenbach, W., 2015, *Multi-disziplinäre Entwicklung eines robotergeführten Schwingungskompensators*. In: *Konstruktion* 2015/07-08:86–90
- [103] Kouno, E., 1984, *A Fast Reponse Piezoelectric Actuator for Servo Correction of Systematic Errors in Precision Machining*, *Annals of the CIRP*, 33/1:369–372
- [104] Kroll, L., Blau, P., Wabner, M., Frieß, U., Eulitz, J., Klärner, M., 2011, *Light-weight components for energy-efficient machine tools*, *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 4/2:148-160
- [105] Kurth, R., 2016, *Entwicklung einer Schwingungsentkopplungseinheit für ein Festklopffwerkzeug*, Masterarbeit, Fakultät für Maschinenbau, TU Chemnitz
- [106] LAB Motion Systems Belgium, Leuven, Belgien

- [107] Law, M., 2014, *Optimal sizing and selection considerations of proof mass actuators to damp machine tool vibrations*, Internal Report 6, Fraunhofer IWU Chemnitz
- [108] Law, M., Wabner, M., Frieß, U., Ihlenfeldt, S., Zander, G., 2014, *Improving Machining Performance of In-Use Machine Tools with Active Damping Devices*, *International Chemnitz Manufacturing Colloquium ICMC*, 3:393-412
- [109] Law, M., Wabner, M., Colditz, A., Kolouch, M., Noack, S., Ihlenfeldt, S., 2015, *Active Vibration Isolation of Machine Tools Using an Electro-Hydraulic Actuator*, *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 10: 36-48
- [110] Leser, H., 2004, *Ultraschallbeeinflussung von Draht- und Rohrziehprozessen*, *Forschung am Institut für Umformtechnik der Univ. Stuttgart*, Sept. 16., MAT-INFO Werkstoff-Informationsgesellschaft
- [111] Li, W., Maißer, P., Enge, H., 2004, *Self-learning Control Applied to Vibration Control of a Rotating Spindle by Piezopusher Bearings*, *Proc. Int. Mech. Eng., J. Systems and Control Engineering*, 218/1:185-196
- [112] Liu, D., 1998, *Surface Texture Improvement in the Turning Process via Application of a Magnetostrictively Actuated Tool Holder*, *ASME J. of DSMC*, 120, 193-199
- [113] LTI Motion GmbH
- [114] Lu, X., Trumper, D.L., 2003, *Electromagnetically Driven Fast Tool Servo*, *Proc. of ASPE*, 103-106
- [115] Lu, X., Trumper, D.L., 2005, *Ultrafast Tool Servos for Diamond Turning*, *Annals of the CIRP*, 54/1:383-386
- [116] Ludwick, S., Trumper, D.L., 1999, *Design of a Rotary Fast Tool Servo for Ophthalmic Lens Fabrication*, *Precision Engineering*, 23/4:253-259
- [117] LORD Corporation, Cary, North Carolina, United States
- [118] Mannan, M.A., Sollie, J.P., 1997, *A Force-Controlled Clamping Element for Intelligent Fixturing*, *Annals of the CIRP*, 46/1:265-268
- [119] MAPAL Fabrik für Präzisionswerkzeuge Dr. Kress KG, Aalen, Deutschland
- [120] May, C., Pagliarulo, P., Janocha, H., 2006, *Optimisation of a Magnetostrictive Auxiliary Mass Damper, Actuator 2006*, *Proc. 10th Int. Conf. on New Actuators*, 344-348
- [121] Meidlinger, R., 2008, *Einfluss der Aufstellung auf das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen*, Diss. EWTW Aachen

