





TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

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

**Aktives Dämpfungssystem zur Ratterunterdrückung  
an spanenden Werkzeugmaschinen**  
– **Entwurf und experimentelle Validierung –**

**Matthias Baur**

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

**Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)**

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael F. Zäh  
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher  
(RWTH Aachen)

Die Dissertation wurde am 16.09.2013 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 22.01.2014 angenommen.



Matthias Baur

**Aktives Dämpfungssystem zur  
Ratterunterdrückung an spanenden  
Werkzeugmaschinen**



Herbert Utz Verlag · München

## **Forschungsberichte IWB**

Band 290

Zugl.: Diss., München, Techn. Univ., 2014

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

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

Copyright © Herbert Utz Verlag GmbH · 2015

ISBN 978-3-8316-4408-7

Printed in Germany  
Herbert Utz Verlag GmbH, München  
089-277791-00 · [www.utzverlag.de](http://www.utzverlag.de)

---

## Geleitwort der Herausgeber

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

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

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

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

*Gunther Reinhart*

*Michael Zäh*



---

## **Vorwort des Verfassers**

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

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh, sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart für die wohlwollende Förderung und großzügige Unterstützung meiner Arbeit. Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Brecher, dem Leiter des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen am Werkzeugmaschinenlabor (WZL) der RWTH Aachen möchte ich mich für die Übernahme des Korreferats und die aufmerksame Durchsicht der Arbeit sehr herzlich bedanken.

Darüber hinaus möchte ich mich bei allen Kolleginnen und Kollegen bedanken, die mich während meiner Zeit am Institut begleitet und bei der Erstellung dieser Arbeit unterstützt haben. Besonders hervorheben möchte ich hierbei meine Bürokollegen Markus Ruhstorfer, Julian Cerezo und Fabian Distel, mit denen ich eine sehr angenehme Zeit im Büro MW1305 verbringen durfte, sowie Stefan Schwarz, Paul Gebhard und Fabian Distel, die stets als Diskussionspartner zur Verfügung standen und meine Dissertation kritisch begutachtet haben.

Großer Dank gilt auch allen Studenten, die mich bei meiner Forschungstätigkeit unterstützt haben – namentlich genannt seien hier Alois Lohr, Sebastian Klingler und Alexander Buttler. Besonderer Dank gilt zudem der Hartmetallwerkzeugfabrik Andreas Maier GmbH und der DR. JOHANNES HEIDENHAIN GmbH, die meine Arbeit durch großzügige Sachspenden gefördert haben. Nicht zuletzt möchte ich mich bei Herrn Gerhard Sigl, dem Leiter des Messlabor, für seine immerwährende Unterstützung in Sachen Messtechnik und Elektronik bedanken.

Mein ganz besonderer Dank gilt meinen Eltern, die mich stets mit allen Kräften unterstützt und gefördert und somit den Grundstein für diese Arbeit gelegt haben.

München, im Mai 2014

*Matthias Baur*



# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>I</b>
<b>Verzeichnis der Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>V</b>
Lateinische Buchstaben . . . . .	V
Griechische Buchstaben . . . . .	IX
Sonstige Zeichen . . . . .	IX
Abkürzungen . . . . .	X
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Wissenschaft und Technik</b>	<b>3</b>
2.1 Allgemeines . . . . .	3
2.2 Schwingungen an spanenden Werkzeugmaschinen . . . . .	3
2.2.1 Fremderregte Schwingungen . . . . .	5
2.2.2 Selbsterregte Schwingungen . . . . .	5
2.3 Ansätze zur Reduktion von Ratterschwingungen . . . . .	8
2.3.1 Prozessseitige Ansätze zur Reduktion von Ratterschwingungen . . . . .	9
2.3.2 Strukturseitige Ansätze zur Reduktion von Ratterschwingungen . . . . .	12
2.3.2.1 Passive Zusatzsysteme . . . . .	13
2.3.2.2 Semi-aktive (adaptiv-passive) Zusatzsysteme . . . . .	18
2.3.2.3 Aktive Zusatzsysteme . . . . .	21
2.4 Zusammenfassung . . . . .	29
2.5 Handlungsbedarf . . . . .	30
<b>3 Zielsetzung und Vorgehensweise</b>	<b>33</b>
<b>4 Versuchs- und Messtechnik</b>	<b>35</b>
4.1 Allgemeines . . . . .	35
4.2 Beschreibung der Versuchsmaschine . . . . .	35
4.3 Bestimmung der dynamischen Nachgiebigkeit . . . . .	37
4.4 Ermittlung experimenteller Stabilitätskarten . . . . .	41
4.5 Messung der Oberflächenrauheit . . . . .	43
4.6 Messung der Schnittkräfte . . . . .	45
4.7 Zusammenfassung . . . . .	46

<b>5 Voruntersuchungen an der Portalfräsmaschine</b>	<b>47</b>
5.1 Allgemeines . . . . .	47
5.2 Experimentelle Stabilitätskarten . . . . .	47
5.3 Schwingungstechnische Analyse der Portalfräsmaschine . . . . .	51
5.3.1 Allgemeines . . . . .	51
5.3.2 Betriebsschwingungen während der Zerspanung . . . . .	52
5.3.3 Messung der dynamischen Nachgiebigkeit . . . . .	55
5.3.4 Experimentelle Modalanalyse . . . . .	56
5.3.5 Betriebsschwingungen im Leerlauf . . . . .	60
5.4 Fazit . . . . .	61
<b>6 Entwurf eines aktiven Dämpfungssystems zur Ratterunterdrückung</b>	<b>63</b>
6.1 Anforderungen an ein AVC-System für Werkzeugmaschinen . . . . .	63
6.2 Beschreibung der eingesetzten Inertialaktoren . . . . .	67
6.2.1 Erläuterung des Funktionsprinzips . . . . .	67
6.2.2 Bestimmung des Übertragungsverhaltens . . . . .	70
6.2.3 Kompensation des Übertragungsverhaltens . . . . .	73
6.3 Integration des AVC-Systems in die Portalfräsmaschine . . . . .	76
6.4 Entwurf von Regelungsstrategien für die aktive Ratterunterdrückung . . . . .	78
6.4.1 Allgemeines . . . . .	78
6.4.2 Feedback Control vs. Feedforward Control . . . . .	79
6.4.3 Aufbringung von Dämpfungskräften . . . . .	81
6.4.4 Störung des Regenerativen Effekts . . . . .	92
6.5 Fazit . . . . .	92
<b>7 Aktive Ratterunterdrückung beim Fräsen</b>	<b>95</b>
7.1 Allgemeines . . . . .	95
7.2 Inbetriebnahme des AVC-Systems bei stehender Hauptspindel	95
7.3 Inbetriebnahme des AVC-Systems bei laufender Hauptspindel	97
7.4 Messung der dynamischen Nachgiebigkeit . . . . .	100
7.5 Untersuchungen im Zerspanungsprozess . . . . .	104
7.5.1 Allgemeines . . . . .	104
7.5.2 Einfluss des Verstärkungsfaktors auf die Prozessstabilität . . . . .	105
7.5.3 Robustheit der Dämpfungsregelung . . . . .	107
7.5.4 Ermittlung von experimentellen Stabilitätskarten . . . . .	109
7.5.5 Einfluss des Zahnvorschubs auf die Prozessstabilität . . . . .	116
7.5.6 Untersuchung des Ein- und Ausschnittverhaltens . . . . .	117
7.5.7 Vergleichende Betrachtung von Schnitt- und Dämpfungskräften . . . . .	119
7.5.8 Einfluss des AVC-Systems auf die Oberflächenrauigkeit	121
7.5.9 Verhalten des AVC-Systems im Störfall . . . . .	123

7.5.10 Strategien zur Störung des Regenerativen Effekts . . . . .	124
7.6 Aktive Schwingungsdämpfung bei werkzeugseitigem Rattern . . . . .	125
7.7 Fazit . . . . .	125
<b>8 Aktive Ratterunterdrückung beim Wälzschleifen</b>	<b>129</b>
8.1 Allgemeines . . . . .	129
8.2 Das Fertigungsverfahren „kontinuierliches Wälzschleifen“ . . . . .	129
8.3 Beschreibung des dynamischen Störfalls . . . . .	131
8.4 Integration des aktiven Dämpfungssystems . . . . .	132
8.5 Experimenteller Funktionsnachweis . . . . .	133
8.5.1 Allgemeines . . . . .	133
8.5.2 Messung der dynamischen Nachgiebigkeit . . . . .	134
8.5.3 Untersuchungen im Wälzschleifprozess . . . . .	135
8.6 Fazit . . . . .	139
<b>9 Technologische und wirtschaftliche Bewertung</b>	<b>141</b>
9.1 Allgemeines . . . . .	141
9.2 Reifegradbewertung . . . . .	141
9.3 Untersuchung der Energieeffizienz . . . . .	142
9.3.1 Allgemeines . . . . .	142
9.3.2 Messung der elektrischen Leistungsaufnahme der Portalfräsmaschine . . . . .	142
9.3.3 Ermittlung des spezifischen Energieverbrauchs . . . . .	144
9.3.4 Beurteilung des Wirkungsgrades des eingesetzten Leistungsverstärkers . . . . .	146
9.4 Wirtschaftliche Bewertung . . . . .	147
9.5 Fazit . . . . .	148
<b>10 Auslegung aktiver Dämpfungssysteme zur Ratterunterdrückung</b>	<b>149</b>
10.1 Auslegungsmethodik . . . . .	149
10.2 Überlegungen zur Dimensionierung des Dämpfungsaktors . . . . .	152
10.3 Wissenschaftstheoretischer Exkurs: Das „Induktionsproblem“	153
10.4 Fazit . . . . .	154
<b>11 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>155</b>
11.1 Zusammenfassung . . . . .	155
11.2 Ausblick . . . . .	157
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>159</b>
<b>Verzeichnis betreuter Studienarbeiten</b>	<b>177</b>
<b>Zusammenstellung der in der Dissertation genannten Unternehmen</b>	<b>179</b>



## Verzeichnis der Formelzeichen und Abkürzungen

### Lateinische Buchstaben

Größe	Einheit	Bezeichnung
$a$	*	Antwortsignal
$a_e$	mm	Arbeitseingriff
$a_p$	mm	Schnitttiefe
$a_{p, \text{grenz}}$	mm	Grenzschnitttiefe
$A(\omega)$	*	Amplitudenfrequenzgang eines Systems
$\vec{B}$	T	magnetische Flussdichte
$B(j\omega)$	(m/s <sup>2</sup> )/N	komplexer Beschleunigbarkeitsfrequenzgang
$C_e$	N/A	Motorkonstante des Inertialaktors
$d$	*	Störung im Regelkreis
$d$	N s/m	Dämpfung
$d_{\text{EDIA}}$	N s/m	Dämpfung der Festkörpergelenke des Inertialaktors
$e$	—	Eulersche Zahl ( $e = 2,718\dots$ )
$e$	*	Regeldifferenz im Regelkreis
$e[k]$	*	zeitdiskretes Fehlersignal
$E_a(j\omega)$	m/s <sup>2</sup>	komplexes Energiespektrum des Beschleunigungs-Antwortsignals
$E_f(j\omega)$	N	komplexes Energiespektrum des Kraft-Anregungssignals
$f$	N	Kraft
$f$	Hz	Frequenz
$f_{\text{EDIA}}$	N	Kraft des Inertialaktors
$f_{\text{fremd}}$	Hz	Frequenz einer Fremderregungskraft
$f_{\text{Rattern}}$	Hz	Ratterfrequenz
$f_{\text{SE}}$	Hz	Schneideneintrittsfrequenz
$f_z$	mm	Zahnvorschub

Größe	Einheit	Bezeichnung
$F_c$	N	Schnittkraft
$F_L$	N	Lorentz-Kraft
$g$	–	Verstärkungsfaktor
$g$	$\text{m/s}^2$	Erdbeschleunigung ( $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ )
$G(j\omega)$	*	komplexer Frequenzgang eines Systems
$G(s)$	*	Übertragungsfunktion eines Systems
$i$	A	Strom
$I_{\text{Aktor, eff}}$	A	Aktor-Effektivstrom
$j$	–	imaginäre Einheit
$k$	s	diskrete Zeitvariable
$k$	–	Ordnung des (regenerativen) Rattersacks
$k$	$\text{N/m}$	Steifigkeit
$k_{\text{EDIA}}$	$\text{N/m}$	Steifigkeit der Festkörpergelenke des Inertialaktors
$K$	$\text{J/mm}^3$	spezifischer Energieverbrauch eines Zerspanungsprozesses
$K_v$	$1/\text{s}$	Geschwindigkeitsverstärkungsfaktor des Lageregelkreises
$\vec{l}$	m	Länge des stromdurchflossenen Leiters in der Spule des Inertialaktors
$l_{\text{auskrag}}$	mm	Auskraglänge eines Fräswerkzeugs
$l_r$	mm	Länge der Einzelmessstrecke einer Oberflächenmessung
$l_t$	mm	Länge der Taststrecke einer Oberflächenmessung
$L$	H	Induktivität
$m_{\text{EDIA}}$	kg	Masse der Reaktionsmasse des Inertialaktors
$n$	$\text{min}^{-1}$	Hauptspindeldrehzahl
$n$	–	Anzahl der Mittelungen
$N(j\omega)$	$\text{m/N}$	komplexer Nachgiebigkeitsfrequenzgang
$p$	–	Filterkoeffizient
$p$	$\text{rad/s}$	Eckkreisfrequenz eines Filters
$\underline{p}[k]$	–	zeitdiskreter Filterkoeffizientenvektor
$P$	–	Oberflächen-Primärprofil
$P$	W	Wirkleistung

Größe	Einheit	Bezeichnung
$P_{\text{Aktor}}$	W	vom Verstärker an den Aktor abgegebene Wirkleistung
$P_{\text{Netz}}$	W	vom Verstärker aus dem Versorgungsnetz aufgenommene Wirkleistung
$P_z$	$\mu\text{m}$	aus dem Oberflächen-Primärprofil berechneter Oberflächenkennwert
$q$	m	Verlagerung der beweglichen Spule des Inertialaktors
$Q$	$\text{mm}^3/\text{s}$	Zeitspanvolumen
$Q$	var	Blindleistung
$r$	*	Rückführgröße im Regelkreis
$\underline{r}[k]$	*	zeitdiskretes Referenzsignal
$R$	$\Omega$	Ohm'scher Widerstand
$R$	—	Oberflächen-Rauigkeitsprofil
$R(s)$	*	Übertragungsfunktion eines Dämpfungsreglers
$R_a$	$\mu\text{m}$	Mittenrauwert
$R_z$	$\mu\text{m}$	gemittelte Rautiefe
$s$	$1/\text{s}$	komplexe Kreisfrequenz, Variable im Bildbereich
$S$	VA	Scheinleistung
$S_a(j\omega)$	$\text{m}/\text{s}^3$	komplexes Leistungsspektrum des Beschleunigungs-Antwortsignals
$S_f(j\omega)$	N/s	komplexes Leistungsspektrum des Kraft-Anregungssignals
$S_x(j\omega)_i$	x/s	komplexes Leistungsspektrum des Signals $x$ in der $i$ -ten Einzelmessung
$S_x^*(j\omega)_i$	x/s	konjugiert komplexes Leistungsspektrum des Signals $x$ in der $i$ -ten Einzelmessung
$S_{xx}(\omega)_i$	$\text{x}^2/\text{s}^2$	reelles Autoleistungsspektrum des Signals $x$ in der $i$ -ten Einzelmessung
$S_{xy}(j\omega)_i$	$\text{x y}/\text{s}^2$	komplexes Kreuzleistungsspektrum zwischen den Signalen $x$ und $y$ in der $i$ -ten Einzelmessung
$t$	s	Zeit
$T$	s	Integrationszeitdauer
$T_{\text{delay}}$	s	Verzögerungszeit
$u$	*	Reglerausgangsgröße im Regelkreis

Größe	Einheit	Bezeichnung
$u$	V	elektrische Spannung
$v_c$	m/min	Schnittgeschwindigkeit
$v_f$	mm/min	Vorschubgeschwindigkeit
$w$	*	Führungsgröße im Regelkreis
$W$	—	Oberflächen-Welligkeitsprofil
$x$	*	Regelgröße
$x[k]$	*	zeitdiskretes Messsignal
$\hat{x}_f[k]$	*	zeitdiskretes, gefiltertes Messsignal
$\hat{x}_s[k]$	*	zeitdiskrete Schätzung des Störsignals
$y$	*	Stellgröße im Regelkreis
$z$	—	Zähnezahl eines Fräzers

\*: Die Einheit der Größe hängt vom Anwendungsfall ab.