- [122] Metzele, M., 2004, *Piezoaktoren regeln die Lagervorspannung*, *wt Werkstattstechnik online* 94/7-8:344-349
- [123] Meneroud, P., Benoit, C., Porchez, T., Claeysen, F., 2012, *MICA Actuator: Highly Dynamic Controllable Magnetic Actuator*, *13th International Conference on New Actuators*, Bremen, Germany, 18–20 June 2012, 647-650
- [124] Michels, F., 1999, *Stabilisierung des Schleifprozesses mit aktiven Systemen*, *Diss. RWTH Aachen*
- [125] Michos, G., 2005, *Mechatronische Ansätze zur Optimierung von Vorschubachsen*, *Diss. University of Erlangen-Nürnberg*
- [126] MICROMEGA Dynamics, 2008, *Operation and Maintenance Manual – Digital Active Damping Device ADD 45N*
- [127] Mitsubishi, M., Warisawa, S., Hanayama, R., 2001, *Development of an Intelligent High-Speed Machining Center*, *Annals of the CIRP*, 50/1:275-280
- [128] Moog CSA Engineering, Mountain View, CA, USA
- [129] Montesanti, R.C., Trumper, D.L., 2003, *High Bandwidth Short Stroke Rotary Fast Tool Servo*, *Proc. of ASPE*, 30:115-118
- [130] Montesanti, R.C., 2005, *High Bandwidth Rotary Fast Tool Servos and a Hybrid Rotary/Linear Electromagnetic Actuator*, *PhD dissertation, M.I.T. Cambridge*
- [131] Nattermann, R., Anderl, R., 2013, *The W-Model – Using Systems Engineering for Adaptronics*, *Procedia Computer Science* 16:937-946
- [132] Neugebauer, R., Ihlenfeldt, S., Kirchner J., Adam, F., 2000, *Redundante Hybridkinematik für den Großwerkzeug- und Formenbau*, *2nd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*, 153-168
- [133] Neugebauer, R., Drossel, W.-G., Schubert, A., Roscher, H.-J., 2001, *Potenziale von Adaptronik und Mikrotechnik für den Maschinenbau*, *3. Chemnitzer Produktionstechnisches Kolloquium CPK 2001*, 363-380
- [134] Neugebauer, R., Drossel, W.-G., Roscher, H.-J., Schwaar, M., 2002, *Intelligent Strut*, *3rd Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*, Chemnitz, 23.-25.04.2002:17-47
- [135] Neugebauer, R., Drossel, W., Ihlenfeldt, S., 2004, *Components and Equipment for Intelligent Production Systems*, *Proc. of MDP-8, Conf. on Mech. Design and Production Cairo, Egypt, Jan. 4-6*, 57-60

- [136] Neugebauer, R., Stoll, A., 2004, *Ultrasonic Application in Drilling*, *J. of Materials Processing Technology*, 149:633-639
- [137] Neugebauer, R., Wittstock, V., Gebhardt, S., Schönecker, A., 2005, *Strukturintegrierte Aktorik im Maschinenbau*, *Adaptronic Congress Göttingen*, 242–249
- [138] Neugebauer, R., Schröder, T., Krabbes, M., 2005, *Optimization of a Trajectory Splitting Algorithm for Machine Tools with Hierarchical Drive Structures*, 50. *Int. Wiss. Koll. der TU Ilmenau*, Sept. 19.-23., 153-154
- [139] Neugebauer, R., Wittstock, V., Illgen, A., Kranz, B., Naumann, G., 2006, *The 3rd Generation of an Actuator-Sensor-Unit for Tripod-Structures*, *Proc. 5th Chemnitz Parallel Kinematics Seminar*, Chemnitz, Apr. 25./26., 325-340
- [140] Neugebauer, R., Denkena, B., Wegener, K., 2007, *Mechatronic systems for machine tools*, *Annals of the CIRP, Manufacturing Technology*, 56/2, 657-686
- [141] Neugebauer, R., Scheffler, C., Wabner, M., Schulten, M., 2010, *Advanced state space modeling of non-proportional damped machine tool mechanics*, *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 3/1: 8-13
- [142] Neugebauer, R., Scheffler, C., Wabner, M., Schulten, M., 2010, *Zustandsraummodellierung nicht-proportional gedämpfter Systeme in der mechatronischen Simulation*, *NAFEMS Magazin* 3/17: 58-69
- [143] Neugebauer, R., Scheffler, C., Zwingenberger, C., Wabner, M., 2010, *Verbesserte Berechnung von statischen und dynamischen Steifigkeiten an Werkzeugmaschinen*, *wt Werkstattstechnik Online* 100/5:354-361
- [144] Neugebauer, R., Blau, P., Frieß, U., Wabner, M., Kolesnikov, A., 2011, *Energieeffizienz in Werkzeugmaschinen durch Leichtbau*, *interner Bericht für den VDW, FhG IWU*
- [145] Neugebauer, R., Scheffler, C., Wabner, M., 2011, *Implementation of control elements in FEM calculations of machine tools*, *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 4/1:71-79
- [146] Neugebauer, R., Wabner, M., Rentzsch, H., Ihlenfeldt, S., 2011, *Structure principles of energy efficient machine tools*, *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 4/2:136–147
- [147] Neugebauer, R., Ihlenfeldt, S., Frieß, U., Wabner, M., Rauh, S., 2012, *New high-speed machine tool structure by holistic mechatronical systems design*, *Procedia CIRP* 1:307-312

- [148] Neugebauer, R., Wabner, M., Ihlenfeldt, S., Frieß, U., Schneider, F., Schubert, F., 2012, *Design Principles Inspired by Bionics for Energy Efficient Machine Tools*, 2. International Chemnitz Manufacturing Colloquium ICMC 2012 /2. eniPROD-Kolloquium, 17.-18. April 2012, Chemnitz
- [149] NILES – SIMMONS Industrieanlagen GmbH, Chemnitz
- [150] Nölke, H.-H., 1980, *Spanende Bearbeitung von Siliziumnitrid-Werkstoffen durch Ultraschall-Schwingläppen*, Dissertation, Universität Hannover
- [151] Nordmann, R., 2005, *Use of Mechatronic Components in Rotating Machinery*, Conf.-Speech, 7th Conf. on Vibration Problems, Istanbul, Sept. 05.-09.
- [152] Okazaki, Y., 1998, *Fast Tool Servo System and its Application to Three Dimensional Fine Surface Figures*, Proc. of ASPE, 17:100-103
- [153] Okwudire, C., Lee, J., 2013, *Minimization of the residual vibrations of ultra-precision manufacturing machines via optimal placement of vibration isolators*, Precision Engineering 37:425–432
- [154] Pahl, G., Beitz, W., 1977, *Konstruktionslehre*, Berlin: Springer
- [155] Pan, G. et al., 1996, *Modeling and intelligent chatter control strategies for a lathe machine*, Proceedings of the 1996 IEEE International Conference on Control Applications, Dearborn, MI, USA, 235-240
- [156] Pape, D.A., Carlson, W.B., Fowler, S.A., 1993, *Design of an Electroceramic Actuator for Control of Radial Saw Blade Vibration*, Vibration and Control of Mechanical Systems ASME 61, 1001-1008
- [157] Parker, 2011, *Direct Operated Proportional DC Valve, Series D3FP*, Technical Catalogue
- [158] Patterson, S., Magrab, E., 1985, *The Design and Testing of a Fast Tool Servo for Diamond Turning*, Precision Engineering, 7/3:123-128
- [159] Patzwald, R., 2001, *Magnetische Flüssigkeiten als Schmierstoff in hydrodynamischen Gleitlagern*, Diss. TU Berlin
- [160] Precitech Inc., Keene, New Hampshire, USA
- [161] Preumont, A., 2002, *Vibration Control of Active Structures - An Introduction*, 2. Aufl., Kluwer Academic Publishers, Dordrecht
- [162] Pritschow, G., Korajda, B., Fanitza, T., 2005, *Kompensation der Werkzeug-abdrängung, Geometrische Betrachtungen und Korrekturstrategien*, wt-online 95/5:337-341

- [163] Putzig, A., 2011, *Genauigkeitssteigerung bei der spanenden Bearbeitung mit Industrierobotern durch Fehlerkompensation mit 3D-Piezo-Ausgleichsaktuatorik*, Dissertation, Universität Stuttgart
- [164] Rama Mohan Rao, A., Sivasubramanian, K., 2008, *Optimal placement of actuators for active vibration control of seismic excited tall buildings using a multiple start guided neighbourhood search (MSGNS) algorithm*, *Journal of Sound and Vibration* 311:133-159
- [165] Ramesh, R., Mannan, M.A., Poo A.N., 2000, *Error compensation in machine tools---a review Part I: geometric, cutting-force induced and fixture dependent errors*. *International Journal of Machine tools & Manufacture*, 40, 1235-1256
- [166] Rashid, A., Nicolescu, C. M., 2006, *Active vibration control in palletised workholding system for milling*, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46/12-13:1626-1636
- [167] Rasmussen, J.D., 1994, *Dynamic Variable Depth of Cut Machining Using Piezoelectric Actuators*, *Int. J. of Machine Tools and Manufacture*, 34/3:379-392
- [168] Rehm, C., 2003, *Herstellung von Bohrungen mittels Zirkularfräsen mit einer magnetisch gelagerten Spindel*, *Forschungsergebnisbericht, Teilergebnis aus dem Projekt P0028501 PBN2B, BMWi-Förderprogramm ProInno, TU Dresden*
- [169] Rivin, E.I., 1995, *Vibration isolation of precision equipment*, *Precision Engineering* 17:41-56
- [170] Rivin, E.I., 1999, *Stiffness and Damping in Mechanical Design*, Marcel Dekker Inc., New York
- [171] Rodenacker, W.G., 1970, *Methodisches Konstruieren. Konstruktionsbücher, Bd. 27*, Berlin: Springer
- [172] Roth, K.: *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen*. Berlin: Springer 1982
- [173] Santos, I.F., Scalabrin, A., Nicoletti, R., 2001, *Ein Beitrag zur aktiven Schmierungstheorie, Schwingungen in rotierenden Maschinen*, Vieweg-Verlag, Wiesbaden
- [174] Sato, K., Horikawa, O., Shimokohbe, A., 1996, *Spindle Motion Control by Active Air Rotary Bearing*, *The Japan - China Bilateral Symposium on Advance Manufacturing Engineering*, Hayama, Japan, 44-49