## Griechische Buchstaben

Größe	Einheit	Bezeichnung
$\gamma^2(\omega)$	–	Kohärenzfunktion
$\Delta x$	*	Differenz bzgl. der Größe $x$
$\varepsilon$	°	Phasenverschiebung zwischen innerer und äußerer Oberflächenwelligkeit am Span
$\zeta_{\text{EDIA}}$	–	Lehr'sche Dämpfung des Inertialaktors
$\eta$	–	Wirkungsgrad
$\lambda$	–	Wirkleistungsfaktor
$\lambda_c$	mm	Grenzwellenlänge des Profilfilters bei der Oberflächenmessung
$\pi$	–	Kreiszahl ( $\pi = 3,141 \dots$ )
$\varphi(\omega)$	°	Phasenfrequenzgang eines Systems
$\varphi_S$	°	Schnittbogenwinkel
$\omega$	rad/s	Kreisfrequenz
$\omega_D$	rad/s	Durchtrittskreisfrequenz
$\omega_{\text{EDIA}}$	rad/s	Resonanzkreisfrequenz des Inertialaktors
$\Omega$	rad/s	Kreisfrequenz

## Sonstige Zeichen

Größe	Einheit	Bezeichnung
$\bar{\square}$	–	arithmetischer Mittelwert
$\emptyset$	mm	Durchmesser
$\in$	–	Elementzeichen
$\mathcal{F}$	–	Fourier-Transformation
$\times$	–	Kreuzprodukt
$\circ \text{---} \bullet$	–	Laplace-Transformation
$\mathbb{N}^+$	–	Menge der positiven Ganzzahlen ohne 0
$\prod$	–	Produktzeichen
$\sum$	–	Summenzeichen
$\subset$	–	Teilmenge
$\infty$	–	unendlich

## Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
Abb.	Abbildung
AVC	Active Vibration Control
bzgl.	bezüglich
ca.	circa
CAD	Computer Aided Design
CNC	Computerized Numerical Control
d. h.	das heißt
DAQ	Data Acquisition
EDIA	elektrodynamischer Inertialaktor
EMK	elektromotorische Kraft
engl.	englisch
ERF	elektrorheologische Fluide
f.	folgende (Seite)
ff.	fortfolgende (Seiten)
ggf.	gegebenenfalls
Gl.	Gleichung
HAM	Hartmetallwerkzeugfabrik Andreas Maier GmbH
HSC	High Speed Cutting
ICP	Integrated Circuit Piezoelectric
i. d. R.	in der Regel
<i>iwb</i>	Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München
Jh.	Jahrhundert
Kap.	Kapitel
KSS	Kühlschmierstoff
lat.	lateinisch
MP3	Moving Picture Experts Group Audio Layer III
MRF	magnetorheologische Fluide
NC	Numerical Control
o. g.	oben genannt
o. Ä.	oder Ähnliches

---

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
PC	Personal Computer
PDV	periodische Spindeldrehzahlvariation
S.	Seite
s. o.	siehe oben
sog.	sogenannt
SEF	Schneideneintrittsfrequenz
SK40	Steilkegel 40
Tab.	Tabelle
TCP	Tool Center Point
TRL	Technology Readiness Level
u. a.	unter anderem
u. Ä.	und Ähnliches
usw.	und so weiter
u. U.	unter Umständen
ÜF	Übertragungsfunktion
USB	Universal Serial Bus
vgl.	vergleiche
VDE	Verband der Elektrotechnik
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WPF	Wendeplattenfräser
z. B.	zum Beispiel
z. T.	zum Teil



---

## 1 Einleitung

„Chatter<sup>1</sup> is the most obscure and delicate of all problems facing the machinist, and in the case of castings and forgings of miscellaneous shapes probably no rules or formulae can be devised which will accurately guide the machinist in taking the maximum cuts and speeds possible without producing chatter.“

Frederick Winslow Taylor (TAYLOR 1907, S. 148)

Bereits seit dem Ende des 18. Jahrhunderts werden spanabhebende Werkzeugmaschinen zur präzisen Fertigung metallischer Bauteile eingesetzt (WECK & BRECHER 2005, S. 4 ff.). Seit diesen Pionierzeiten sind die Fertigungstechniker und Produktionsingenieure mit einem als *Rattern* bezeichneten Schwingungssphänomen konfrontiert, welches aufgrund seiner hohen Amplituden zu schlechten Werkstückoberflächen und hohem Verschleiß an Werkzeug und Maschine führt. Auch heute – über 200 Jahre nach der Entwicklung der ersten Werkzeugmaschinen in dem heute vertrauten Aufbau (WECK & BRECHER 2005, S. 5) – sind Ratterschwingungen nach wie vor ein häufig auftretendes Problem in der spanenden Fertigung, wie zahlreiche am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München (*iwb*) bearbeitete Industrietransferprojekte belegen (siehe z. B. LANGHORST ET AL. (2009) und ZÄH ET AL. (2010)). Die von Frederick Winslow Taylor, einem der Urväter der Zerspanungsforschung, im Jahre 1906 getroffene Aussage zum Rattern (s. o.) hat daher bis heute nichts von ihrer Gültigkeit eingebüßt.

Die Ergründung der „obskuren“ Natur des Ratterns sowie Strategien zu dessen Unterdrückung waren und sind folglich Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten (ALTINTAS & WECK 2004; QUINTANA & CIURANA 2011). Als entscheidend für die Ratterneigung einer Werkzeugmaschine haben sich dabei die Dämpfungseigenschaften der Maschinenstruktur erwiesen (WECK & BRECHER 2006c, S. 245). Um die Bewegungsdynamik der Werkzeugmaschinen zu verbessern, kommen jedoch zunehmend Leichtbaukonstruktionen, die nur über eine geringe Dämpfung verfügen, zum Einsatz (QUEINS 2005, S. 1; HOFFMANN

---

<sup>1</sup>engl. chatter: Rattern

2008, S. 1). Der Werkzeugmaschinenkonstrukteur<sup>2</sup> bewegt sich also stets im Spannungsfeld von Masse, Steifigkeit, Dämpfung und Kosten.

Daher wurde eine Vielzahl an aktiven und passiven Zusatzsystemen zur gezielten Verbesserung der Dämpfung von spanenden Werkzeugmaschinen entwickelt; insbesondere aktive Zusatzsysteme können dabei hohe Dämpfungs Kräfte bei geringem Bauraum erzeugen (siehe Abschnitt 2.3.2.3). Die bisherigen Arbeiten auf dem Gebiet der aktiven Schwingungsdämpfung an Werkzeugmaschinen fokussierten den hard- und softwaremäßigen Entwurf der entsprechenden Zusatzsysteme und konnten einen grundsätzlichen Funktionsnachweis der aktiven Ratterunterdrückung erbringen. Eine umfassende Untersuchung des Betriebsverhaltens aktiv bedämpfter Werkzeugmaschinen wurde bis dato jedoch noch nicht durchgeführt. Ferner ist festzustellen, dass aktive Dämpfungssysteme – trotz ihres enormen Potenzials – noch kaum Eingang in die produktionstechnische Anwendung gefunden haben.

Daraus leitet sich das primäre Ziel der vorliegenden Dissertation ab, durch umfangreiche experimentelle Untersuchungen an einer Portalfräsmaschine ein profundes Systemverständnis der Wechselwirkungen von Werkzeugmaschine, Zerspanungsprozess und aktivem Zusatzsystem zu generieren. Damit sollen, auch im Hinblick auf die industrielle Anwendung, die technologisch-wissenschaftlichen Grundlagen für die Beurteilung der Möglichkeiten und Grenzen des Einsatzes aktiver Dämpfungssysteme in der spanenden Fertigung geschaffen werden. Das hierfür erforderliche aktive Dämpfungssystem wurde aus kommerziell verfügbaren Komponenten aufgebaut, wodurch der Entwurfsaufwand – und somit auch die Markteintrittsbarrieren für diese innovative Technologie – sinken.

Die Übertragbarkeit der entwickelten Systemtechnik auf andere Werkzeugmaschinen wird am Beispiel der aktiven Stabilisierung eines instabilen Wälzschleifprozesses nachgewiesen. Zusätzlich wird eine praxisorientierte Methodik zur Auslegung aktiver Dämpfungssysteme für spanende Werkzeugmaschinen erarbeitet. Eine technologisch-wirtschaftliche Bewertung des vorgestellten aktiven Zusatzsystems rundet die Arbeit ab.

---

<sup>2</sup>Aus Gründen der besseren Lesbarkeit wird in der vorliegenden Arbeit auf die gleichzeitige Verwendung männlicher und weiblicher Sprachformen verzichtet. Sämtliche Personenbezeichnungen gelten gleichwohl für beiderlei Geschlecht.

---

## 2 Stand der Wissenschaft und Technik

### 2.1 Allgemeines

Die vorliegende Dissertation befasst sich mit der Untersuchung der Wechselwirkungen von Werkzeugmaschine, Zerspanungsprozess und aktivem Schwingungs-dämpfungssystem. Für die Abgrenzung gegenüber existierenden Arbeiten und zur Schaffung einer Ausgangsbasis ist dabei zunächst die Analyse des Standes der Wissenschaft und Technik erforderlich. Hierfür werden im ersten Schritt die unterschiedlichen Schwingungsphänomene an spanenden Werkzeugmaschinen beschrieben und somit die notwendigen theoretischen Grundlagen vermittelt. Darauf aufbauend werden im zweiten Schritt Methoden und Verfahren zur Unterdrückung von Ratterschwingungen vorgestellt. Abschließend werden die bisherigen Ansätze bewertet und daraus der Handlungsbedarf abgeleitet.

### 2.2 Schwingungen an spanenden Werkzeugmaschinen

Bei der spanenden Bearbeitung auf Werkzeugmaschinen treten stets unterschiedliche Arten von (unerwünschten) Schwingungen auf. Den nachfolgenden Ausführungen liegt die Modellvorstellung eines Fräsprozesses mit zwei Freiheitsgraden in der Arbeitsebene zu Grunde (Werkzeugmaschinen sind in Werkzeugachsrichtung meist deutlich steifer als orthogonal dazu; die Nachgiebigkeit in Werkzeugachsrichtung wird daher in vielen Modellen nicht betrachtet). In Abb. 2.1 ist der Zerspanungsprozess schematisch dargestellt. Die durch die Federelemente  $k$  und Dämpferelemente  $d$  kondensiert abgebildete Relativnachgiebigkeit zwischen Werkzeug und Werkstück röhrt aus der Überlagerung der Nachgiebigkeiten aller im Kraftfluss befindlichen Komponenten her. Diese sind die Werkzeugmaschinenstruktur selbst, das Werkstück mit den Spannmitteln sowie die Werkzeugaufnahme und das Werkzeug.

Grundsätzlich lassen sich die Schwingungsphänomene in fremd- und selbst-erregte Schwingungen einteilen (WECK & BRECHER 2006c; MILBERG 1992; ALTINTAS 2000; SCHMITZ & SMITH 2009). Besonderes Augenmerk ist dabei auf die entstehende dynamische Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück zu legen, da diese einen direkten Einfluss auf das Fertigungsergebnis hat. Tab. 2.1 gibt einen Überblick über die Schwingungsphänomene an spanenden Werkzeugmaschinen und mögliche Ursachen.

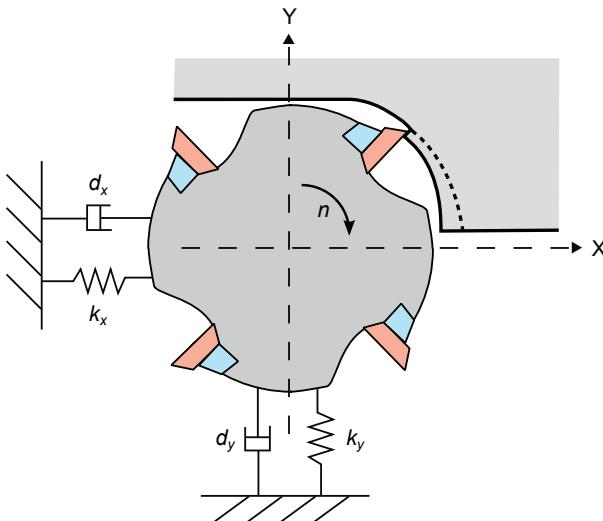


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung eines Gegenlauf-Fräsprozesses mit zwei Freiheitsgraden (Hauptspindel-Drehzahl  $n$ , Vorschub in X-Richtung)

Fremderregte Schwingungen		Selbsterregte Schwingungen
Impulsförmige Anregung	Periodische Anregung	Dynam. Instabilität („Rattern“)
<ul style="list-style-type: none"> <li>– Einschneiden in Werkstoffinhomogenität</li> <li>– Schnelle Achsbewegung</li> <li>– Schneideneintritt beim Hobeln und Stoßen</li> <li>– Über das Fundament eingeleitete Störkräfte (Fußpunktanregung)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Schneideneintritt beim unterbrochenen Schnitt</li> <li>– Unwuchten</li> <li>– Zahneingriffsstöße in Getrieben</li> <li>– Lagerfehler</li> <li>– Über das Fundament eingeleitete Störkräfte (Fußpunktanregung)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Regenerativeffekt</li> <li>– Lagekopplung benachbarter Eigenmoden</li> <li>– Grundrauschen der Schnittkräfte</li> <li>– Fallende <math>v_c</math>-<math>F_c</math>-Charakteristik</li> <li>– Aufbauschneidenbildung</li> </ul>
Systemantwort mit Eigenfrequenz	Systemantwort mit Anregungsfrequenz	Systemantwort im Bereich einer Eigenfrequenz

Tabelle 2.1: Schwingungsarten an spanenden Werkzeugmaschinen und deren mögliche Ursachen (nach WECK & BRECHER (2006c, S. 201))

### 2.2.1 Fremderregte Schwingungen

Fremderregte Schwingungen werden durch eine externe Anregung der Werkzeugmaschine hervorgerufen. Die Anregungskraft kann dabei sowohl impulsförmig als auch periodisch sein. Mögliche Ursachen für impulsförmige Störkräfte sind u. a. das *Einschneiden in ein hartes Werkstoffpartikel* oder das *ruckartige Verfahren der Maschinenachsen*. Auch die *Einleitung von Kraftstößen über das Fundament* (z. B. von einer benachbarten Presse oder von Bauarbeiten) sowie der *Schneideneintritt beim Hobeln/Stoßen* sind zu dieser Kategorie zu zählen. Das wesentliche Merkmal der fremderregten Schwingung durch impulsförmige Anregung liegt darin, dass die Werkzeugmaschine in ihren Eigenfrequenzen ausschwingt („freie Schwingung“); die Schwingungsamplitude klingt dabei aufgrund der Systemdämpfung ab.

Bei Fremderregung durch periodische Störkräfte, wie sie insbesondere durch die *Schneideneintrittsstöße beim unterbrochenen Schnitt* (z. B. beim Fräsen) entstehen, schwingt das System dagegen in der Erregerfrequenz. Hierbei kann in erster Näherung angenommen werden, dass die Schnittkräfte und somit auch die Schwingungsamplituden proportional zur im Eingriff befindlichen Schneidkantenlänge sind. Weitere Ursachen sind beispielsweise *Unwuchten, Lagerfehler, Zahneingriffsstöße in Getrieben oder Fußpunktanregung*.

Die Schwingungsamplituden sind dabei besonders groß, wenn die Erregerfrequenz mit einer Eigenfrequenz der Maschine zusammenfällt. Das bedeutet im Umkehrschluss, dass die Auswirkungen fremderregter Schwingungen vermindert werden können, indem die Anregungsfrequenz dergestalt verändert wird, dass sie und ihre Harmonischen nicht mehr im Bereich einer dominanten Resonanzfrequenz der Maschinenstruktur liegen.

### 2.2.2 Selbsterregte Schwingungen

#### Ursachen von selbsterregten Schwingungen

Selbsterregte Schwingungen haben ihren Ursprung in der dynamischen Interaktion der mechanischen Struktur mit dem Zerspanungsprozess – d. h., es wirken keine externen Störkräfte auf das System ein. Die dynamische Wechselwirkung geschieht anschaulich folgendermaßen: Jede Schwingung innerhalb des Produktionssystems bewirkt eine Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück, was unmittelbar zu einer Veränderung der Spanungsdicke – und somit der Schnittkraft – führt. Die Änderung der Schnittkraft wirkt wiederum auf die endlich steife Maschinenstruktur zurück, wodurch sich ein geschlossener Wirkungskreis ergibt.

Verfügt die Maschine über ausreichend Eigendämpfung, dann bleiben die Schwingungsamplituden klein und der Bearbeitungsprozess stabil.<sup>3</sup> Andernfalls wachsen die Schwingungsamplituden enorm an und der Prozess wird instabil, die Maschine „rattert“. Das System schwingt dabei in der Nähe der Eigenfrequenz derjenigen Eigenmode, bei der die (gerichtete) Relativnachgiebigkeits-Ortskurve der Werkzeugmaschine den größten negativen Realteil aufweist (WECK & BRECHER 2006c, S. 249).<sup>4</sup> Die Energie zur Aufrechterhaltung der Schwingungen wird den Antrieben der Maschine entnommen.

Das Auftreten von Ratterschwingungen ist äußerst problematisch, da diese aufgrund der großen Schwingungsamplituden eine mangelhafte Oberflächenqualität und Maßhaltigkeit, einen starken Verschleiß an Werkzeug und Maschine sowie eine hohe Lärmbelastung hervorrufen. Zudem kann die installierte Hauptspindelleistung der Werkzeugmaschine nicht voll ausgenutzt werden, wodurch die Produktivität sinkt.

Als Grenzfall zwischen fremd- und selbsterregter Schwingung ist das „*Grundrauschen*“ des *Schnittprozesses* zu sehen. Die dynamischen Vorgänge bei der Scherebenebildung und beim Spanbruch führen dabei zu einer breitbandigen Fremderregung des Systems, welche das Aufschneiden mikroskopischer Oberflächenwelligkeiten auf das Werkstück zur Folge hat. Da die Maschinenstruktur ihre größte dynamische Nachgiebigkeit im Bereich ihrer Resonanzfrequenzen aufweist, ist diese Welligkeit insbesondere bei den Bewegungsamplituden ausgeprägt, welche auf die Anregung durch die resonanten Spektralanteile des Grundrauschen zurückzuführen sind. Das erneute Einschneiden in die Welligkeit führt aufgrund der sich ergebenden Schnittkraftmodulation wiederum zur Selbstanregung des Systems in dessen Eigenfrequenz(en). Die hierbei auftretenden Schwingungsamplituden sind jedoch sehr gering, sofern die Werkzeugmaschine über ausreichend Dämpfung verfügt.

Weitere Ursachen für selbsterregte Schwingungen sind die *fallende Schnittgeschwindigkeits-Schnittkraft-( $v_c$ - $F_c$ )-Charakteristik* und die *Aufbauschneidenbildung*. Diese Mechanismen sind jedoch von untergeordneter Bedeutung, da sie nur bei vergleichsweise geringen Schnittgeschwindigkeiten auftreten, mit denen heute aufgrund der leistungsfähigen Schneidstoffe kaum mehr zerspart wird.

---

<sup>3</sup>Während eines stabilen Zerspanungsprozesses schwingt die Werkzeugmaschine in der Erregerfrequenz (= Schneideneintrittsfrequenz des Werkzeugs).

<sup>4</sup>Nachgiebigkeitsmessungen erfolgen normalerweise an stillstehenden Maschinen mit offenem Kraftfluss. Durch den Zerspanungsprozess wird der Kraftfluss geschlossen, weswegen sich die Eigenfrequenzen der Maschinenstruktur verschieben. Daher rattert die Werkzeugmaschine nicht exakt in der im Stillstand gemessenen dominanten Eigenfrequenz.

Durch den Zerspanungsprozess können zwei Eigenschwingungsformen, die annähernd orthogonal zueinander sind und deren Eigenfrequenzen nahe beieinander liegen, gekoppelt werden. Das Resultat dieses als *Lagekopplung* bezeichneten Effekts ist eine ellipsenförmige, selbsterregte Schwingung. Im Gegensatz zum Regenerativeffekt kann die Lagekopplung bereits beim erstmaligen Einschneiden in ein Werkstück entstehen.

Die in der Praxis wohl mit Abstand häufigste Ursache für selbsterregte Schwingungen bzw. instabile Zerspanungsprozesse ist der *Regenerativeffekt*, welcher im folgenden Abschnitt näher beschrieben wird. Ein umfassender Überblick über diese Thematik findet sich u. a. in den Arbeiten von ALTINTAS & WECK (2004) und von QUINTANA & CIURANA (2011).

### Regeneratives Rattern

Das Entstehen regenerativen Rattens ist unmittelbar mit dem Grundrauschen der Schnittkräfte verknüpft. Wie oben erläutert, führt das Abspanen der mikroskopischen Wellenstruktur durch den folgenden Fräserzahn oder durch die nächste Umdrehung beim Drehen zu einer Selbstanregung der Systems. Wird eine bestimmte Schnitttiefe (die sog. Grenzschnitttiefe  $a_{p, \text{grenz}}$ ) überschritten, reicht die Eigendämpfung der Maschinenstruktur nicht mehr aus, um ein Aufklingen der dynamischen Verlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück zu verhindern – der Zerspanungsprozess wird instabil und die Maschine schwingt mit großer Amplitude im Bereich ihrer dominanten Eigenfrequenz. Die Ratterfrequenz ist dabei nicht konstant für alle Spindeldrehzahlen, sondern sie variiert mit der Drehzahl.