- [175] Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, 2014, *FAG Active Magnetic Bearing*, Firmenschrift, Schweinfurth
- [176] Schmidt, G., 2007, *Recherche zur Bearbeitung von Kohlenstofffaserverstärkten Kunststoffen*, Studienarbeit TU Chemnitz, Betreuung: Neugebauer, R., Wabner, M
- [242] Schmitt Industries Inc, Portland, USA
- [177] Schröder, T., 2007, *Entwicklung und Evaluation von Algorithmen zur zeitoptimierten Bewegungszerlegung bei kinematisch redundanten Werkzeugmaschinen*, Dissertation, TU Chemnitz
- [178] Schürmann, H., 2005, *Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg
- [179] Segalman, D., Redmond, J., 1996, *Chatter Suppression Through Variable Impedance and Smart Fluids*, *Proc. of the SPIE*, 2721:353-363
- [180] Shamoto, E., Murase, H., Moriwaki, T., 2000, *Ultraprecision 6-axis Table Driven by Means of a Walking Drive*, *Annals of the CIRP*, 49/1:299-302
- [181] Ma, C., Shamoto, E., Moriwaki, T., Wang, L., 2004, *Study of machining accuracy in ultrasonic elliptical vibration cutting*, *Int. J. of Machine Tools and Manufacture*, 44/12–13:1305–1310
- [182] Shimada K., Wu Y., Wong Y.C., 2003, *Effect of Magnetic Cluster and Magnetic Field on Polishing Using Magnetic Compound Fluid (MCF)*, *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 262/2, June 2003, 242-247
- [183] Shimokohbe, A., Aoyama, H., 1991, *An Active Air Bearing: A Controlled-type Bearing with Ultra-precision, Infinite Static Stiffness, High Damping Capability and New Functions*, *Nanotechn.*, 2/1:64-71
- [184] Shinno, H., Hashizume, H., Sato, H., 1999, *Nanometer Positioning of a Linear Motor-Driven Ultraprecision Aerostatic Table System with Electrorheological Fluid Dampers*, *Annals of the CIRP*, 48/1:289-292
- [185] Simnofske, M., Hesselbach, J., 2006, *The Increase of the Dynamic and Static Stiffness of a Grinding Machine*, *Conf.-Speech, ASME IDETC/CIE 2006 (Int. Design Eng. Techn. Conf. & Comp. and Information in Eng. Conf.)*, 99740, Philadelphia, USA
- [186] Simnofske, M., Raatz, A., Hesselbach, J., 2009, *Design process for adaptive machine tools*, *Prod Eng* 3:461–468

- [187] Sims, N. D., Zhang, Y., 2003, *Active damping for chatter reduction in high speed machining*, AMAS Workshop on Smart Materials and Structures SMART'03, 195-212
- [188] Sontag, E. D., 1999, *Mathematical Control Theory: Deterministic Finite Dimensional Systems, Second Edition*, Springer
- [189] Spath, D., Plutowsky, A., 2002, *ACCOMAT - Die Genauigkeitsgeregeltte Maschine, Abschlussbericht*, Karlsruhe
- [190] Steitz, M. et al., 2012, *Abschlussbericht zum IGF-Projekt „Maschinelle Oberflächeneinglättung für den effizienten Werkzeug- und Formenbau“*, IGF-09/12, ZUTECH: EFB, Aktenzeichen: 357ZN
- [191] Stoiber, D., Knorr, M., 2000, *Ruckfrei – Dank der Impulskopplung 1µm bei 30g Beschleunigung*, WB, 133/6:31-35
- [192] Sturos, T.J., Sutherland, J.W., Moon, K.S., Liu, D., Kashani, A.R., 1995, *Application of an Actively Controlled Magnetostrictive Actuator to Vibration Abatement in the Turning Process*, Proc. of the SME, 57/1:539-544
- [193] Suzuki, K., Uematsu, T., Tochinai, H., Mishiro, S., Nakagawa, T., 1993, *A New Grinding Method Ceramics Using a Biaxially Vibrated Non-rotational Ultrasonic Tool*, Annals of the CIRP, 42/1:375-378
- [194] Takeyama, H., Kato, S., 1991, *Burrless drilling by means of ultrasonic vibration*, Annals of CIRP, 40/1:83–86
- [195] Tauchen, M., Findelee, J., 2000, *Reduktion der Werkzeugabdrängung beim HSC-Schlichtfräsen*, VDI-Z, III/2000, 32-35
- [196] Tellbüscher E., 1985, *Konstruktion von Dämpfern und deren Einsatz an Rundschleifmaschinen*, VDI-Z 11/80:37-40
- [197] Tewani, S.G., Rouch, K.E., Walcott, B.L., 1995, *A Study of Cutting Process Stability of a Boring Bar with Active Dynamic Absorber*, Int. J. of Machine Tools and Manufacture, 35/1:91-108
- [198] Thayer, W. J., 1965, *Transfer Functions for Moog Servovalves*, Technical Bulletin 103, Moog Controls Inc., 1-11
- [199] Thiele, J., Urban, F., 1998, *Motorspindeln mit aktiven Magnetlagern erhöhen Leistungsfähigkeit von Maschinen*, MM, 52/104:30-34
- [200] Todd, M.W., Cuttino, J.F., 1997, *Development of a Long Range, Traction Drive Fast Tool Servo for Diamond Turning Applications*, Proc. of ASPE, 16:398-401