In Abhängigkeit vom Verhältnis der Ratterfrequenz zur Spindeldrehzahl ergibt sich eine unterschiedliche Phasenlage  $\varepsilon$  zwischen der inneren und der äußeren Oberflächenwelligkeit am abzuspanenden Querschnitt (siehe Abb. 2.2), die eine dynamische Modulation der Spanungsdicke – und somit auch der Schnittkraft – bewirkt. Ist die Ratterfrequenz ein ganzzahliges Vielfaches der Schneide-eintrittsfrequenz (Fräsen) bzw. der Spindeldrehfrequenz (Drehen), dann ist  $\varepsilon = 360^\circ$  und es entsteht keine Spanungsdickenmodulation (Abb. 2.2 a); dadurch wird maximale Prozessstabilität erreicht.<sup>5</sup> Ist jedoch  $\varepsilon \neq 360^\circ$ , dann tritt eine Modulation der Spanungsdicke auf, was destabilisierend wirkt und damit zur Selbstanregung (d. h. zum Rattern) führt. Aus den oben erläuterten Zusammenhängen kann ferner abgeleitet werden, dass die Grenzschnitttiefe von der Spindeldrehzahl abhängt und sich Bereiche hoher und niedriger Stabilität dabei abwechseln.

---

<sup>5</sup>Die resonante (Fremd-)Anregung der Maschinenstruktur verursacht zwar hohe Schwingungsamplituden, die aber immer noch deutlich geringer sind als beim Rattern.

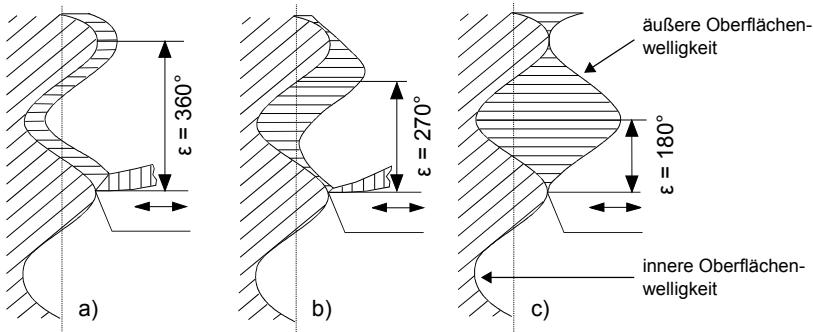


Abbildung 2.2: Einfluss der Phasenlage  $\varepsilon$  zwischen innerer und äußerer Oberflächenwelligkeit auf die Spanungsdicke (WECK & BRECHER 2006c, S. 252)

### Beschreibung von Zerspanungsprozessen mit Stabilitätskarten

Zur übersichtlichen graphischen Darstellung des Stabilitätsverhaltens von Zerspanungsprozessen dienen sog. Stabilitätskarten. Dazu wird der Verlauf von  $a_{p,\text{grenz}}$  über der Spindeldrehzahl  $n$  aufgetragen. Stabilitätskarten können entweder experimentell mit Zerspanungsversuchen oder rechnerisch bestimmt werden. Die rechnerische Ermittlung einer realitätsnahen Stabilitätskarte setzt die hochgenaue Modellierung sowohl der Werkzeugmaschinenstruktur wie auch des Zerspanungsprozesses voraus. In Abb. 2.3 ist der grundsätzliche Verlauf einer Stabilitätskarte dargestellt. Die Bereiche niedriger Stabilität werden dabei als *Rattersäcke* bezeichnet.

Es fällt zudem auf, dass jeweils in den Stabilitätsmaxima (a, b, c, d) eine Anzahl an vollständigen Wellenzügen zwischen zwei Schneideneingriffen aufgeschnitten wird. Da im Bereich jenseits des Rattersacks erster Ordnung ( $k = 1$ ) keine vollständigen Wellenzüge mehr aufgeschnitten werden können, ist dort keine Selbsterregung mehr möglich, weswegen  $a_{p,\text{grenz}} \rightarrow \infty$  strebt. Dieser Drehzahlbereich wird daher auch als „absolut stabil“ bezeichnet.

### 2.3 Ansätze zur Reduktion von Ratterschwingungen

Wie im vorigen Abschnitt erläutert, stellt insbesondere das regenerative Rattern nach wie vor ein großes Problem in der spanenden Fertigung dar. In der Wissenschaft und der industriellen Forschung wurden und werden daher große Anstrengungen unternommen, um Methoden und Verfahren zur Reduktion von Ratterschwingungen (d. h. zur Erhöhung der Prozessstabilität) zu erarbeiten.

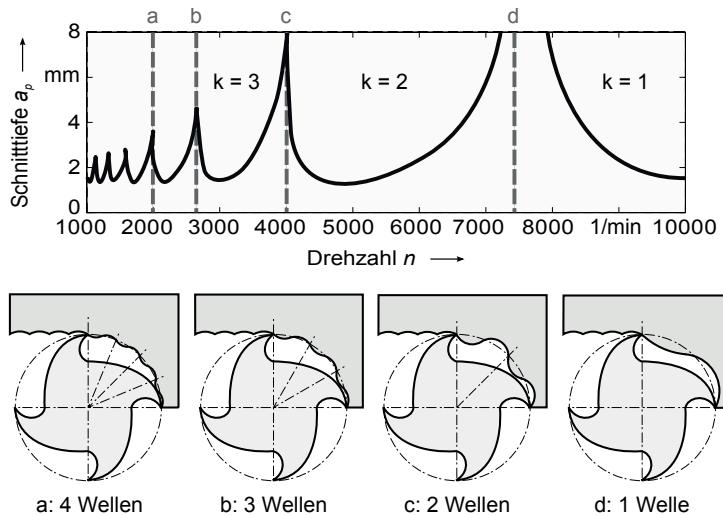


Abbildung 2.3: Stabilitätskarte eines Zerspanungsprozesses (nach ENGIN (1999, S. 158))

Grundsätzlich können diesbezügliche Verbesserungsmaßnahmen entweder auf die Maschinenstruktur oder auf den Zerspanungsprozess abzielen.

### 2.3.1 Prozesseitige Ansätze zur Reduktion von Ratterschwingungen

Da sich die vorliegende Arbeit schwerpunktmäßig mit der Unterdrückung von Ratterschwingungen durch den Einsatz an der Maschinenstruktur angreifender, aktiver Dämpfungssysteme befasst, werden die prozesseitigen Ansätze an dieser Stelle zur Abgrenzung nur kurz vorgestellt. Diese Ansätze basieren entweder auf einer Störung des Regenerationsmechanismus oder auf einer geschickten Ausnutzung der (passiven) Eigenschaften der Maschinenstruktur.

#### Werkzeuge mit ungleicher Teilung bzw. mit variablem Drallwinkel

Durch die Verwendung von Zerspanungswerkzeugen mit ungleicher Teilung (DREGGER 1966; ZÄH 1995; ALTINTAS ET AL. 1999; BUDAK 2003; WECK & BRECHER 2006c) bzw. mit variablem Drallwinkel (TURNER ET AL. 2007; SIMS ET AL. 2008; YUSOFF & SIMS 2011) wird eine kontinuierliche Änderung der Phasenlage zwischen innerer und äußerer Oberflächenwelligkeit am Span erreicht.

Die ständige Phasenmodulation wirkt der Entwicklung stationärer Ratterschwingungen entgegen, was – im Vergleich zu gleichgeteilten Werkzeugen – eine Erhöhung der Grenzschnitttiefe bewirkt. Entsprechende Fräswerkzeuge sind als Katalogware kommerziell erhältlich und finden weit verbreitete Anwendung in der Industrie. Die Erreichung optimaler Stabilitätseigenschaften erfordert jedoch eine prozessspezifische Auslegung des Werkzeugs.

### **Periodische Spindeldrehzahlvariation (PDV)**

Eine ebenfalls auf der Störung des Regenerationsmechanismus durch kontinuierliche Änderung der Phasenlage zwischen innerer und äußerer Oberflächenwelligkeit basierende Methode ist die periodische Variation der Hauptspindeldrehzahl (GRAB 1976; LIN ET AL. 1990; ZÄH 1995; AL-REGIB ET AL. 2003; BEDIAGA ET AL. 2009; SEGUY ET AL. 2010). Die Variation geschieht normalerweise sinus- oder dreiecksförmig, wobei das maximal für das Beschleunigen und Abbremsen der Spindel verfügbare Antriebsdrehmoment begrenzend wirkt. In den o. g. Forschungsarbeiten wurden z. T. signifikante Erhöhungen der Grenzschnitttiefe erzielt; jedoch konnten auch destabilisierende Effekte – insbesondere bei der HSC-Bearbeitung – beobachtet werden. Das Konzept der periodischen Spindeldrehzahlvariation wird lediglich vereinzelt von Werkzeugmaschinen-Herstellern eingesetzt. So bieten beispielsweise die DMG MORI SEIKI EUROPE AG (2013) mit dem Technologie-Zyklus „Alternierende Drehzahl“ oder die OKUMA CORPORATION (2011) mit dem Machining Navi L-g<sup>®</sup> eine optionale Steuerungsfunktionalität zur PDV beim Drehen an.

### **Richtungsabhängigkeit des dynamischen Verhaltens**

Das dynamische Nachgiebigkeitsverhalten von Werkzeugmaschinen weist häufig eine signifikante Richtungsabhängigkeit auf. Daraus ergibt sich, dass auch das Stabilitätsverhalten eine entsprechende Abhängigkeit von der Richtung der Vorschub- und Schnittbewegungen zeigt (MILBERG 1992, S. 116; WECK & BRECHER 2006c, S. 276; KEISER 2007, S. 114). Diese Tatsache kann vom Maschinenbediener ausgenutzt werden, indem er die Aufspannung des Werkstücks und/oder die Bearbeitungsstrategie dergestalt wählt, dass die maximale Grenzschnitttiefe erreicht wird. Der Werker trifft die entsprechenden Festlegungen meist auf Basis von Erfahrungswerten, da gemessene Nachgiebigkeitsfrequenzgänge im industriellen Umfeld normalerweise nicht zur Verfügung stehen.

### **Drehzahlabhängigkeit des Stabilitätsverhaltens**

Es ist ein charakteristisches Merkmal von Zerspanungsprozessen, dass sich mit steigender Drehzahl Bereiche hoher und geringer Stabilität abwechseln (vgl. Abb. 2.3). Daher kann der Maschinenbediener die Spindeldrehzahl so

wählen, dass in einem lokalen Stabilitätsmaximum zerspannt wird. Bei der Zerspanung leicht bearbeitbarer Werkstoffe mit hohen Schnittgeschwindigkeiten (z. B. Aluminiumlegierungen) kann u. U. sogar der „absolut stabile“ Drehzahlbereich jenseits des Rattersacks erster Ordnung erreicht werden, in dem der Regenerativeffekt nicht mehr auftreten kann. In praxi erfolgt die Ermittlung einer Drehzahl mit günstigem Stabilitätsverhalten meist durch das Prinzip des Trial and Error.

Falls jedoch der Relativnachgiebigkeitsfrequenzgang zwischen Werkzeug und Werkstück bekannt ist, kann die Spindeldrehzahl  $n$  vor Beginn der Bearbeitung („offline“) so gewählt werden, dass bei Einsatz eines  $z$ -schneidigen Fräzers die Schneideneintrittsfrequenz  $f_{SE} = n \cdot z$  einem ganzzahligen Bruchteil der dominanten Eigenfrequenz  $f_{dominant}$  entspricht (KALVERAM 2005, S. 92; ENK 2009, S. 69).<sup>6</sup> In diesem Zusammenhang ist zu bedenken, dass die korrekte Messung des Nachgiebigkeitsfrequenzgangs nicht trivial ist und dass sich die Eigenfrequenzen des Produktionssystems während der Bearbeitung z. B. durch das Verfahren der Achsen oder durch die Massenabnahme des Werkstücks verschieben können.

Des Weiteren sind auch Ansätze zum automatisierten Anfahren einer stabilen Drehzahl während des Zerspanungsprozesses („online“) bekannt (GATHER 1977; SMITH & TLUSTY 1992; ZÄH 1995; WECK & BRECHER 2006b, S. 353; FAASSEN 2007, S. 99; KEISER 2007, S. 134). Dazu wird das Auftreten von Rattern anhand einer Analyse der Betriebsschwingungen detektiert und die Spindeldrehzahl  $n$  dann innerhalb vorgegebener Grenzen auf

$$n_{stabil} = \frac{f_{Rattern}}{z \cdot k}, \quad k \in \mathbb{N}^+ \quad (2.1)$$

gesetzt oder diesem Wert angenähert. Die Zerspanung erfolgt somit in oder nahe einem lokalen Stabilitätsmaximum, da  $f_{Rattern} \approx f_{dominant}$  (vgl. Abschnitt 2.2.2). Die Herausforderung hierbei liegt insbesondere in der schnellen Detektion des beginnenden Ratterns, so dass der Stelleingriff bereits erfolgen kann, bevor Schäden an Werkzeug und Werkstück auftreten. Grundsätzlich ist bei Drehzahlanpassungen jedoch zu beachten, dass mit steigenden Schnittgeschwindigkeiten auch der Werkzeugverschleiß entsprechend zunimmt (ALTINTAS 2000, S. 59; FRITZ & SCHULZE 2001, S. 266).

Zum Anfahren günstiger Spindeldrehzahlen sind diverse kommerzielle Lösungen verfügbar, die im Folgenden kurz vorgestellt werden:

---

<sup>6</sup>Wenn  $k \cdot f_{SE} = f_{dominant}$ ,  $k \in \mathbb{N}^+$ , dann verlaufen die Welligkeiten an der Ober- und der Unterseite des Spans gleichphasig, wodurch die Spanungsdickenmodulation sehr gering bzw. null und die Prozessstabilität somit maximal wird.

- Das Software-Paket MetalMax<sup>®</sup> der MANUFACTURING LABORATORIES INC. (2011) bietet eine Möglichkeit der Berechnung von Stabilitätskarten anhand gemessener Nachgiebigkeitsfrequenzgänge. Zudem erlaubt das Harmonizer<sup>®</sup>-Modul die Messung des Luftschalls im Arbeitsraum mit einem Mikrofon und empfiehlt im Falle des Auftretens von Rattern eine neue Drehzahl gemäß Gl. (2.1).
- Das Software-Paket CutPro<sup>®</sup> der MANUFACTURING AUTOMATION LABORATORIES INC. (2011) berechnet ebenfalls Stabilitätskarten anhand mittels Impulshammeranregung ermittelter Nachgiebigkeitsfrequenzgänge.
- Das Machining Navi M-i<sup>®</sup> der OKUMA CORPORATION (2011) misst die Betriebsschwingungen während des Fräsvorganges mittels maschinenintegrierter Körperschallsensoren und passt, falls Rattern auftritt, die Spindeldrehzahl selbsttätig so an, dass im stabilen Bereich zerspannt wird. Diese Option ist nur für Neumaschinen verfügbar.
- Das Machining Navi M-g<sup>®</sup> der OKUMA CORPORATION (2011) ist auch an bestehenden Maschinen nachrüstbar und bietet im Wesentlichen dieselbe Funktionalität wie der Harmonizer<sup>®</sup>.

### 2.3.2 Strukturseitige Ansätze zur Reduktion von Ratterschwingungen

Den prozessseitigen Maßnahmen zur Ratterreduktion steht eine Vielzahl von an der Werkzeugmaschinenstruktur zu installierenden Zusatzsystemen gegenüber. Grundsätzliche Klassifikationsmerkmale sind dabei nach MESCHKE (1995, S. 2 f.) der *Bedarf an extern zugeführter Energie* und die *Anordnung des Zusatzsystems in der Maschinenstruktur*. Es ergibt sich somit die folgende Unterscheidung in

- passive Systeme ohne jedwede Energiezufuhr,
- semiaktive Systeme, deren passive Eigenschaften durch Zufuhr von Hilfsenergie geändert werden können, und
- aktive Systeme, die mittels extern zugeführter Energie direkt Kräfte erzeugen,

beziehungsweise in

- seriell im Kraftfluss liegende Systeme, die die gesamten Gewichts-/Prozesskräfte übertragen müssen,
- parallel im Kraftfluss liegende Systeme, die einen Teil der Gewichts-/Prozesskräfte übertragen müssen, und

- nicht im Kraftfluss liegende Systeme, die nicht von Gewichts-/Prozesskräften belastet werden.

Im Folgenden wird eine Gliederung in passive (Abschnitt 2.3.2.1), semiaktive (Abschnitt 2.3.2.2) und aktive (Abschnitt 2.3.2.3) Zusatzsysteme vorgenommen.

### 2.3.2.1 Passive Zusatzsysteme

Gemäß VDI 3833 BLATT 1 (2009, S. 4) existieren zur passiven Schwingungsreduktion im Wesentlichen drei Maßnahmen, die im Folgenden näher beschrieben werden:

- Schwingungsisolierung
- Schwingungsdämpfung
- Schwingungstilgung

„Die *Schwingungsisolierung* besteht darin, das zu schützende Objekt mittels nachgiebiger Zwischenbauteile, den Isolierelementen, möglichst weitgehend vom Erreger mechanisch abzuschirmen.“ (VDI 2062 BLATT 1 1976, S. 2)

Der Einsatz von Systemen zur Schwingungsisolierung dient meist der Entkopplung einer Werkzeugmaschine vom Fundament. Die Aufgabe der Isolierelemente kann sowohl der Schutz des Produktionssystems vor Fundamentschwingungen (Passivisolierung) wie auch der Schutz der Umgebung vor den Schwingungsemissionen der Werkzeugmaschine (Aktivisolierung) sein. Das Gesamtsystem aus Maschine, Fundament und Aufstellelementen ist im Hinblick auf eine gute Isolierwirkung möglichst tieffrequent abzustimmen (WECK & BRECHER 2006a, S. 184). Eine Verwendung von Isolierelementen im Kraftfluss der Maschinenstruktur zur Ratterverminderung scheidet aufgrund von deren hoher Nachgiebigkeit aus.

Abb. 2.4 gibt einen Überblick über die passiven Schwingungsdämpfer und -tilger. Der Übersicht halber sind direkt im Anschluss in Abb. 2.5 die semiaktiven (bzw. adaptiv-passiven) und die aktiven Zusatzsysteme dargestellt.