- [201] Tönshoff, H. K. et al., 1999, *Compensating Milling Tool Deflection for Five Axis Machine Tools*, Int. Conf. Quality Manuf., Stellenbosch, South Africa, 91-95
- [202] Tönshoff, H.K., Denkena, B., Götz, T., 2002, *Piezoelectric Actuator Based Preload Control Unit for Machine Tool Spindles*, WGP Annals, IX/1:117-122
- [203] Tran, H., DeBra, D., 1994, *Design of a fast short-stroke hydraulic actuator*, Annals of the CIRP, 43/1:469-472
- [204] Trauth, D. et al., 2013, *Analyse und Modellierung der Schlagkraft beim elektro-dynamischen Festklopfen zur kraftbasierten Prozessauslegung*, Forschungsmagazin für die Produktionstechnik, 3:1-8
- [205] Uhlmann, E., Bayat, N., 2005, *Intelligente magnetofluidische Dämpfer*, Futur 2:10-11
- [206] Uhlmann, E., Neumann, C., 2005, *Adaptronik in Werkzeugmaschinen – Kompensation thermisch bedingter Verlagerungen*, Futur 2, 8-9
- [207] Uhlmann, E., Bayat, N., 2006, *High Precision Positioning with Ferrofluids as an Active Medium*, Annals of the CIRP, 55/1:415-418
- [208] Van Brussel, H., Reynaerts, D., Vanherck, P., Versteyhe, M., Devos, S., 2003, *A Nanometre-precision, Ultra-stiff Piezostepper Stage for ELID-grinding*, Annals of the CIRP, 52/1:317-322
- [209] VDI 2206 *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*, Beuth-Verlag GmbH, Berlin
- [210] VDI 2221 *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*, Beuth-Verlag GmbH, Berlin
- [211] VDI/DGQ 3441, 1977, *Statistische Prüfung der Arbeits- und Positionsgenauigkeit von Werkzeugmaschinen; Grundlagen*, Beuth-Verlag GmbH, Berlin
- [212] Wabner, M., Ihlenfeld, S., 2012, *Festklopfvorrichtung*, Patent DE 102012010218 A1
- [213] Wabner, M., Law, M., Ihlenfeldt, S., 2014, *Dynamic modelling of an electro-hydraulic actuator to isolate machine tools from ground vibrations*, Proc. of the 11th Int. Conference on High Speed Machining, HSM 2014 (Czech Republic), MM Science Journal, Special Issue HSM2014, 1-6
- [214] Wahner, U., 2002, *Lineare Magnetführung für direktangetriebene Vorschubachsen*, Diss. RWTH Aachen