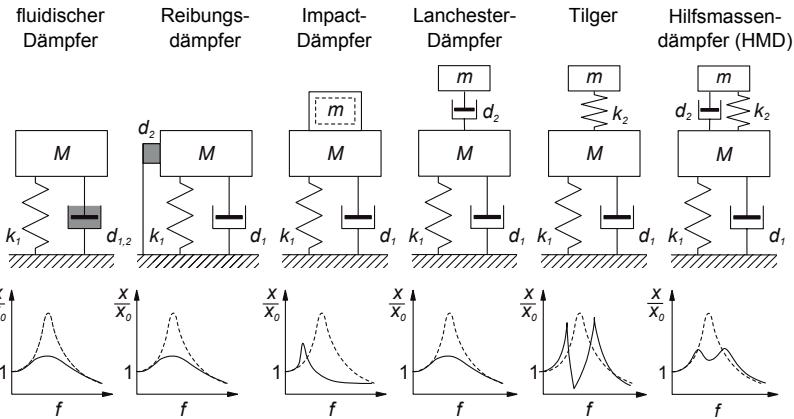


Abbildung 2.4: Passive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion (nach WECK & BRECHER (2006a, S. 62) und SIMNOFSKE (2009, S. 22))

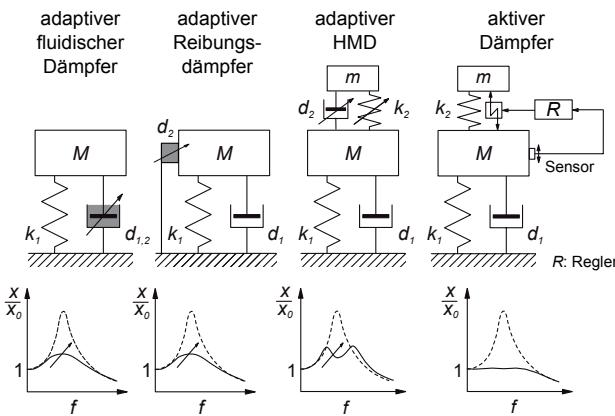


Abbildung 2.5: Semiaktive (adaptiv-passive) und aktiver Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion (nach WECK & BRECHER (2006a, S. 62) und SIMNOFSKE (2009, S. 23))

Der Zweck der dargestellten Zusatzkomponenten ist es, die Hauptstruktur  $M$  in Ruhe zu halten. Zum besseren Verständnis der Wirkung der Zusatzsysteme sind darunter jeweils die zugehörigen Amplitudenresonanzfunktionen  $\frac{x}{x_0}(f)$  für das Originalsystem (---) und für das modifizierte System (—) dargestellt.

„*Dämpfung* ist die Umwandlung von Bewegungsenergie in Energieformen, die für das betrachtete schwingungsfähige System unwirksam werden [...].<sup>7</sup> Es handelt sich also um die Wegführung dieser Energie (Energiedissipation) über die betrachteten Grenzen des schwingungsfähigen Systems.“ (VDI 3833 BLATT 1 2009, S. 9)

Zur Dissipation von unerwünschter Schwingungenergie sind unterschiedliche Typen von Dämpfern bekannt: Fluidische Dämpfer, Reibungsdämpfer, Impact-dämpfer und Lanchesterdämpfer.

*Fluidische Dämpfer* können nach MESCHKE (1995, S. 40 f.) als

- Squeeze-Film-Dämpfer (Quetschdämpfer), bei denen ein Fluid aus dem Spalt zwischen zwei in Normalenrichtung zueinander schwingenden Platten verdrängt wird, als
- Scherdämpfer, bei denen ein Fluid im Spalt zwischen zwei parallel zueinander schwingenden Platten auf Scherung beansprucht wird, und als
- Verdrängungs- bzw. Kolbendämpfer, bei denen ein Fluid durch eine Drossel hindurchgepresst wird,

ausgeführt werden.

So stellten beispielsweise WECK ET AL. (1999) einen hydrostatischen Quetschöldämpfer für eine wälzgelagerte Spindel vor. Damit konnte eine deutliche Erhöhung der Systemdämpfung bei nur geringem Verlust an statischer Steifigkeit und bei unverminderter Spindelhöchstdrehzahl erreicht werden; Zerspanungsversuche wurden nicht durchgeführt.

KRELL (2004) entwickelte eine Werkzeugaufnahme mit integriertem Quetschöldämpfer für Zerspanungsprozesse, bei denen aufgrund der Verwendung lang auskragender Fräser werkzeugseitiges Rattern auftritt. Die anhand von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen nachgewiesene Verbesserung der dynamischen Eigenschaften konnte auch in Fräsversuchen bestätigt werden.

Zur Verbesserung des Dämpfungsverhaltens von Rollenumlaufführungen bietet die Fa. Schaeffler Technologies AG & Co. KG den Dämpfungsschlitten RUDS an, bei dem ein Ölfilm zwischen dem Dämpfungselement und der Führungsschiene entsteht, wodurch eine Reduktion der dynamischen Nachgiebigkeit in Tragrichtung bei gleichbleibender statischer Steifigkeit ermöglicht wird (MICHOS 2010). Aussagen zur Auswirkung des Dämpfungsschlittens auf die Prozessstabilität wurden nicht getroffen.

---

<sup>7</sup> Meist wird die Bewegungsenergie durch Dämpfung in Wärme umgewandelt.

Ein weiteres bereits kommerziell erhältliches Produkt zur Verbesserung der Prozessstabilität sind die SilentTool®-Bohrstangen der Fa. Sandvik Coromant (SANDVIK COROMANT 2012, S. 23 f.). Diese enthalten im Innern eine mit Gummielementen gelagerte Hilfsmasse. Der Spalt zwischen dem äußeren Mantel des Werkzeugschafts und der Hilfsmasse ist mit Öl gefüllt und bildet so einen Squeeze-Film-Dämpfer. Nach Aussage des Herstellers ist mit SilentTool®-Werkzeugen vom Durchmesser  $D$  ein prozesssicheres Ausdrehen von Bohrungen bis zu einer Länge  $L \approx 14 \cdot D$  möglich, wohingegen mit ungedämpften Bohrstangen bereits bei  $L \geq 4 \cdot D$  Schwingungsprobleme auftreten.

*Reibungsdämpfer* entziehen dem System Schwingungsenergie durch Reibvorgänge zwischen zwei sich relativ zueinander bewegenden Festkörpern. MADOLIAT ET AL. (2011) erzielten beispielsweise durch die Einbringung eines Reibdämpfers in einen Schaffräser eine Erhöhung der dynamischen Steifigkeit und der Prozessstabilität. Als nachteilig ist hierbei zu sehen, dass der Reibdämpfer in ein monolithisches Werkzeug integriert wurde, welches nach Standzeitende entsorgt wird. Die Anpassung eines Wendeplattenwerkzeugs mit austauschbaren Schneiden wäre nach Ansicht des Verfassers ökonomisch sinnvoller. Ähnliche Arbeiten wurden auch von EDHI & HOSHI (2001), KIM ET AL. (2006) und ZIEGERT ET AL. (2006) vorgestellt. In WECK ET AL. (2001) wird die Entwicklung eines Reibungsdämpfers zur Schnittschlagdämpfung an einer Schnellläuferpresse beschrieben. Durch die Schwingungsreduktion wurde eine Verminderung des Werkzeugverschleißes um 50 % erreicht.

*Impact-Dämpfer* werden durch Anbringung einer gegenüber der Hauptstruktur mit Spiel beweglichen Zusatzmasse realisiert. Wird das System in Schwingung versetzt, dann kann sich die Zusatzmasse im Rahmen des vorhandenen Spiels frei bewegen, bevor sie mit der Hauptstruktur kollidiert. Die Dämpfung resultiert dabei aus der Energiedissipation bei der Kollision; prinzipbedingt tritt eine signifikante Dämpfungswirkung daher erst bei vergleichsweise großen Schwingungsamplituden der Hauptstruktur auf (KRELL 2004, S. 12). Impact-Dämpfer wurden u. a. zur Bedämpfung von Bohrstangen eingesetzt (EMA & MARUI 2000).

Unter *Lanchester-Dämpfern* werden nicht im Kraftfluss liegende Zusatzmassen verstanden, die über reine Dämpfungselemente ohne nennenswerte Steifigkeiteigenschaften mit der Hauptstruktur verbunden sind. Lanchester-Dämpfer induzieren daher keine zusätzliche Eigenfrequenz. Aufgrund der Massenträgheit der Zusatzmasse kommt es im Falle einer Schwingung der Hauptstruktur zu einer Relativbewegung zwischen den beiden Massen.

„Schwingungstilger<sup>8</sup> sind [nicht im Kraftfluss liegende] ungedämpfte oder nur schwach gedämpfte, auf Resonanz abgestimmte Zusatzschwinger. Sie unterdrücken im eingeschwungenen Zustand durch gegenphasige Bewegung diejenigen Schwingungsteile, deren Frequenz mit der Tilgereigenfrequenz übereinstimmt. Gedämpfte Tilger<sup>9</sup> [Hilfsmassendämpfer] sind Zusatzschwinger, die durch Relativwegdämpfung dem System Wirkleistung entziehen und zugleich noch einen Tilgereffekt aufweisen. Sie werden bei breitem Erregerfrequenzbereich oder zur Vermeidung selbsterregter Schwingungen angewendet.“ (VDI 2062 BLATT 1 1976, S. 2)

Es ist zu beachten, dass durch das Hinzufügen eines Feder-Masse-Systems zur Hauptstruktur eine zusätzliche Eigenfrequenz entsteht. Dies führt insbesondere beim rein steifigkeitsgekoppelten Tilger dazu, dass sich neben der stark unterdrückten Zielfrequenz zwei neue Amplitudenerhöhungen ergeben (siehe Abb. 2.4). Beim steifigkeits- und dämpfungsgekoppelten Hilfsmassendämpfer (HMD) ist dieses Phänomen deutlich schwächer ausgeprägt und beim Lanchesterdämpfer tritt es gar nicht auf. Die Zusatzmasse eines Schwingungstilgers kann dafür aber meist kleiner bzw. leichter dimensioniert werden, um denselben Grad an Schwingungsreduktion zu erreichen. Häufig werden zur Ankopplung der Zusatzmassen Elastomerelemente verwendet. Diese sind zwar kostengünstig, allerdings sind ihre Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften nicht getrennt voneinander einstellbar, was eine optimale Auslegung erschwert.

Die Grundlagen zur Auslegung von Schwingungstilgern wurden bereits in der ersten Hälfte des vergangenen Jahrhunderts von ORMONDROYD & DEN HARTOG (1928), BROCK (1946) und DEN HARTOG (1947) geschaffen (zitiert nach SIMS 2007, S. 606; SCHULZ 2010, S. 14). Die Arbeiten dieser Wissenschaftler zielten auf eine Reduktion der Resonanznachgiebigkeit des schwingungsfähigen Systems ab. Da die Ratterstabilität eines Zerspanungsprozesses aber vom negativen Realteil der gerichteten Maschinenortskurve bestimmt wird (WECK & BRECHER 2006c, S. 249), modifizierte SIMS (2007) die bekannte Auslegungsmethodik auf eine Minimierung des negativen Realteils der Ortskurve hin.<sup>10</sup> In Simulationsrechnungen konnte so eine 40- bis 50%ige Verbesserung bzgl. der Prozessstabilität gegenüber einem klassisch dimensionierten Tilger ermittelt werden.

RASHID & NICOLESCU (2008) legten auf Basis gemessener Nachgiebigkeitsfrequenzgänge Hilfsmassendämpfer zur Stabilisierung eines Fräsprozesses aus. Hierzu wurden vier HMDs direkt an einem nachgiebig eingespannten Werkstück

<sup>8</sup>engl.: dynamic vibration absorber (DVA)

<sup>9</sup>engl.: tuned mass damper (TMD)

<sup>10</sup>Auch TELLBÜSCHER (1986), WANG ET AL. (2010) und YANG ET AL. (2010) minimierten in ihren Forschungsarbeiten den negativen Realteil der Ortskurve.

angebracht. Die werkstückseitigen Schwingungsamplituden konnten somit um bis zu 98 % reduziert werden.

Zur Stabilitätsverbesserung eines Drehprozesses entwickelten WANG ET AL. (2010) einen nichtlinearen Hilfsmassendämpfer mit einem Coulomb'schen Reibelement, wodurch hysteretische Dämpfung erzeugt wird. Dadurch gelang eine 150%ige Steigerung der Grenzschnitttiefe im Vergleich zum ungedämpften System. Allerdings ist zu erwähnen, dass die Drehmaschine aufgrund eines speziellen Werkzeughalters mit integrierten Festkörpergelenken eine dominante dynamische Schwachstelle aufwies. YANG ET AL. (2010) stellten an demselben Versuchsaufbau fest, dass der Einsatz mehrerer kleiner, identischer HMDs eine weitere Verbesserung der Prozessstabilität gegenüber der Verwendung eines großen HMDs gleicher Gesamtmasse ermöglicht (siehe Abb. 2.6).

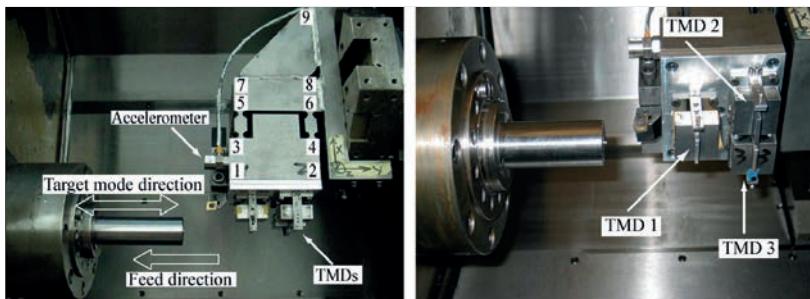


Abbildung 2.6: Einsatz mehrerer Hilfsmassendämpfer beim Drehen (YANG ET AL. 2010)

### 2.3.2.2 Semi-aktive (adaptiv-passive) Zusatzsysteme

Semi-aktive bzw. adaptiv-passive Systeme zur Schwingungsreduktion stellen eine Erweiterung der rein passiven Systeme um Stellglieder zur gesteuerten/geregelten Veränderung der passiven Eigenschaften (z. B. Federsteifigkeiten oder Dämpfungscoeiffizienten) mittels Hilfsenergie dar.

Häufig werden in diesem Zusammenhang *elektrorheologische Fluide* (ERF) oder *magnetorheologische Fluide* (MRF) eingesetzt, denn deren Viskositäts-eigenschaften können schnell und reversibel durch ein von außen angelegtes elektrisches bzw. magnetisches Feld eingestellt werden. Nachfolgend sind einige Arbeiten aus diesem Gebiet beschrieben.

MESCHKE (1995) führte umfangreiche Grundlagenuntersuchungen zum Einsatz von ERFs in Dämpfungssystemen für Werkzeugmaschinen durch. Ein

Quetschdämpfer für eine Flachsleifmaschine konnte dabei erfolgreich ausgelegt werden, wohingegen die Entwicklung eines Scherdämpfers scheiterte. Zudem wurde festgestellt, dass die dynamische Viskosität eines ERFs (und somit auch dessen Dämpfungswirkung) bei angelegtem elektrischem Feld mit steigender Temperatur zunimmt, was eine temperaturabhängige Feldregelung erforderlich macht.

ERFs, die unter dem Einfluss eines elektrischen Feldes stehen, können als nichtlineare Feder-Dämpfer-Elemente betrachtet werden. Unter Ausnutzung dieser Eigenschaften entwickelten WANG & FEI (1999, 2001) eine Bohrstange, deren dynamisches Verhalten sich beim Anklingen von Ratterschwingungen verändert, wodurch die Prozessstabilität verbessert wird. Um die Stabilität auch während unterschiedlicher Prozesszustände zu gewährleisten, ist eine entsprechende Anpassung der elektrischen Feldstärke erforderlich.

AOYAMA & INASAKI (1997) untersuchten den Einsatz von ERFs in Führungssystemen für Werkzeugmaschinen. So wurden z. B. ERF-basierte Dämpfungsmodule für wälzgelagerte Linearführungssysteme vorgestellt. Daneben wurde die Verwendung von ERFs statt Hydrauliköl als Medium in hydrostatischen Führungen mit dem Ziel demonstriert, eine einfache Adaption des Tragverhaltens des Führungssystems ohne komplexe mechanische Drosseln zu erreichen.

Beim Tiefbohren führen Torsionsschwingungen des nachgiebigen Werkzeugschafts häufig zum Rattern. KERSTING (2009) entwickelte daher einen adaptiv-passiven Torsionsschwingungsdämpfer auf Basis magnetorheologischer Fluide. Diese Komponente liegt direkt im Kraftfluss und dient sowohl der Momentenübertragung wie auch der Schwingungsdämpfung. Damit konnte im Vergleich zum Bohren mit ungedämpftem Werkzeughalter eine Schwingungsreduktion um bis zu 62 % erreicht werden.

MEI ET AL. (2009) realisierten eine Bohrstange, deren Steifigkeit – und somit deren Eigenfrequenz – durch die Veränderung der Viskosität eines MRFs kontinuierlich variiert werden kann (Abb. 2.7). Durch die ständige Modifikation des Resonanzverhaltens im Prozess wird das Auftreten von Ratterschwingungen erschwert. Konkret wurde die Magnetspule (Excitation coil) mit einem Rechteckstrom der Frequenz 1 Hz und der Amplitude 2 A angesteuert. Die stabilisierende Wirkung des Systems wurde sowohl in Simulationen wie auch im Prozess nachgewiesen.

Die zweite bedeutende Gruppe semi-passiver Dämpfungssysteme basiert auf der adaptiven Einstellung der *Reibeigenschaften einer Gleitpaarung*. So wird in WECK & SCHULZ (2003) die Auslegung eines adaptiven Reibdämpfers, bei dem die Reibkraft mittels pneumatischer Aktoren eingestellt werden kann, beschrieben. An einem Einmassenschwinger-Prüfstand konnte die Resonanz-

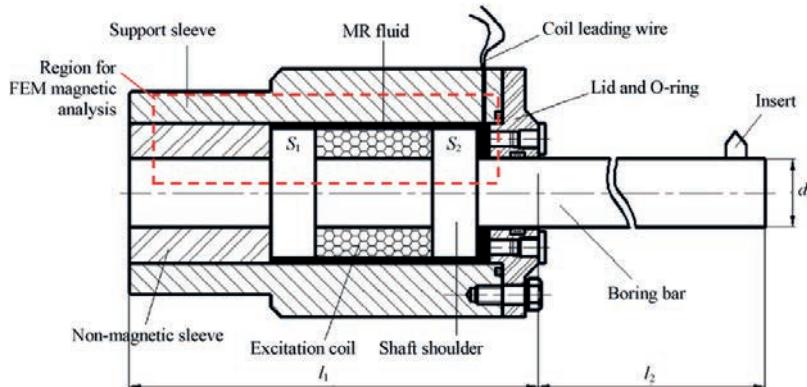


Abbildung 2.7: Schematischer Aufbau einer Bohrstäbe mit variabler Steifigkeit zur Ratterunterdrückung (MEI ET AL. 2009)

überhöhung mit dem adaptiven Dämpfer um mehr als den Faktor vier reduziert werden.

ROSEIRA ET AL. (2011) konzipierten einen adaptiven Reibtilger für ein Drehfräszentrum und einen adaptiven Reibflächendämpfer für eine Fräsmaschine. Die Reibkraft wird dabei über eine Schraube mit integrierter Piezoaktorik angepasst. An einer Balken-Teststruktur durchgeführte Vergleichsuntersuchungen unterschiedlicher Regelungskonzepte ergaben zudem, dass mit einem Lyapunov-Regler die maximale Energiedissipation erreicht werden kann. Die Wirksamkeit beider Systeme konnte in Nachgiebigkeitsmessungen mit Shakeranregung nachgewiesen werden; Zerspanungsversuche wurden nicht vorgenommen.