- [215] Wauer, J., Rudolf, C., Fleischer, J., Munzinger, C., 2005, *An Approach for Compensation of Geometric Faults in Machine Tools*, Proc. of the IDETC/CIE 2005, 5th Int. Conf. Multibody Systems, Nonlinear Dynamics and Control, 75-81
- [216] Waibel, M., 2012, *Aktive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen*, Dissertation, TU München
- [217] Wang, M., Fei, R., 1999, *Chatter Suppression Based on Nonlinear Vibration Characteristic of Electrorheological Fluids*, Int. J. of Machine Tools and Manufacture, 39:1925-1934
- [218] Wauer, J., Rudolf, C., Fleischer, J., Munzinger, C., 2005, *An Approach for Compensation of Geometric Faults in Machine Tools*, Proc. of the IDETC/CIE 2005, 5th Int. Conf. Multibody Systems, Nonlinear Dynamics and Control, 75-81
- [219] Weber, Ch.-T., 1997, *Ein Beitrag zur optimalen Positionierung von Aktoren in adaptiven mechanischen Strukturen*. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation
- [220] Weber, C. T., Weiser, J., 2003, *Formadaptiver Chuck*, Conf.-Speech, Proc. 11th CMP-user meeting, Munich
- [221] Weck, M., Mehlkopp, K., Terwei, T., Özmeral, H., 1995, *A New Hybrid Concept for a Long Stroke Fast Tool Servo System*, Proc. of ASPE, 10:93-98
- [222] Weck, M.; Wenzel, C., 2003, *Adaptable module for five-axis polishing*, Proc. of the 4th euspen International Topical Conference, Aachen, Germany, 19.-20.05.2003, Vol. 1, S. 153-156
- [223] Weck, M., Schulz, A., 2003, *Adaptiver Reibungsdämpfer*, wt online, 93:7-8
- [224] Weck M., Hennig J., Wetter O., 2003, *Long Stroke Fast Tool Servo System with Dynamic Mass Compensation and Hydrostatic Bearings*, Proc. of the Int. Topical Conf. on Precision Engineering, Aachen, 136-140
- [225] Weck, M., Schulz, A., 2004, *Active Auxiliary Mass Damper*, Production Engineering XI/1:39-43
- [226] Weck, M., Brecher, C., 2006, *Werkzeugmaschinen 2 - Konstruktion und Berechnung*, 8. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag
- [227] Weck, M., Brecher, C., 2006, *Werkzeugmaschinen 3 - Mechatronische Systeme*, 6. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag

- [228] Weidemann, F., 2001, *Strukturoptimierung von parallelkinematischen Werkzeugmaschinen*, PhD Thesis, TU Chemnitz
- [229] Weinert, K., Kersting, M., 2007, *Adaptronic chatter damping system for deep hole drilling*, *Proceedings of international conference on smart machining systems*, Gaithersburg, USA: 13–15
- [230] WEISS Spindeltechnologie GmbH, Schweinfurt, Deutschland
- [231] Weule, H., Golz, H.-U., 1991, *Preload-control in Ball Screws - a New Approach for Machine Tool Building?*, *Annals of the CIRP*, 40/1:383-386
- [232] Wied, J., 2011, *Oberflächenbehandlung von Umformwerkzeugen durch Festklopfen*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt
- [233] Wieland, F., Hipke, T., Reinke, K., 1997, *Offenlegungsschrift DE 19711726 A1, Vorrichtung zum Unwuchtausgleich*, Fraunhofer Gesellschaft
- [234] Will, J.C., 2008, *Adaptronische Spindeleinheit zur Abdrängungs- und Schwingungskompensation in Fräsprozessen*, Dissertation, Universität Hannover
- [235] Williams, M.E., Trumper, D.L., 1993, *Magnetic Bearing Stage for Photolithography*, *Annals of the CIRP*, 42/1:607-610
- [236] Wittstock, V., 2007, *Piezobasierte Aktor-Sensor-Einheiten zur uniaxialen Schwingungskompensation in Antriebssträngen von Werkzeugmaschinen*, Dissertation, TU Chemnitz
- [237] Wu, S.M., Ni, J., 1989, *Precision machining without precise machinery*, *Annals of the CIRP* 38/1:533–536
- [238] Xu, W.L., Han, L., 1999, *Piezoelectric Actuator Based Active Error Compensation of Precision Machining*, *Measurement Science Technology*, 10:106-111
- [239] Zim, O., Weikert, S., 2006, *Modellbildung und Simulation hochdynamischer Fertigungssysteme, Eine praxisnahe Einführung*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg
- [240] Zim, O., Batzies, E., Weikert, S., Schöller, T., 2006, *State Control of Servo Drives with Flexible Structural Components*, *IEEE Industry Applications Conference 41 Annual Meeting*, Tampa, Florida, USA
- [241] Zughabi, N., 1990, *Entwicklung eines selbsteinstellenden digitalen Reglers für numerisch gesteuerte Werkzeugmaschinen*, Diss. TU Berlin

- [242] Zulaika, J. J., Campa F. J., Lopez, de Lacalle, L. N., 2011, *An integrated process-machine approach for designing productive and lightweight milling machines*, *Int. J. Mc Tools and Mfg*, 51/6-7:591-604

Anlagen

A1 Matlab/SIMULINK-Modell der aktiven Schwingungsisolierung mit vereinfachtem Isolatormodell