VERL & HEINZE (2011) erarbeiteten ein adaptives Gleitführungssystem. Durch die ultrasonische Schwingungsanregung eines Reibpartners konnte das Haft- und das Gleitreibungsverhalten des Führungssystems verändert werden. Hierzu wurden Schwingführungsmodule mit integrierten Piezostapelaktoren (Resonanzfrequenz 28 kHz) konstruiert. Damit konnte am Prüfstand beispielsweise das Auftreten des Stick-Slip-Effekts verhindert werden.

Des Weiteren untersuchten WILLIAMS ET AL. (2002) den Einsatz von Formgedächtnislegierungen als Werkstoff für Federn in einem adaptiv-passiven Tilger. Da der Elastizitätsmodul (und somit auch die Federsteifigkeit) der Formgedächtnislegierungen temperaturabhängig ist, konnte durch die Parallelschaltung mehrerer beheizbarer Federelemente ein Tilger mit vier diskreten Resonanzfrequenzen realisiert werden. Eine (wünschenswerte) kontinuierliche Adaption ist mit diesem System folglich nicht möglich.

Ein weiterer Überblick über semi-aktive Systeme zur Schwingungsreduktion findet sich in JALILI (2002). Neben den Grundlagen der Schwingungsverminde- rung werden darin unterschiedliche semi-aktive Feder- und Dämpferelemente sowie diverse regelungstechnische Ansätze vorgestellt.

### 2.3.2.3 Aktive Zusatzsysteme

Bei aktiven Systemen zur Schwingungsverminderung<sup>11</sup> wird der zu beruhigenden Struktur – im Gegensatz zu den passiven Lösungen – mechanische Energie von außen zugeführt. Die mechanische Energie wird dabei meist durch Umwandlung elektrischer oder fluidischer Energie in einem geeigneten Aktor erzeugt. Die Stellsignale für den Aktor (bzw. für dessen Leistungsverstärker) werden von einem Regler aus den mittels Sensoren erfassten Strukturschwingungen berechnet.

Aktive Systeme zur Schwingungsreduktion stellen daher *mechatronische Systeme* dar (ISERMANN 2008; VDI 2206 2004). Da der Terminus „Adaptronik“ teilweise synonym für aktive Systeme zur Schwingungsreduktion gebraucht wird, soll an dieser Stelle die begriffliche Abgrenzung vorgenommen werden: Adaptronische Systeme sind hochintegrierte mechatronische Systeme, bei denen sog. intelligente Werkstoffe („smart materials“), die gleichzeitig aktorische und sensorische Eigenschaften aufweisen, direkt in den Kraftfluss der mechanischen Struktur eingefügt werden (JANOCHA 2007).

D. h., ein adaptronisches System  $X$  ( $X \in Ad$ ) ist immer auch ein mechatronisches System ( $X \in Me \rightarrow Ad \subset Me$ ). Aktive Systeme zur Schwingungsreduktion ( $AVC$ ) sind jedoch nicht zwangsläufig auch adaptronische Systeme. Graphisch lassen sich die Zusammenhänge als Mengendiagramm (Abb. 2.8) veranschaulichen.

Des Weiteren hat sich im technisch-wissenschaftlichen Sprachgebrauch der Begriff „aktive Schwingungsdämpfung“ etabliert. Unter „Dämpfung“ werden gemäß der auf S. 15 gegebenen Definition jedoch dissipative Vorgänge verstanden. Daraus ergibt sich, dass der Begriff „aktive Schwingungsdämpfung“ eigentlich nicht korrekt ist, da dem schwingenden System Energie zugeführt wird. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird dieser Begriff aufgrund seiner weiten Verbreitung aber dennoch verwendet.

Als Grundlage für die Ableitung der Zielsetzung der vorliegenden Dissertation wird an dieser Stelle eine Synopsis der wesentlichen Arbeiten auf dem Gebiet der aktiven Schwingungsdämpfung an spanenden Werkzeugmaschinen gegeben. Ein

---

<sup>11</sup>engl.: active vibration control (AVC)

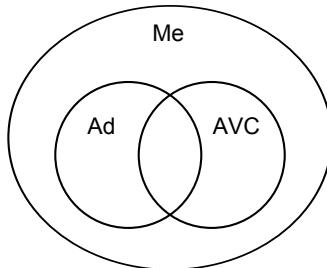


Abbildung 2.8: Mechatronik (Me), Adaption (Ad) und aktive Systeme zur Schwingungsreduktion (AVC) im Mengendiagramm

komprimierter Überblick über mechatronische Systeme zur Leistungssteigerung von Werkzeugmaschinen findet sich zudem in NEUGEBAUER ET AL. (2007).

*Bohrstangen* zum Innendrehen waren aufgrund ihres einfachen Aufbaus und ihres meist dominanten Einflusses auf die Prozessdynamik Gegenstand zahlreicher Forschungsprojekte. So entwickelten TEWANI ET AL. (1995) eine mittels Piezoaktoren bedämpfte Bohrstange. Eine theoretische Stabilitätsanalyse er gab eine Erhöhung der lokalen Stabilitätsmaxima von ca. 3 mm Schnitttiefe im ungedämpften Zustand auf über 20 mm bei aktivierter Dämpfung mit Riccati-Regler. CHIU & CHAN (1997) reduzierten unter Verwendung eines Piezoaktors mit PID-Regler die statische Durchbiegung einer Bohrstange. Der Aktor wurde dazu in der Nähe des Werkzeughalters direkt an das Werkzeug gekoppelt. Die Oberflächenqualität und die Rundheit wurden jedoch nicht signifikant verbessert.

Von PRATT (1997) wurde die aktive Dämpfung von Bohrstangen mittels magnetostruktiver Aktoren untersucht. Die Funktion des Systems wurde rechnerisch durch die Analyse der Werkzeugschwingungen im Zeitbereich nachgewiesen; eine Ermittlung der erreichbaren Grenzschnitttiefe erfolgte nicht. Außerdem wurde in dieser Arbeit das ungeregelte Aufbringen periodischer Kräfte zur Ratterunterdrückung („Quench Control“) vorgeschlagen.

ÅKESSON (2007) stellte eine Bohrstange mit einem im Schaft integrierten Piezostapelaktor vor (Abb. 2.9). Zur Regelung des Systems implementierte er einen analog realisierten PID-Regler sowie einen adaptiven Regler auf Basis des Filtered-x-Least-Mean-Squares-Algorithmus. Das Nachgiebigkeitsverhalten des Innendrehwerkzeugs konnte somit deutlich verbessert werden, der Einfluss auf die Ratterstabilität wurde nicht untersucht.

Des Weiteren standen *aktiv gedämpfte Spindeln* im Fokus mehrerer Forscher. DOHNER ET AL. (2001) integrierten beispielsweise piezoelektrische Aktoren in die Lageraußenringe einer Spindel, so dass dynamische Kräfte auf die Spindel

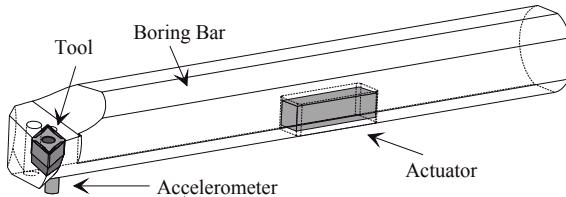


Abbildung 2.9: Aktive Bohrstange mit integriertem Piezostack (ÅKESSON 2007, S. 36)

aufgebracht werden können. Im Zerspanungsversuch konnte eine Erhöhung der stabilen Schnitttiefe von ca. 0,01 mm auf ca. 0,35 mm erzielt werden. Eine ohne AVC-Einsatz erreichbare Schnitttiefe von lediglich 0,01 mm lässt dabei auf ein mangelhaftes passives Nachgiebigkeitsverhalten schließen.

BREIT (2006) entwickelte eine aktiv hydrostatisch gelagerte Frässpindel und analysierte für die Reglerauslegung das Verhalten des mechatronischen Systems mittels numerischer Berechnungen. Messungen mit Impulshammeranregung zeigten, dass der Einsatz der aktiven Komponente eine dynamische Versteifung gegenüber dem passiven System bewirkt. Fräsversuche wurden nicht durchgeführt.

CHEN & KNOSPE (2007) präsentierten eine aktive magnetgelagerte Spindel zur Ratterunterdrückung beim Drehen. Zur Bewertung der Leistungsfähigkeit des Systems wurden Stabilitätskarten auf Basis von experimentell aufgenommenen Nachgiebigkeitsfrequenzgängen berechnet. Im Bearbeitungsversuch wurde zwar eine Schwingungsreduktion nachgewiesen, die theoretischen Stabilitätskarten wurden jedoch nicht validiert.

WILL (2008) entwickelte eine adaptronische Spindeleinheit zur Abdrängungs- und Schwingungskompensation in Fräsvorgängen mit lang auskragendem Werkzeug. Im Zerspanungsversuch konnte damit eine Kompensation der Fräserabdrängung von bis zu 90 % erzielt werden. Mit dem Konzept der „Regelung von Harmonischen“ war ferner eine deutliche Reduktion der durch die Schneideneintrittsstöße hervorgerufenen Schwingungen möglich. Eine Beeinflussung von Ratterschwingungen war mit diesem Ansatz jedoch nicht realisierbar. Ergänzend wurde auf Basis der Zeroth-Order-Approximation-Methode eine Stabilitätskarte für das aktiv bedämpfte System berechnet; eine experimentelle Validierung erfolgte nicht.

KERN (2009) setzte zur Erhöhung der Prozessstabilität beim Fräsen eine elektromagnetisch bedämpfte Hauptspindel ein (Abb. 2.10). Im Rahmen der Arbeit wurden dabei Regelungsansätze zur aktiven Dämpfung der Spindel sowohl bei zeitinvariantem Streckenverhalten (konstante Drehzahl) als auch bei

zeitvariantem Streckenverhalten (veränderliche Drehzahl) untersucht. In Fräsversuchen konnte eine deutliche Steigerung des Zeitspanvolumens nachgewiesen werden.

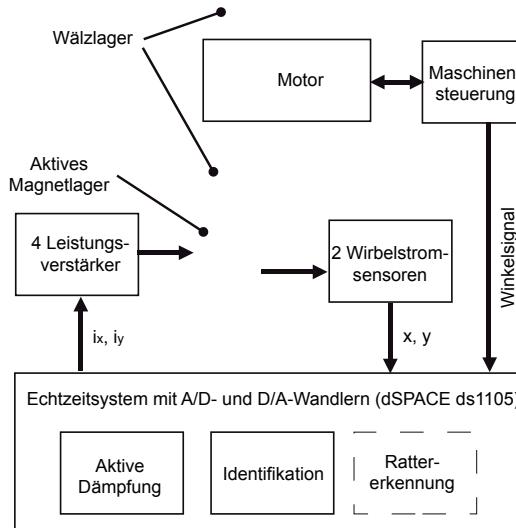


Abbildung 2.10: Aktiv magnetgelagerte Spindel (KERN 2009, S. 108)

Bemerkenswert ist in diesem Zusammenhang, dass von den genannten Arbeiten im Bereich der Hauptspindeln lediglich BREIT (2006) den Vergleich mit einer handelsüblichen, passiven Spindel durchführte.

Oftmals weist auch die *Werkzeugmaschinenstruktur* selbst dominante dynamische Schwachstellen auf, die zum Auftreten von Ratterschwingungen führen. Daher erarbeiteten zahlreiche Wissenschaftler Lösungen zur aktiven Bedämpfung von Strukturkomponenten.

CHUNG ET AL. (1997) entwarfen einen aktiven, elektrodynamischen Dämpfer, welcher am Spindelstock eines Demonstrators installiert wurde. Mit dem System wurde die Resonanznachgiebigkeit deutlich reduziert. Zerspanungsversuche waren mit dem Aufbau nicht möglich.

EHMANN (2004) stellte unterschiedliche Regelstrategien und Akteure zur Schwingungsdämpfung an einem stark vereinfachten Demonstrator einer Portalfräsmaschine vor. Diese wurden durch simulative und experimentelle Untersuchungen bewertet. Eine Validierung im Zerspanungsversuch war mit dem Demonstrator nicht möglich. Zudem wurden grundlegende Überlegungen zur Platzierung und zur Dimensionierung der Akteure angestellt. In EHMANN &

NORDMANN (2004) wurde ergänzend eine vereinfachte, theoretische Betrachtung der Prozessstabilität vorgenommen.

AST ET AL. (2007) konstruierten eine piezoaktorische Strebe zur Dämpfung der Schwingungen einer Lambda-Kinematik. Das Dämpfungssystem wurde auf Basis von Simulationsrechnungen ausgelegt. Zur Regelung wurden kollokale und modellbasierte Regelungsansätze kombiniert. Im Versuch konnte sowohl eine Reduzierung der Resonanznachgiebigkeiten wie auch ein verbessertes Trajektorienfolgeverhalten nachgewiesen werden.

Ein piezoaktorisches System zur Schwingungsreduktion beim Spitzenlos-Schleifen wurde von ALBIZURI ET AL. (2007) entwickelt. In der experimentellen Validierung konnte eine signifikante Verbesserung sowohl des Rundheitsfehlers als auch des Stabilitätsverhaltens erreicht werden.

Ein in zwei Achsen absolut wirkender elektromagnetischer Reaktionsmassendämpfer für eine Portalfräsmaschine wurde von ROTH (2009) aufgebaut. Durch den simulativen Vergleich des Nachgiebigkeitsverhaltens im gedämpften und ungedämpften Zustand wurde ein theoretischer Funktionsnachweis erbracht; Messungen bestätigten die dynamische Versteifung des Systems. Im Zerspanungsversuch konnte ein instabiler Prozess stabilisiert werden, was zudem in einer Verbesserung der Oberflächenqualität resultierte.

SIMNOFSKE (2009) entwickelte strukturintegrierte, piezoaktorische Module zur adaptronischen Versteifung von Flachsleifmaschinen. Hierfür wurde eine simulationsbasierte Entwicklungsmethodik erarbeitet. In der praktischen Erprobung konnte eine signifikante Verringerung sowohl von fremd- als auch von selbsterregten Schwingungen nachgewiesen werden.

Ein elektrohydraulisches Dämpfungssystem für Werkzeugmaschinenstrukturen wurde von SCHULZ (2010) konstruiert. Prüfstandsversuche ergaben dabei eine effektive Dämpfungswirkung des Systems bis zu einer Frequenz von etwa 100 Hz. Eine Simulation zeigte zudem, dass ein passiver Hilfsmassendämpfer die 80-fache Reaktionsmasse des hydraulischen Systems zur Erzielung derselben Dämpfung benötigen würde. In Bearbeitungsversuchen auf einer Fräsmaschine mit einer dominanten Eigenfrequenz von 36 Hz wurde eine signifikante Erhöhung der Stabilitätsgrenze erreicht. Die dynamische Nachgiebigkeit der Maschine war aber zuvor mit einem Schwingtisch als Werkstückauflage künstlich verschlechtert worden.

MANOHARAN (2012) integrierte piezoelektrische Kompensationsmodule in Kas tenstrukturen. Mittels Finite-Elemente-Simulationen ermittelte er dabei die bestmöglichen Ankoppelpunkte für die Kompensationseinheiten. In Prüfstandsversuchen, bei denen die Zerspanungskräfte durch einen elektrohydraulischen Erreger nachgebildet wurden, konnte eine Reduktion der Resonanznachgiebigkeit durch die Kompensationsmodule erzielt werden. Durch eine gekoppelte

Struktur-Prozess-Simulation wurde zudem eine Steigerung der Grenzschnitttiefe theoretisch nachgewiesen.

WAIBEL (2013) erarbeitete eine rechnergestützte Methode zur optimalen Platzierung von Dämpfungsaktoren an einer Maschinenstruktur. Mit Hilfe dieser Methode installierte er sowohl ein relativ wirkendes als auch ein absolut wirkendes aktives Zusatzsystem an einer Portalfräsmaschine. Ferner entwickelte er eine adaptive Regelungsstrategie zur Ratterunterdrückung. Mit diesem Regelungsansatz gelang mit beiden Zusatzsystemen die Stabilisierung instabiler Fräsprozesse.

Daneben waren auch *aktive Werkstückauflagen* das Objekt mehrerer Forschungsarbeiten. HAASE (2005) integrierte beispielsweise Piezoaktoren in eine Rahmenstruktur mit Festkörpergelenken (Abb. 2.11). Er konnte nachweisen, dass die aktive Werkstückauflage Schwingungen am Tool Center Point reduziert. Ein vergleichbares System wird zudem von MANOHARAN (2012) beschrieben. Fräsversuche zeigten dabei vielversprechende Ergebnisse.



Abbildung 2.11: *Aktive Werkstückauflage zur Unterdrückung von Ratterschwingungen* (HAASE 2005, S. 165)

RASHID & NICOLESCU (2006) setzten Piezoaktoren in Verbindung mit einem adaptiven Regelalgorithmen zur Schwingungsreduktion an einer Palettenaufnahme ein. In Zerspanungsversuchen konnten sie eine signifikante Reduktion der Schnittkraftamplituden erzielen, was zu einer Verminderung der Oberflächenrauigkeit und des Werkzeugverschleißes führte.

ZHANG & SIMS (2005) verwendeten Piezopatches zur aktiven Bedämpfung dünnwandiger Werkstücke. Auf Basis von gemessenen Nachgiebigkeitsfrequenzgängen aufgestellte Stabilitätskarten zeigten für das ungeregelte System eine

gute Übereinstimmung mit den experimentell ermittelten Stabilitätsgrenzen, wohingegen beim geschlossenen Regelkreis deutliche Abweichungen festzustellen waren.

Weitere Ansatzpunkte für AVC-Systeme an spanenden Werkzeugmaschinen waren *Werkzeughalter und Zentrierspitzen*. So entwickelte TELLBÜSCHER (1986) eine auf Piezoaktoren basierende aktive Zentrierspitze sowie passive Hilfsmassendämpfer für Rundschleifmaschinen. Mit einem optimal abgestimmten Hilfsmassendämpfer konnte er eine Verringerung der Nachgiebigkeit um den Faktor 20 realisieren, was im Bearbeitungsversuch zu einer Erhöhung der ratterfreien Schleifzeit um das Sechsfache führte. Aussagen zur Prozessstabilisierung durch die aktive Zentrierspitze wurden nicht getroffen.

KEMMERLING-LAMPARSKY (1987) entwarf eine aktive Zentrierspitze für das Außenrund-Einstechschleifen (Abb. 2.12) sowie eine elektrohydraulische Dämpfungseinheit für Bohrstangen zum Innendrehen. Beim Innendrehen wurde eine deutliche Reduzierung des Ratters erreicht, wohingegen beim Rundschleifen trotz verbessertem Nachgiebigkeitsverhalten im Stillstand nur eine geringe Wirksamkeit im Prozess festzustellen war.

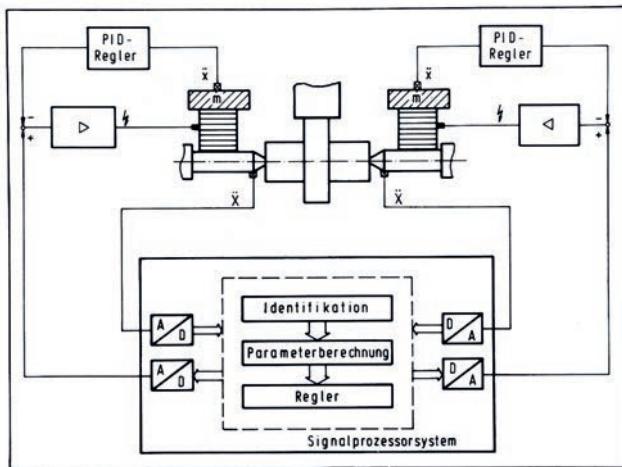


Abbildung 2.12: Aktive Zentrierspitzen für das Außenrundschleifen  
(KEMMERLING-LAMPARSKY 1987, S. 91)

Auch MICHELS (1999) baute aktive Zusatzsysteme für Rundschleifmaschinen auf (eine aktive Zentrierspitze und eine aktive Spindellagerung), mit denen eine gezielte Beeinflussung des Nachgiebigkeitsverhaltens möglich ist. Mit Hilfe eines Simulationsmodells des Gesamtsystems wurde ein automatischer

Reglerentwurf im Frequenzbereich durchgeführt. Ein instabiler Schleifprozess konnte damit nachhaltig stabilisiert werden.

In HILBING (2004) wurde ein hochdynamisches, aktives Werkzeug für Drehmaschinen realisiert. Mit Hilfe eines prädiktiven Reglers konnte in Bearbeitungsversuchen eine Verbesserung der Rundheit und der Oberflächenqualität des Werkstücks erzielt werden. Neben der Reduzierung unerwünschter Schwingungen kann diese Komponente auch als „Fast Tool Servo“ zur gezielten Mikrostrukturierung verwendet werden. Untersuchungen zur Unterdrückung von Ratterschwingungen wurden nicht angestellt.

DENKENA ET AL. (2004) konzipierten unter Verwendung von Niedervolt-Piezoaktoren einen adaptronischen Werkzeugadapter mit VDI-Schnittstelle zur Schwingungsdämpfung beim Drehen. In Messungen mit Impulshammer konnte eine deutliche Reduktion der Resonanzpeaks im Nachgiebigenfrequenzgang nachgewiesen werden. Zerspannt wurde mit dem Werkzeugadapter nicht.

Neben den oben aufgeführten Forschungsprojekten, die sich primär mit dem prototypischen Aufbau von aktiven Dämpfungssystemen für Werkzeugmaschinen beschäftigten, existieren auch einige wenige *theorieorientierte Arbeiten mit Fokus auf der Prozessdynamik*. WANG & SU (2003) erörterten beispielsweise anhand theoretischer Betrachtungen (ein Demonstrator wurde nicht aufgebaut) das Wechselwirken einer aktiven Drehmeißelaufnahme mit dem Zerspanungsprozess, ohne jedoch Aussagen zur Prozessstabilität zu treffen.

Eine stark theoretisch geprägte Arbeit, die den Einfluss aktiver Dämpfungs- systeme auf die Ratterstabilität betrachtet, ist die Dissertation von GANGULI (2005). Auf eine ausführliche Herleitung der systemtheoretischen Grundlagen des Phänomens *Rattern* folgt hierin die Beschreibung zweier mechatronischer Demonstratoren zur Nachbildung einer spanenden Werkzeugmaschine mit aktiver Dämpfung. Als Maschinenstruktur diente dabei ein einfacher Biegebalken, der Zerspanungsprozess wurde über eine Hardware-in-the-loop-Simulation abgebildet; entsprechende Sensoren und elektrodynamische Aktoren ergänzten den Aufbau. Eine experimentelle Validierung der an den Demonstratoren gewonnenen Ergebnisse anhand von Zerspanungsversuchen wurde nicht durchgeführt.

MEI ET AL. (2006) beschrieben einen hybriden Ansatz (Kombination aus Zeitbereichs- und Frequenzbereichsmethoden) zur Berechnung von Stabilitätskarten für aktiv gedämpfte Werkzeugmaschinen. Diese Arbeit bewegt sich jedoch auf rein theoretischer Ebene und betrachtet keine konkrete Anwendung – weder simulativ noch experimentell.

In FERNANDES ET AL. (2009) wurde für eine aktiv bedämpfte Spitzenlos-Schleifmaschine die gekoppelte Simulation von Maschinenstruktur, Schleifprozess und AVC-System beschrieben. Es gelang somit eine näherungsweise

simulative Prognose der Werkstück-Rundheitsabweichung. Untersuchungen zur Ratterstabilität wurden nicht vorgenommen.

## 2.4 Zusammenfassung

Bei der spanenden Bearbeitung auf Werkzeugmaschinen treten stets unterschiedliche Arten von (unerwünschten) Schwingungen auf. Grundsätzlich sind hier fremd- und selbsterregte Schwingungen zu unterscheiden, wobei insbesondere die selbsterregten Ratterschwingungen aufgrund ihrer großen Amplituden problematisch sind. Daher wurden zahlreiche Ansätze zur Vermeidung/Unterdrückung von Ratterschwingungen erarbeitet, welche nachfolgend zusammengefasst sind.

### Prozesseitige Ansätze

Die prozesseitigen Ansätzen zur Ratterreduktion zeichnen sich durch eine einfache und kostengünstige Realisierbarkeit aus, da keine konstruktiven Änderungen an der Maschinenstruktur oder Zusatzsysteme nötig sind. Dadurch ist zu erklären, dass die oben beschriebenen Methoden (abgesehen von der periodischen Spindeldrehzahlvariation) in der Industrie breite Anwendung finden. Die entsprechenden Maßnahmen werden dabei meist eigenständig von den Maschinenbedienern auf Basis von Erfahrungswissen oder heuristischem Vorgehen (Trial and Error) getroffen.

Als nachteilig ist zu sehen, dass die (prinzipiell einfache) Umsetzung dieser Methoden in der Praxis teilweise nur eingeschränkt möglich ist. So können beispielsweise eine begrenzte Spindelhöchstdrehzahl oder hoher Werkzeugverschleiß dem Zerspanen in einem lokalen Stabilitätsmaximum entgegenstehen. Ferner sind die Aufspannung und die Bearbeitungsstrategie oftmals durch die Werkstückabmessungen und die zu erzeugende Geometrie vorgegeben, so dass deren Anpassung hinsichtlich maximaler Prozessstabilität nicht möglich ist. Falls die in Abschnitt 2.3.1 beschriebenen Methoden nicht zu einer ausreichenden Stabilisierung des Prozesses führen, bleibt nur die Reduzierung der Schnitttiefe, welche aber mit einer gleichzeitigen Reduzierung des Zeitspanvolumens einhergeht.

Neben den prozesseitigen Ansätzen sind auch unterschiedliche Ansätze, welche an der Maschinenstruktur angreifen, bekannt:

### Passive Zusatzsysteme

Passive Systeme zur Ratterunterdrückung zeichnen sich durch einen einfachen konstruktiven Aufbau aus und sind durch den Verzicht auf elektronische

Komponenten zuverlässig und kostengünstig. Zusatzsysteme, wie z. B. Hilfsmassendämpfer, können dabei auch an bereits bestehenden Maschinen meist mit geringem Aufwand nachgerüstet werden. Es ist ein Charakteristikum aller passiven Dämpfer und Tilger, dass diese auf die zu unterdrückende (Resonanz-) Frequenz abgestimmt werden müssen. Daraus ergibt sich, dass die Wirkung dieser Maßnahmen deutlich abnimmt, sobald sich die Eigenfrequenzen der Maschinenstruktur z. B. durch das Verfahren der Achsen ändern. Bei Schwingungstilgern ist in diesem Falle aufgrund der Frequenzaufspaltung sogar mit einer deutlichen Verschlechterung des dynamischen Verhaltens im Vergleich zum Originalsystem zu rechnen.

### **Semiaktive Zusatzsysteme**

Um den wesentlichen Nachteil der rein passiven Systeme zur Ratterunterdrückung, nämlich die fixe Abstimmung auf einen bestimmten Betriebspunkt, zu beseitigen, wurden semi-aktive bzw. adaptiv-passive Systeme entwickelt. Diese ermöglichen während des Betriebs die Modifikation der passiven Eigenschaften durch den Einsatz von Hilfsenergie und geeigneten Stellgliedern. Für die erzielbare Schwingungsverminderung bleiben dabei aber die rein passiven Eigenschaften des semi-aktiven Systems bestimmd. Im Hinblick auf die Verwendung von ERFs sind die hohen benötigten Spannungen von teilweise über 1000 V als kritisch zu sehen.

### **Aktive Zusatzsysteme**

Aktive Systeme zur Ratterunterdrückung ermöglichen – im Vergleich zu rein passiven Lösungen – die Erzeugung großer Dämpfungskräfte bei geringen Massen und Baugrößen. Aufgrund des geringen Platzbedarfs wird somit eine große Freiheit bei der Platzierung der Dämpfungssysteme an der Maschinenstruktur erzielt. Ferner können AVC-Systeme durch Änderungen im Regelkreis (in gewissen Grenzen) an veränderliche Störfrequenzen bzw. Streckeneigenschaften angepasst werden. Die genannten Vorteile werden jedoch mit einer vergleichsweise aufwändigen und somit teuren Systemtechnik erkauft. Zudem kann ein aktives System aufgrund des geschlossenen Wirkungskreises instabil werden.

## **2.5 Handlungsbedarf**

Aufgrund ihrer überwiegenden Vorteile soll in dieser Arbeit der Fokus auf aktive Zusatzsysteme zur Ratterunterdrückung gelegt werden. Dabei ist festzuhalten, dass der Großteil der wissenschaftlichen Arbeiten auf diesem Gebiet sich auf den hard- und softwaremäßigen Entwurf der aktiven Dämpfungssysteme

konzentrierte. Des Weiteren wurde die Leistungsfähigkeit der AVC-Systeme zumeist durch die Messung von Nachgiebigkeitsfrequenzgängen bewertet; dabei gelangen z. T. eindrucksvolle Verbesserungen des dynamischen Verhaltens. Die prinzipiell aussagekräftigeren Zerspanungsversuche zur Beurteilung der Prozessstabilität wurden jedoch nur in wenigen Arbeiten durchgeführt. In diesem Zusammenhang ist anzumerken, dass auch nicht alle Versuchsträger für Bearbeitungsversuche geeignet waren.

Trotz des enormen Potenzials von AVC-Systemen bleibt festzustellen, dass diese bis dato kaum Eingang in die produktionstechnische Anwendung gefunden haben. Als wesentliche Ursachen hierfür sind die folgenden Aspekte zu sehen:

1. Im Rahmen der bisherigen Forschungsarbeiten wurde i. d. R. proprietäre Lösungen entwickelt, welche für potenzielle Anwender aber nicht verfügbar sind. Zudem ist die Übertragbarkeit dieser Lösungen auf andere Werkzeugmaschinen nicht gesichert.
2. Umfassende experimentelle Untersuchungen der Möglichkeiten und Grenzen aktiver Dämpfungssysteme für spanende Werkzeugmaschinen sind nicht bekannt.
3. Für den Entwurf von AVC-Systemen zur Ratterunterdrückung ist keine praxisorientierte Entwurfsmethodik verfügbar.

Handlungsbedarf besteht deshalb bzgl. der umfassenden experimentellen Untersuchung der Leistungsfähigkeit von aktiven Zusatzsystemen zur Ratterunterdrückung. Zudem ist es erforderlich, dem interessierten Werkzeugmaschinenkonstrukteur eine praxisorientierte Entwurfsmethodik zur Verfügung zu stellen. Daraus resultiert die im folgenden Kapitel beschriebene Zielsetzung der vorliegenden Arbeit.



### 3 Zielsetzung und Vorgehensweise

Wie bereits in Kap. 2 ausgeführt, wurden in der Vergangenheit mannigfaltige AVC-Systeme entwickelt. Allerdings fehlt bislang eine umfassende Analyse des Betriebsverhaltens aktiv bedämpfter Werkzeugmaschinen. Es ist daher das übergeordnete Ziel der vorliegenden Arbeit, durch umfangreiche experimentelle Untersuchungen ein profundes Systemverständnis des Wechselwirkens von Werkzeugmaschine, Zerspanungsprozess und aktivem Zusatzsystem zu generieren. Ausgehend von dem auf S. 31 identifizierten Handlungsbedarf lässt sich dieses Ziel in drei wesentliche Teilziele untergliedern:

1. Entwurf und Aufbau eines Demonstrators eines flexibel einsetzbaren aktiven Dämpfungssystems unter Verwendung kommerziell verfügbarer Komponenten als Grundlage für die weiteren Arbeiten.
2. Schaffung eines profunden Systemverständnisses der Interaktion von Werkzeugmaschinenstruktur, Zerspanungsprozess und AVC-System durch umfangreiche experimentelle Untersuchungen.
3. Erarbeitung einer praxistauglichen Entwurfsmethodik für aktive Dämpfungssysteme zur Ratterunterdrückung.

Die Vorgehensweise dieser Dissertation orientiert sich dabei an den obenstehend formulierten Teilzielen:

In Kap. 2 wurde zunächst ein Überblick über Schwingungsphänomene in der spanenden Fertigung sowie über Ansätze zu deren Reduktion gegeben und der Handlungsbedarf aufgezeigt. Kap. 4 erläutert die im Rahmen der experimentellen Untersuchungen eingesetzten Methoden und Verfahren. In Kap. 5 wird die Untersuchung des passiven Betriebsverhaltens des Versuchsträgers, einer Portalfräsmaschine, und die Identifikation von deren dominanter dynamischer Schwachstelle vorgestellt, was die Grundlage für den Entwurf des aktiven Dämpfungssystems bildet.

In Kap. 6 werden dann die Anforderungen an das AVC-System definiert und die Komponenten, welche diese Anforderungen erfüllen, ausgewählt und deren Installation am Versuchsträger beschrieben. Die zweite Hälfte dieses Kapitels behandelt den Entwurf von Regelungsstrategien zur aktiven Ratterunterdrückung.

Die Erprobung des aktiven Dämpfungssystems an der Portalfräsmaschine von der Inbetriebnahme bis zum Einsatz im Zerspanungsprozess wird ausführlich in Kap. 7 erläutert. Die flexible Übertragbarkeit des entwickelten AVC-Systems auf andere Werkzeugmaschinen wird am Beispiel einer kontinuierlichen Wälzschleifmaschine in Kap. 8 dargelegt. Die technologisch-wirtschaftliche Bewertung des aktiven Dämpfungssystems in Kap. 9 ergänzt die vorangegangenen Untersuchungen.

Ausgehend von den an der Portalfräsmaschine und an der Wälzschleifmaschine gesammelten Erfahrungen wird in Kap. 10 eine praxisorientierte Auslegungsmethodik für aktive Dämpfungssysteme zur Ratterunterdrückung abgeleitet. Kap. 11 beschließt die Dissertation mit einer Zusammenfassung der erarbeiteten Ergebnisse und einem Ausblick auf neue Fragen und Herausforderungen.

Abb. 3.1 gibt einen graphischen Überblick über die Gliederung der Arbeit.



Abbildung 3.1: Aufbau der Arbeit

## 4 Versuchs- und Messtechnik

### 4.1 Allgemeines

Um das wesentliche Ziel der vorliegenden Dissertation – die Schaffung eines profunden Systemverständnisses der Wechselwirkungen von Werkzeugmaschinenstruktur, Zerspanungsprozess und aktivem Dämpfungssystem – zu erreichen, sind umfangreiche experimentelle Untersuchungen erforderlich. Im Folgenden wird daher ein Überblick über die hierfür eingesetzten Versuchstechniken und Messverfahren gegeben.

### 4.2 Beschreibung der Versuchsmaschine

Als Versuchsträger für die Durchführung der experimentellen Untersuchungen diente die in Abb. 4.1 dargestellte Portalfräsmaschine Virtumat<sup>12</sup>. Beim Virtumat handelt es sich um eine Drei-Achs-Maschine mit kartesischer Kinematik; die Achsbewegungen werden alle werkzeugseitig ausgeführt. Tabelle 4.1 gibt einen Überblick über die wesentlichen Kenndaten der Maschine.

Das Maschinenbett besteht aus massivem Polymerbeton, wodurch eine hohe Steifigkeit dieser Komponente erreicht wird. Der Werkstücktisch ist direkt mit dem Maschinenbett verschraubt. Auf dem Bett ist das als Schweißkonstruktion ausgeführte und in Y-Richtung verfahrbare Portal montiert. Am Portal ist wiederum der für das Verfahren in der X-Richtung zuständige Querschlitten angebracht, der seinerseits den als Gussteil realisierten Spindelstock (Z-Achse) trägt. Die genannten Strukturkomponenten sind nicht eingehaust, wodurch sich eine gute Zugänglichkeit für die Anbringung von Aktoren und Sensoren ergibt.

---

<sup>12</sup>Der Virtumat wurde im Rahmen des Forschungsprojekts „Neue Lösungsansätze für kostengünstige Funktionalität von Werkzeugmaschinen“ vom Institut für Produktionsmanagement, Technologie und Werkzeugmaschinen (PTW) der Technischen Universität Darmstadt und vom Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (iwb) der Technischen Universität München um das Jahr 2000 entwickelt. Es wurden zwei Exemplare gebaut, wovon eines dem Verfasser für die Untersuchungen, die zu dieser Dissertation führten, zur Verfügung stand.

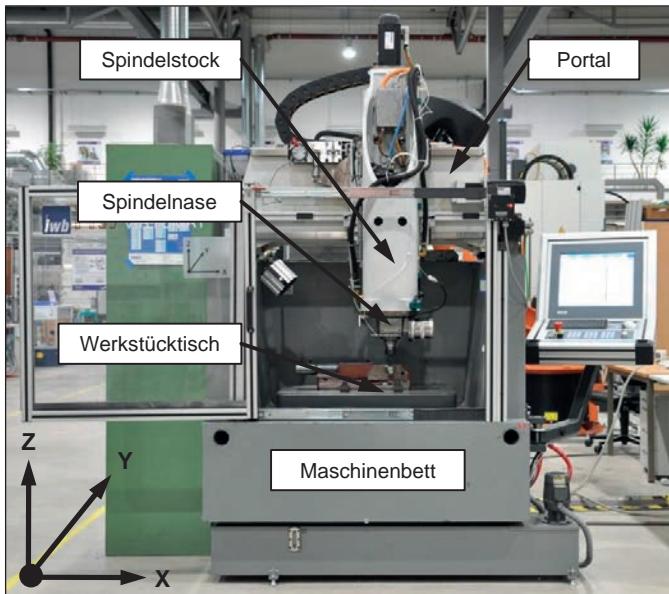


Abbildung 4.1: Portalfräsmaschine Virtumat

Bei den Linearführungen, die die genannten Baugruppen miteinander verbinden, handelt es sich um Kugelumlaufführungen. Die Verfahrbewegungen der drei translatorischen Vorschubachsen (X, Y, Z) werden durch direktangetriebene Kugelumlaufspindeln realisiert. Die Spindelmuttern sind dabei durch Kugelsortierung vorgespannt.