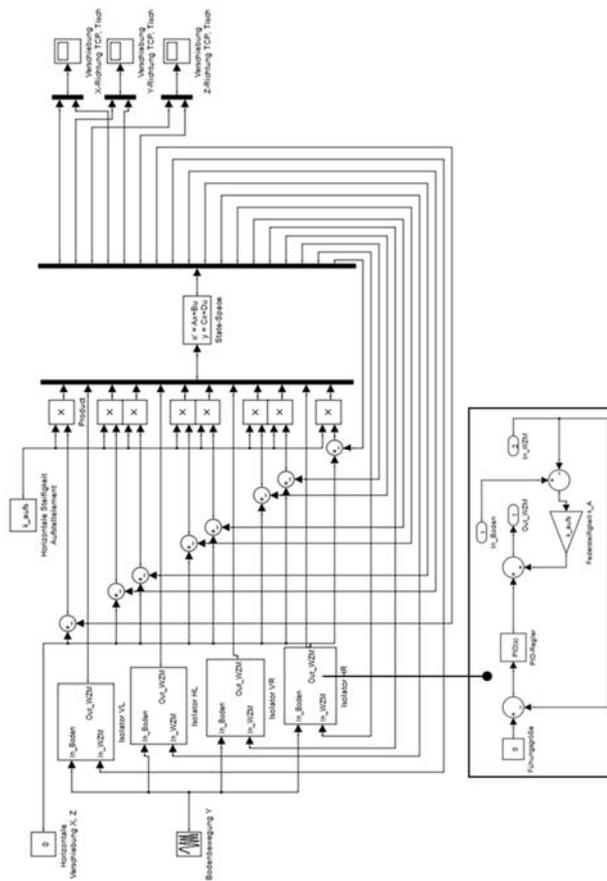
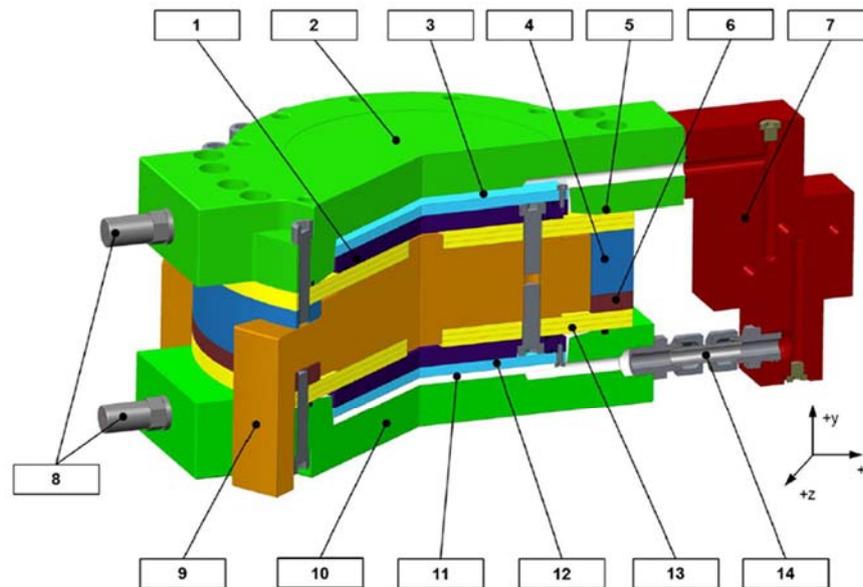


Bild 104: Matlab/SIMULINK-Modell der aktiven Schwingungsisolierung mit vereinfachtem Isolatormodell

A2 Komponenten des Hydraulikaktors



1	Spannplatte	8	Druck-Spül-/Messanschlüsse
2	obere Druckplatte (mit Verwölbungsaussparung)	9	Brückenstützen der Mittelscheibe
3	obere Druckkammer	10	untere Druckplatte
4	Blockdistanzring	11	untere Druckkammer
5	Dichtring (Kantseal – statisch)	12	Abdeckplatte
6	Distanzring	13	Membranfeder-Paket
7	Ventil-Adapterplatte	14	Hydraulikleitung

Bild 105: Komponenten des Hydraulikaktors (nach [3] in [19] angepasst)

A3 Aktor-, Ventil- und Hydraulikparameter

Tabelle 3: Aktor-, Ventil- und Hydraulikparameter (nach [123])