Die Regelungen der Vorschubantriebe sind als klassische kaskadierte Lageregelkreise ausgeführt. Die Erfassung der Ist-Position der einzelnen Achsen erfolgt durch direkt messende, inkrementelle Linearmaßstäbe. Bei der CNC-Steuerung handelt es sich um ein PC-basiertes, offenes Steuerungssystem der Beckhoff Automation GmbH.<sup>13</sup> Der Hauptantrieb in Form eines Spindelmotors befindet sich im unteren Ende des Spindelstocks. Als Schnittstelle zur Aufnahme von Fräswerkzeugen dient der Steilkegel SK40.

<sup>13</sup>Die ursprünglich installierte Indramat-Steuerung wurde aufgrund eines Defekts durch eine Beckhoff-Steuerung ersetzt.

Arbeitsbereich	Verfahrwege X - Y - Z	700 - 500 - 400 mm
	Werkstücktisch X × Y	900 × 520 mm
Hauptspindel	Maximaldrehzahl	5000 min <sup>-1</sup>
	Nennleistung (S4)	10 kW
	Maximaldrehmoment	70 N m
	Werkzeugschnittstelle	SK40
Vorschubachsen	max. Vorschubkraft	4000 N
	Eilgang	40 m/min
	Beschleunigung	2 m/s <sup>2</sup>
	max. Verfahrgeschwindigkeit	15 m/min
Abmessungen	Tiefe / Breite / Höhe	1900 / 1400 / 2900 mm
	Gesamtmasse	ca. 4000 kg

Tabelle 4.1: Kenndaten des Virtumat

### 4.3 Bestimmung der dynamischen Nachgiebigkeit

Die Funktion eines aktiven Dämpfungssystems für spanende Werkzeugmaschinen kann im ersten Schritt durch Messungen der dynamischen Nachgiebigkeit der Maschinenstruktur überprüft werden. Zur experimentellen Ermittlung des Nachgiebigkeitsverhaltens einer mechanischen Struktur wird diese durch eine externe Kraft zu Schwingungen angeregt und ihre Reaktion auf diese Anregung gemessen. Das gesuchte Übertragungsverhalten ergibt sich dann durch Inbezugsetzen von Systemantwort und Anregung. (MAIA & SILVA 1997; EWINS 1992)

#### Anregung der mechanischen Struktur

Werkzeugmaschinen werden zum Zwecke von Strukturanalysen normalerweise mit einem Impulshammer<sup>14</sup> oder einem elektrodynamischen Erreger („Shaker“) angeregt:

Mit dem *Impulshammer* wird die Struktur manuell angeschlagen; dadurch ergibt sich eine transiente (und somit breitbandige) Anregung. Der angeregte Frequenzbereich hängt von der Härte des Schlageinsatzes ab – je härter dieser ist, desto breiter ist der angeregte Frequenzbereich. Der Vorteil dieser Methode liegt in der geringen Messzeit bei minimalem apparativem Aufwand. Aufgrund

<sup>14</sup>Der Impulshammer ist ein hammerförmiger Erreger mit auswechselbaren Schlageinsätzen und einer integrierten Kraftmesszelle, welche den zeitlichen Verlauf der Kraft beim Aufschlag misst.

der manuellen Führung des Impulshammers sind die Schläge jedoch nicht genau reproduzierbar bzgl. der Kraftamplitude und der Schlagrichtung. Daher ist eine Mittelwertbildung aus mehreren Messungen empfehlenswert.

Mit einem *elektrodynamischen Erreger* wird die Struktur kontinuierlich, d. h. mit einem Rauschsignal oder einem Sinussignal (stufenweise oder stetig) zunehmender Frequenz, angeregt. Hierdurch kann eine hohe Energie bei gutem Signal-Rausch-Abstand in die Struktur eingebracht werden. Der Shaker wird meist als Absoluterreger eingesetzt; aber auch die Verwendung als Relativerreger zwischen Werkzeug und Werkstück ist möglich. Nachteilig sind die vergleichsweise langen Messzeiten (insbesondere bei Sinusanregung) und der hohe Aufwand bei der Installation des Erregers.

### Berechnung des Übertragungsverhaltens

Zur Ermittlung des Übertragungsverhaltens (WECK & BRECHER 2006c, S. 236 ff.) werden zuerst das Kraft-Anregungssignal  $f(t)$  und das Beschleunigungs-Antwortsignal  $a(t)$  durch eine Fourier-Transformation in den Frequenzbereich überführt:

$$\mathcal{F}f(t) = \int_0^T f(t) e^{j\omega t} dt = E_f(j\omega) \quad (4.1)$$

$$\mathcal{F}a(t) = \int_0^T a(t) e^{j\omega t} dt = E_a(j\omega) \quad (4.2)$$

Der komplexe Frequenzgang  $G(j\omega)$  ist definiert als der Quotient aus dem komplexen Spektrum des Ausgangssignals  $E_a(j\omega)$  und dem komplexen Spektrum des Eingangssignals  $E_f(j\omega)$ :

$$G(j\omega) = \frac{E_a(j\omega)}{E_f(j\omega)} \quad (4.3)$$

Der komplexe Frequenzgang kann anschließend in den Amplitudenfrequenzgang  $A(\omega) = |G(j\omega)|$  und den Phasenfrequenzgang  $\varphi(\omega) = \angle G(j\omega)$  zerlegt werden (FÖLLINGER & DÖRRSCHEIDT 2008, S. 154).

Aus den komplexen Energiespektren  $E(j\omega)$  ergeben sich durch Division durch die Integrationsdauer  $T$  die komplexen Leistungsspektren  $S(j\omega)$ :

$$S_f(j\omega) = \frac{E_f(j\omega)}{T} \quad (4.4)$$

$$S_a(j\omega) = \frac{E_a(j\omega)}{T} \quad (4.5)$$

### Unterdrückung von Störungen

In der Praxis sind die gemessenen Signale meist mit Störungen überlagert, was zur Verfälschung der berechneten Frequenzgänge führt. Durch die Mittelwertbildung aus mehreren Messungen können diese Störeinflüsse weitgehend eliminiert werden. Abhängig davon, ob das Eingangs- oder das Ausgangssignal gestört ist, existieren spezielle Berechnungsverfahren zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens, die gewährleisten, dass mit einer steigenden Anzahl von Mittelungen der Einfluss des Störrauschens immer kleiner wird. (HEYLEN ET AL. 1997, S. A.2.24 ff.; SHIN & HAMMOND 2008, S. 292 ff.)

Das erste Verfahren, die  $H_1$ -Schätzung, kommt zur Anwendung, wenn das gemessene Ausgangssignal durch Störungen verfälscht ist. Unter der Bedingung, dass das Störrauschen nicht mit dem Eingangssignal korreliert ist und eine ausreichende Anzahl  $n$  von Mittelungen vorgenommen wird, gilt für den entstörten Frequenzgang  $G_1(j\omega)$ :

$$G_1(j\omega) = \frac{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n [S_a(j\omega)_i \cdot S_f^*(j\omega)_i]}{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n [S_f(j\omega)_i \cdot S_f^*(j\omega)_i]} = \frac{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n S_{af}(j\omega)_i}{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n S_{ff}(\omega)_i} = \frac{\overline{S}_{af}(j\omega)}{\overline{S}_{ff}(\omega)} \quad (4.6)$$

mit

- $S_x(j\omega)_i$ : komplexes Leistungsspektrum des Signals  $x$  in der  $i$ -ten Einzelmessung
- $S_x^*(j\omega)_i$ : konjugiert komplexes Leistungsspektrum des Signals  $x$  in der  $i$ -ten Einzelmessung
- $S_{xx}(\omega)_i$ : reelles Autoleistungsspektrum des Signals  $x$  in der  $i$ -ten Einzelmessung:  $S_{xx}(\omega)_i = S_x(j\omega)_i \cdot S_x^*(j\omega)_i$
- $S_{xy}(j\omega)_i$ : komplexes Kreuzleistungsspektrum zwischen den Signalen  $x$  und  $y$  in der  $i$ -ten Einzelmessung:  $S_{xy}(j\omega)_i = S_x(j\omega)_i \cdot S_y^*(j\omega)_i$
- $\overline{S}_{xx}(\omega)$ : arithmetischer Mittelwert der Autoleistungsspektren des Signals  $x$  über  $n$  Messungen
- $\overline{S}_{xy}(j\omega)$ : arithmetischer Mittelwert der Kreuzleistungsspektren zwischen den Signalen  $x$  und  $y$  über  $n$  Messungen

Die zweite Methode, die  $H_2$ -Schätzung, wird eingesetzt, wenn das Eingangssignal verrauscht ist. Analog zu Gl. (4.6) ergibt sich in diesem Fall der gesuchte, entstörte Frequenzgang  $G_2(j\omega)$  zu:

$$G_2(j\omega) = \frac{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n [S_a(j\omega)_i \cdot S_a^*(j\omega)_i]}{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n [S_f(j\omega)_i \cdot S_a^*(j\omega)_i]} = \frac{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n S_{aa}(\omega)_i}{\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n S_{fa}(j\omega)_i} = \frac{\overline{S}_{aa}(\omega)}{\overline{S}_{fa}(j\omega)} \quad (4.7)$$

Bei Störsignalen mit konstanter spektraler Leistungsdichte, wie z. B. weißes Rauschen, ergeben sich in den Resonanzen und in den Antiresonanzen unterschiedliche Signal-Rausch-Verhältnisse (=  $\frac{\text{Nutzsignalleistung}}{\text{Rauschleistung}}$ ). Daraus lässt sich ableiten, dass die o. g. Schätzverfahren jeweils unterschiedliche Schätzgüten in den Resonanzen und in den Antiresonanzen liefern (siehe Tab. 4.2).

Verfahren	Amplituden-Schätzung von	
	Resonanzen	Antiresonanzen
$H_1$	unterschätzt	genau
$H_2$	genau	überschätzt

Tabelle 4.2: Auswirkungen der Frequenzgang-Schätzverfahren (SHIN & HAMMOND 2008, S. 295; RANDALL 1987, S. 244)

### Doppelintegration im Frequenzbereich

Da meist Beschleunigungsaufnehmer zur Messung der Schwingungsantwort eingesetzt werden, liefern die oben beschriebenen Berechnungen den sog. Beschleunigbarkeitsfrequenzgang  $B(j\omega)$ . Im Werkzeugmaschinenbereich werden Frequenzgänge aber vorzugsweise in Form der dynamischen Nachgiebigkeit  $N(j\omega)$  dargestellt. Daher wird eine entsprechende Transformation benötigt. Durch eine Doppelintegration im Frequenzbereich kann dies einfach bewerkstelligt werden:

$$N(j\omega) = \frac{B(j\omega)}{(j\omega)^2} = \frac{B(j\omega)}{-\omega^2} \quad (4.8)$$

### Kohärenzfunktion als Gütekriterium

Zur Beurteilung der Güte eines experimentell ermittelten Frequenzgangs dient die sog. Kohärenzfunktion  $\gamma^2(\omega)$ . Diese beschreibt, inwieweit ein linearer bzw. kausaler Zusammenhang zwischen dem Antwortsignal und dem Anregungssignal besteht. Im Falle strenger linearer Abhängigkeit nimmt die Kohärenz ihren maximalen Wert 1 ein. Werte  $< 1$  bedeuten, dass Störsignale den berechneten Frequenzgang verfälschen. So deutet ein Kohärenz-Abfall bei 50 Hz beispielsweise auf Störeinflüsse durch die Netzfrequenz hin. Die Kohärenzfunktion berechnet sich folgendermaßen:

$$\gamma_{fa}^2(\omega) = \frac{|\bar{S}_{fa}(j\omega)|^2}{\bar{S}_{aa}(\omega) \cdot \bar{S}_{ff}(\omega)} = \frac{|\bar{S}_{af}(j\omega)|^2}{\bar{S}_{aa}(\omega) \cdot \bar{S}_{ff}(\omega)} \quad (4.9)$$

## 4.4 Ermittlung experimenteller Stabilitätskarten

Wie in Abschnitt 2.2.2 erläutert, wird das Ratterverhalten von Zerspanungsprozessen mit sog. Stabilitätskarten beschrieben. Um den Zugewinn an Prozessstabilität durch den Einsatz aktiver Dämpfungssysteme zu quantifizieren, ist daher die experimentelle Ermittlung sowohl von Stabilitätskarten ohne AVC-Einsatz als auch von Stabilitätskarten mit AVC-Einsatz erforderlich.

Eine mögliche Vorgehensweise hierfür besteht im Überfräsen gestufter Platten, so dass die Schnitttiefe  $a_p$  in diskreten Schritten  $\Delta a_p$  zunimmt. Dabei werden mehrere Bahnen mit jeweils unterschiedlichen Spindeldrehzahlen  $n$  bei gleichbleibendem Zahnvorschub  $f_z$  gefräst und es wird für jede Bahn die drehzahlabhängige Grenzschnitttiefe  $a_{p, \text{grenz}}(n)$  bestimmt.

Konkret wurden für die Stabilitätsuntersuchungen quadratische Platten mit einer Dicke von 25 mm und einer Kantenlänge von 200 mm verwendet. Eine 45°-Fase an der Stirnseite gewährleistete dabei ein sanftes Einschneiden des Fräisers; Abb. 4.2 zeigt das Versuchswerkstück im 3D-Modell. Die Platten wurden mit insgesamt sechs Schrauben auf einer ca. 40 mm hohen Aufspannplatte befestigt, die wiederum über Nutensteine mit dem Maschinentisch verbunden war (siehe Abb. 4.3). Dieser Versuchsaufbau repräsentiert gängige Bearbeitungssituationen auf einer Fräsmaschine in der Größe des Virtumat. Um die Versuchswerkstücke bearbeiten zu können, musste der Spindelstock weit ausgefahren werden.

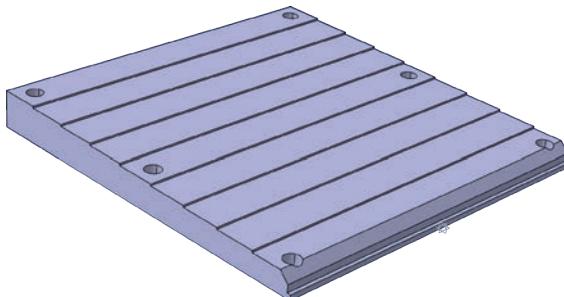


Abbildung 4.2: 3D-CAD-Modell einer gestuften Versuchsplatte mit 9 Stufen

Für die experimentelle Bestimmung der Stabilitätskarten wurde ein zweistufiges Vorgehen gewählt, um den Versuchsaufwand in Grenzen zu halten:

1. Überfräsen von Platten mit einer Stufenhöhe  $\Delta a_p = 1 \text{ mm}$ , beginnend bei  $a_{p, \text{start grob}} = 1 \text{ mm}$ .  
⇒ orientierende Bestimmung der Grenzschnitttiefe  $a_{p, \text{grenz grob}}(n)$

2. Überfräsen von Platten mit einer Stufenhöhe  $\Delta a_p = 0,333$  mm, beginnend bei  $a_{p, \text{start fein}}(n) = a_{p, \text{grenz grob}}(n) - 1$  mm.  
 ⇒ genaue Bestimmung der Grenzschnitttiefe  $a_{p, \text{grenz fein}}(n)$

Alternativ könnten zur Erstellung experimenteller Stabilitätskarten auch geneigte bzw. keilförmige/rampenförmige Werkstücke überfräst werden, was zu einer kontinuierlich zunehmenden Schnitttiefe führen würde. Dabei würde sich jedoch die Frage stellen, welche Schnitttiefe beim erstmaligen Auftreten von Rattern als Stabilitätsgrenze anzugeben ist. Zudem wäre zu berücksichtigen, dass nie konstante Schnittbedingungen herrschen, was eine präzise Stabilitätsbewertung erschweren würde. Hingegen werden beim gestuften Werkstück abschnittsweise konstante Schnittbedingungen erreicht, wodurch eventuelle transiente Phänomene abklingen können.

Um Messdaten zur eindeutigen Identifikation der Ratterschwingungen erfassen zu können, wurde an der Spindelnase der Versuchsmaschine die nachfolgend beschriebene Sensorik installiert (siehe Abb. 4.3):

- 2 Beschleunigungsaufnehmer vom Typ Dytran 3132A (angebracht in X- und Y-Richtung), Messbereich 50 g, Empfindlichkeit  $100 \frac{\text{mV}}{\text{g}}$
- Handelsübliches Hi-Fi-Mikrofon zur Aufnahme des Prozessgeräusches (Signalaufbereitung durch einen Mikrofonvorverstärker)

Die analogen Sensorsignale wurden mit einer USB-Datenerfassungsbox vom Typ National Instruments USB-4431 bei einer Abtastrate von 20 kHz aufgezeichnet und automatisiert mit einem Matlab®-Skript ausgewertet (Abb. 4.4). Im ersten Schritt wurden die Daten hierbei segmentiert, d. h. in die den einzelnen Stufen zugehörigen Zeitabschnitte zerlegt. Anschließend wurde das Signal jedes Segmentes durch eine Fourier-Transformation in seine spektralen Bestandteile zerlegt. Somit standen abschließend die Beschleunigungs- und die Verlagerungsspektren sowie die Schalldruckspektren für jede untersuchte Drehzahl-Schnitttiefen-Kombination zur Verfügung. Um die anschließende Auswertung zu erleichtern, wurden in den Spektren die jeweilige Schneideneintrittsfrequenz sowie die Drehfrequenz und deren Harmonische eingetragen.

Zudem wurden die Mikrofonsignale im MP3-Format abgespeichert, so dass diese später nochmals über Lautsprecher wiedergegeben werden können. Des Weiteren wurden alle Versuchswerkstücke zur Dokumentation fotografiert. Durch eine geeignete Beleuchtung wurde hierbei eine kontrastreiche Darstellung sowohl des Nutgrunds als auch der Nutflanken erreicht.