	Beschreibung Parameter	Symbol	Wert
Aktordaten, abgeschätzt aus dem CAD-Modell [19]	bewegte Aktormasse	M [kg]	56
	Druckkammerfläche	A_A [m ²]	$3,18 \times 10^{-2}$
	Dämpfungskoeffizient des Aktors (in (25) vernachlässigt)	c [Ns/m]	1951
	Druckkammervolumen (gesamt)	V_A [m ³]	$5,39 \times 10^{-4}$
	mechanische Steifigkeit des Aktors	k_A [N/m]	$6,8 \times 10^8$
Proportional-Ventil D3FP Serie [157][198]	Volumenstrom-Signal-Koeffizient	K_o [m ³ /s/mA]	$1,94 \times 10^{-6}$
	Volumenstrom-Druck-Koeffizient	K_c [m ³ /s/Pa]	$6,6 \times 10^{-11}$
	Eigenfrequenz des Ventils	ω_{hV} [rad/s]	524
	Dämpfungsgrad des Ventils	ζ	0.65
	Verstärkungsfaktor	K_v	2
Hydraulik-Fluid-Eigenschaften	Kompressionsmodul des Hydrauliksystems	β [N/m ²]	$1,4 \times 10^9$

Hydromechanische Eigenfrequenz:

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta A_p^2}{V_A M}} \quad (35)$$

Dimensionsloser hydraulischer Dämpfungsgrad:

$$\delta_h = \frac{K_C}{A_A} \sqrt{\frac{\beta M}{V_A}} \quad (36)$$

A5 Übersicht der Modellparameter des PFKW

Tabelle 4: Übersicht der Modellparameter des PFKW (nach [105])

Parameter	Wert
Masse der angetriebenen Komponenten des Werkzeuges m_{PFKW}	1,82 kg
Federkonstante der Ringfeder und Führungen k_F	3 N/ μ m
Federkonstante des Aktuators k_m	22 N/ μ m
Elektrische Steifigkeit k_{el}	7 N/ μ m
Wandlungskoeffizient α	$f(\text{Piezospaltung}) [N/V]$
Dämpfungsgrad des Gesamtsystems D	0,033
Geeignete Vorspannkraft F_v	375 N
Hub x_{PFKW}	35 μ m
Spannungsoffset U_{off}	150 V
Amplitude Piezospaltung U	130 V
Elektrische Ersatzdämpfungskonstante des Aktors c_{el}	31 Ns/m
Elektrische Ersatzfederkonstante des Aktors k_{el}	6,7 N/ μ m
Federkonstante des Werkzeuges $k_{PFKW,2}$	25,3 N/ μ m
Nichtlineare Federkonstante (wegabhängig) $k_{PFKW,1}$	-0,599 N/ μ m ²
Dämpfungskoeffizient des Werkzeuges $c_{PFKW,2}$	210 Ns/m
Nichtlinearer Dämpfungskoeffizient des Werkzeuges $c_{PFKW,1}$	7 Ns/m ²
Exponent des nichtlinearen Steifigkeitsterms y_1	0,597
Exponent des nichtlinearen Dämpfungsterms y_2	1,35

A6 Modalparameter der Eigenmoden in der XZ-Ebene

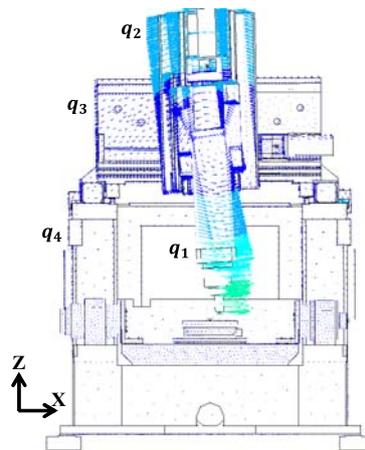


Bild 107: Orte der experimentell ermittelten Modalparameter

Tabelle 5: Modalparameter der Eigenmoden in der XY-Ebene für vier Orte

Mode	Eigenfrequenz f_0 [Hz]	Dämpfungsgrad ζ [%]	Massennormierte Modalvektoren (ϕ_x, ϕ_y)			
			Potenzielle Aktorintegrationsorte			
			q_1	q_2	q_3	q_4
1	25	20	(~0, 0.0144)	(~0, 0.0036)	(~0, 0.0124)	(~0, -0.0023)
2	33	12	(0.0258, ~0)	(0.0163, ~0)	(0.0172, ~0)	(0.0146, ~0)
3	56	19.8	(0.0494, ~0)	(-0.0422, ~0)	(-0.0227, ~0)	(-0.0122, ~0)
4	76	15.7	(~0, 0.0755)	(~0, -0.0324)	(~0, -0.0101)	(~0, -0.0089)
5	98	8.5	(0.1153, ~0)	(-0.0338, ~0)	(-0.0182, ~0)	(-0.009, ~0)
6	157	5	(~0, 0.106)	(~0, -0.015)	(~0, -0.017)	(~0, 0.009)