Um eine möglichst präzise Bestimmung der jeweiligen Grenzschnitttiefen zu ermöglichen, wurden alle verfügbaren Messdaten im Sinne einer Sensordatenfusion kombiniert betrachtet (vgl. hierzu auch die Ausführungen von KULJANIC ET AL. (2009)):

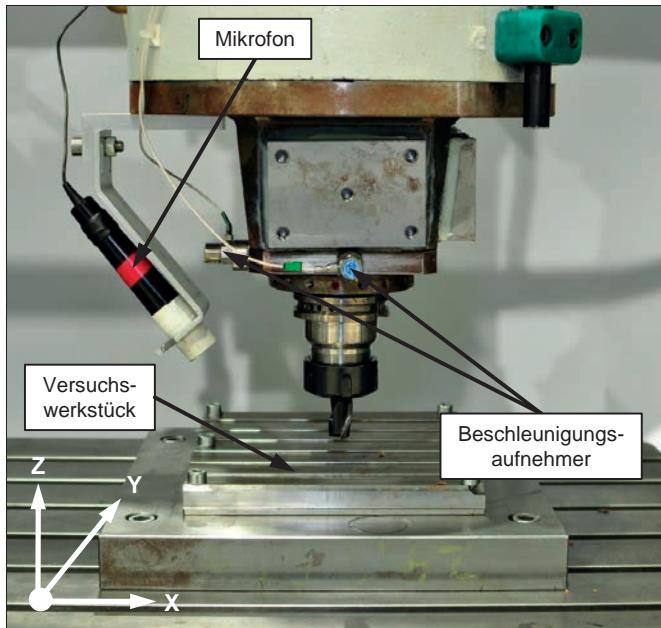


Abbildung 4.3: Blick in den Arbeitsraum der Versuchsmaschine: Aufgespanntes Stufenwerkstück und Sensorik an der Spindelnase

- Digitalfotografien: Sind Rattermarken erkennbar?
- Betriebsschwingungsspektren: Sind signifikante Peaks bei Frequenzen, die nicht der Schneideneintrittsfrequenz oder deren Harmonischen zuzuordnen sind, vorhanden? Vgl. hierzu auch Abschnitt 2.2.
- Audio-Daten: Sind Rattergeräusche hörbar? Sind in den Spektren signifikante Peaks bei Frequenzen, die nicht der Schneideneintrittsfrequenz oder deren Harmonischen zuzuordnen sind, vorhanden?

## 4.5 Messung der Oberflächenrauheit

Zur Untersuchung des Einflusses der AVC-Systeme auf die Oberflächenqualität verfügt das *iwb* über ein mit einem Bezugskufentaster ausgerüstetes Tastschnittmessgerät vom Typ Perthometer S6P. Über eine serielle Schnittstelle können sowohl das ertastete Oberflächenprofil als auch die von dem Gerät berechneten Kennzahlen an einen PC zur Weiterverarbeitung übertragen werden.

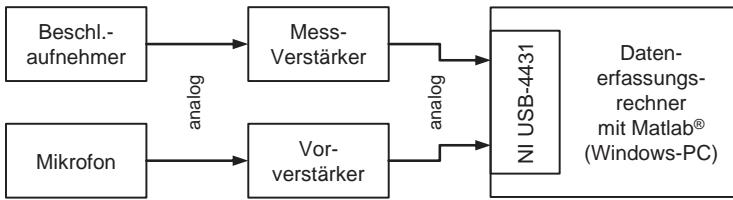


Abbildung 4.4: Blockschaltbild zur Messdaten-Verarbeitung

Das vom Perthometer S6P direkt ertastete – und ungefilterte – Profil wird dabei als Primärprofil  $P$  bezeichnet.<sup>15</sup> Durch den Einsatz von Profilfiltern unterschiedlicher Grenzwellenlängen kann das Primärprofil in das kurzwellige Rauheitsprofil  $R$  und das langwellige Welligkeitsprofil  $W$  zerlegt werden (VDI/VDE 2602 BLATT 2 2008).

Abb. 4.5 veranschaulicht den Einfluss des Profilfilterung anhand der Vermessung einer Nutflanke mit ausgeprägten Rattermarken. Da das *R*-Profil die Rattermarken unterdrückt, wurden im Rahmen der vorliegenden Dissertation alle Oberflächenmessungen im *P*-Profil aufgenommen.

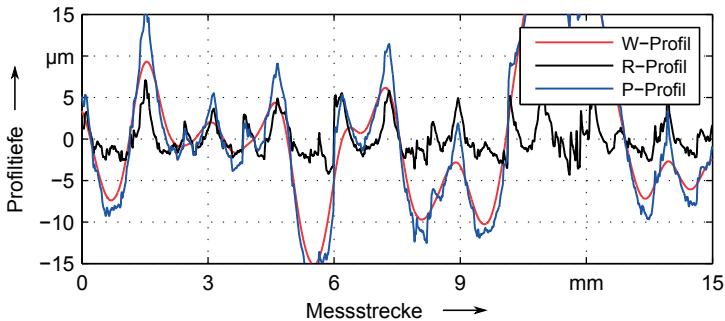


Abbildung 4.5: Einfluss des Profilfilters auf das Oberflächenprofil (Taststrecke  $l_t = 17\text{ mm}$  mit einer Grenzwellenlänge  $\lambda_c = 0,8\text{ mm}$ )

Die im Bereich der spanenden Fertigung häufig verwendeten Oberflächenkennwerte  $R_a$  und  $R_z$  werden aus dem hochpassgefilterten Rauheitsprofil  $R$  berechnet und sind daher nicht zur Bewertung von mit Rattermarken behafteten Oberflächen geeignet. Hierfür kann der aus dem  $P$ -Profil ermittelte  $P_z$ -Wert herangezogen werden.

<sup>15</sup>Genau genommen ist das P-Profil vom Perthometer um die Neigung des Messobjekts gegenüber der Bezugskufe korrigiert.

Um konsistente, vergleichbare Ergebnisse zu erhalten, wurden in dieser Forschungsarbeit alle Oberflächen (d. h. mit und ohne Rattermarken) durch den  $P_z$ -Wert charakterisiert. Der  $P_z$ -Wert berechnet sich (analog zum  $R_z$ -Wert) gemäß

$$P_z = \frac{1}{5} \cdot \sum_{i=1}^5 P_z(i) \quad (4.10)$$

als arithmetischer Mittelwert aus fünf Einzelprofiltiefen  $P_z(i)$ . Die Messungen wurden mit der maximal möglichen Taststrecke des Perthometers von 17 mm durchgeführt. Unter Berücksichtigung einer Vor- und einer Nachlaufstrecke von je 1 mm entspricht dies einer Einzelmessstrecke von  $l_r = 15/5 = 3$  mm.

## 4.6 Messung der Schnittkräfte

Die während der Zerspanung auftretenden Prozesskräfte sind entscheidend für das Verschleißverhalten der Fräswerkzeuge und der Maschinenkomponenten (z. B. der Spindellagerung oder der Linearführungen). Daher gilt es, die Schnittkräfte während instabiler und während aktiv stabilisierter Fräsprozesse messtechnisch zu erfassen und zu vergleichen. Hierfür wurde ein Dreikomponentendynamometer vom Typ Kistler 9257A verwendet. In Abb. 4.6 sind die mittels Impulshammer ermittelten Übertragungsfrequenzgänge (Hammer-schlag → Kraft-Messsignal) dieser Messvorrichtung dargestellt; es ist eine gute Linearität bis zu einer Frequenz von ca. 1 kHz erkennbar. Das Dynamometer war während der Frequenzgangmessung auf dem Maschinentisch des Virtumat aufgespannt und es war ein Versuchswerkstück mit einer Masse von ca. 850 g montiert.

Bei der Durchführung der Schnittkraftmessungen war folglich zu beachten, dass die Schneideneintrittsfrequenz (sowie deren Harmonische) unter 1 kHz liegen, da durch das Übertragungsverhalten des Dynamometers bedingte Resonanzüberhöhungen ansonsten zu fehlerhaften Messergebnissen geführt hätten. Da das Dynamometer direkt im Kraftfluss liegt, kann zudem die Relativnachgiebigkeit zwischen Werkzeug und Werkstück beeinflusst werden. Die Kraftmessplattform wurde daher ausschließlich bei Untersuchungen, die der Schnittkraftermittlung dienen, eingesetzt – nicht jedoch bei der Erstellung experimenteller Stabilitätskarten.

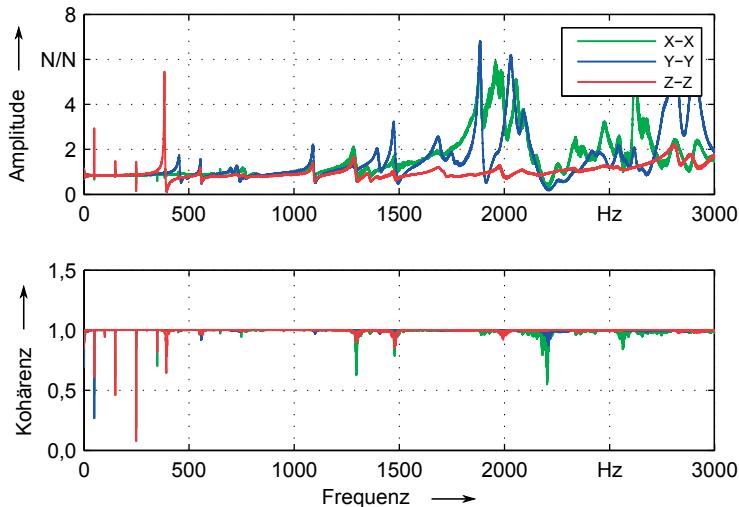


Abbildung 4.6: Direktes Übertragungsverhalten (Hammerschlag  $\rightarrow$  Kraft-Messsignal) des Dreikomponentendynamometers

## 4.7 Zusammenfassung

In Kap. 4 wurden Methoden zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen vorgestellt. Dabei wurden sowohl Verfahren zur Untersuchung der Maschinenstruktur an sich (Abschnitt 4.3) wie auch der Struktur-Prozess-Wechselwirkungen (Abschnitte 4.4, 4.5 und 4.6) erläutert. Damit stehen leistungsfähige Hilfsmittel zur Durchführung der in den Kap. 5 bis 8 beschriebenen experimentellen Untersuchungen zur Verfügung.

## 5 Voruntersuchungen an der Portalfräsmaschine

### 5.1 Allgemeines

Orientierende Zerspanungsversuche hatten gezeigt, dass an der Portalfräsmaschine Virtumat (Abb. 4.1) – insbesondere bei weit auskragendem Spindelstock – bereits bei geringen Schnitttiefen Ratterschwingungen auftreten. Aufgrund dessen und der guten Zugänglichkeit des Arbeitsraums wurde diese Werkzeugmaschine als Versuchsträger für die zur Erreichung der in Kap. 3 definierten Zielsetzung erforderlichen experimentellen Untersuchungen ausgewählt.

Als Grundlage für alle weiteren Arbeiten war jedoch zuerst eine detaillierte Untersuchung der passiven Eigenschaften (d. h. ohne aktive Dämpfung) der Versuchsmaschine erforderlich. Dies umfasste einerseits die experimentelle Ermittlung von Stabilitätskarten sowie andererseits die schwingungstechnische Untersuchung der Versuchsmaschine.

### 5.2 Experimentelle Stabilitätskarten

Als Basis für die experimentelle Stabilitätsanalyse wurde zunächst ein Nut-Fräsprozess mit den in Tab. 5.1 dargestellten Parametern als Referenz definiert. Um den Fräserverschleiß gering zu halten, wurde der gut zerspanbare Automatenstahl 9SMn28k als Werkstückstoff gewählt. Zur Darstellung der diskreten Drehzahlstufen wird an dieser Stelle die Schreibweise „ $j : k : l$ “ eingeführt, welche eine arithmetische Folge mit der Differenz  $k$  zwischen zwei aufeinanderfolgenden Gliedern beschreibt –  $j$  symbolisiert dabei den Anfangswert und  $l$  den Endwert.

Wie in Abschnitt 4.4 beschrieben, wurden zur Bestimmung der Grenzschnitttiefe gestufte Werkstücke unter gleichzeitiger Aufnahme der Schwingbeschleunigung an der Spindelnase und des Prozessgeräusches überfräst. Aufgrund der im Arbeitsraum installierten Sensorik war der Einsatz von Kühlenschmierstoff nicht möglich, so dass im Trockenschnitt zerspannt werden musste.

Vom Werkzeug-Hersteller (HAM Hartmetallwerkzeugfabrik Andreas Maier GmbH) wird für den eingesetzten Vollhartmetall-Schaftfräser vom Typ HAM 434 ( $\varnothing = 16$  mm, Zähnezahl  $z = 3$ , Drallwinkel  $30^\circ$ , gleichgeteilt, rechtsschneidend) eine Schnittgeschwindigkeit von  $130 \text{ m/min} \hat{=} 2586 \text{ min}^{-1}$  empfohlen.

Ausgehend von diesem Hersteller-Richtwert wurde für die Erstellung der experimentellen Stabilitätskarten ein zu untersuchendes Drehzahl-Intervall von  $1500 : 500 : 4000 \text{ min}^{-1}$  festgelegt. Für die verwendeten Fräser entspricht dies Schnittgeschwindigkeitswerten von  $75 : 25 : 200 \text{ m/min}$ .<sup>16</sup> Das Werkzeug war dabei mit einer Auskraglänge von ca. 30 mm in einer ER32-Spannzange gespannt.

Fräser	HAM 434	Werkstückstoff	9SMn28k
$\varnothing_{\text{Fräser}}$	16 mm	$z_{\text{Fräser}}$	3
$n$	$1500 : 500 : 4000 \text{ min}^{-1}$	$f_z$	0,055 mm
$a_e$	16 mm	Vorschubrichtung	Y
Stufenhöhe	0,333 mm	Stufenanzahl	7

Tabelle 5.1: Parameter des Referenzfräsprozesses

Um den Einfluss der einzelnen Parameter auf die Prozessstabilität zu bestimmen, wurden weitere Stabilitätskarten mit variierten Parametersätzen (siehe Tab. 5.2) erstellt. Alle im Rahmen der Voruntersuchungen zerspannten Stufenplatten wurden jeweils von einem längeren Halbzeug abgetrennt und entstammen daher derselben Materialcharge – die Vergleichbarkeit der Voruntersuchungen bzgl. des Werkstückstoffs ist somit gegeben.

Nummer	Variierter Parameter	Beschreibung der Variation
1	Referenzfräsprozess	–
2	Vorschubrichtung	Y → X
3	Werkstückstoff	9SMn28k → C45
4	Zahnvorschub	$f_z = 0,055 \text{ mm} \rightarrow f_z = 0,08 \text{ mm}$
5	Zähnezahl des Fräzers	$z_{\text{Fräser}} = 3 \rightarrow z_{\text{Fräser}} = 2$
6	Auskraglänge des Fräzers	kurz (30 mm) → lang (65 mm)
7	Arbeitseingriff	$a_e = 16 \text{ mm} \rightarrow a_e = 8 \text{ mm}$

Tabelle 5.2: Versuchsplan der Voruntersuchungen

Die Ergebnisse der Stabilitätsuntersuchungen (Versuchsaufbau siehe Abb. 4.3 und 4.4) sind aus Gründen der Übersichtlichkeit auf die Abb. 5.1 und 5.2 verteilt dargestellt. Um die Zuordnung der einzelnen Stabilitätsdiagramme zum Versuchsplan zu ermöglichen, sind in den Legenden der Abb. 5.1 und

<sup>16</sup>Die Schnittgeschwindigkeitswerte sind auf ganze Zahlen gerundet dargestellt.

5.2 sowohl Kurzbeschreibungen als auch die Versuchsnummern aus Tab. 5.2 aufgeführt.

Die Marker (♦) symbolisieren diejenigen Schnitttiefen, bei denen erstmalig deutliches Rattern aufgetreten war. Nachfolgend wird das Stabilitätsverhalten der einzelnen Versuchsreihen näher erläutert.

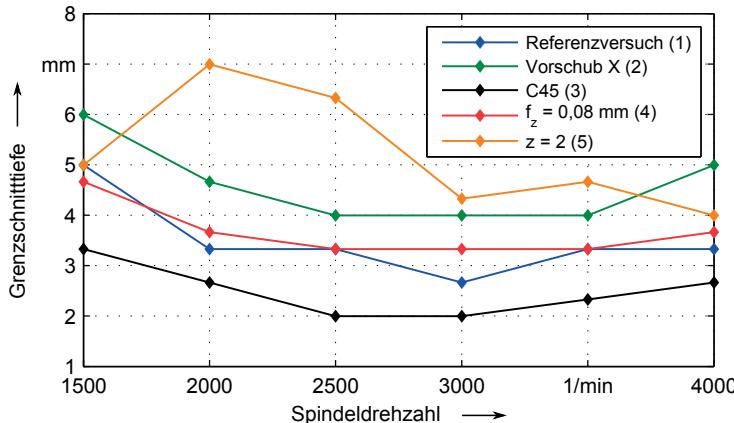


Abbildung 5.1: Experimentell ermittelte Stabilitätskarten (passive Struktur) – Teil I

## 1. Referenzfräsprozess

Beim Referenzfräsprozess (vgl. Tab. 5.1) traten nach Überschreiten der Grenzschnitttiefe niederfrequente Ratterschwingungen auf. Die Analyse der Ratterraten ergab, dass das Stabilitätsmaximum 1. Ordnung gemäß Gl. (2.1) (siehe S. 11) im Bereich von  $1100 \text{ min}^{-1}$  zu erwarten ist, woraus sich das ansteigende Stabilitätsniveau im unteren Drehzahlbereich erklärt. Zudem ist bei den geringen Schnittgeschwindigkeiten auch ein zunehmender Einfluss von stabilisierender Prozessdämpfung denkbar (HUANG & WANG 2007; ALTINTAS ET AL. 2008; AHMADI & ISMAIL 2011).

## 2. Variation der Vorschubrichtung

Der Wechsel der Vorschubrichtung von Y auf X bewirkte eine durchgängige Anhebung der Stabilitätsgrenze. Dies ist auf das richtungsabhängige Nachgiebigkeitsverhalten des Spindelstocks zurückzuführen.

### 3. Variation des Werkstückstoffs

Bei Verwendung des Vergütungsstahls C45, der über eine höhere Festigkeit als der Automatenstahl 9SMn28k verfügt, stellte sich im Vergleich zum Referenzversuch erwartungsgemäß ein geringeres Stabilitätsniveau (bei qualitativ gleichem Verlauf) ein.

### 4. Variation des Zahnvorschubs

Der Effekt bei einer Steigerung des Zahnvorschubs von 0,055 auf 0,08 mm erwies sich als gering. Dies kann wie folgt erklärt werden: Wie in Abschnitt 2.2.2 erläutert, ist die durch das Aufschneiden von Welligkeiten an der Ober- und der Unterseite des Spans bedingte Spanungsdickenmodulation für das Auftreten der regenerativen Ratterschwingungen verantwortlich. Die zwischen der inneren und der äußeren Welligkeit liegende – und durch die Vorschubbewegung vorgegebene – Spanungsdicke hat jedoch nur einen geringen Einfluss auf die Spanungsdickenmodulation und somit auch nur einen geringen Einfluss auf die Prozessstabilität (ALTINTAS 2000, S. 105).<sup>17</sup>

### 5. Variation der Zähnezahl des Fräzers

Mit einem dem HAM 434 vergleichbaren zweischneidigen Fräser (Holex 201520,  $\varnothing = 16$  mm) zeichnete sich in ersten Zerspanungsversuchen im Automatenstahl eine deutliche Erhöhung der Grenzschnitttiefe ab, weswegen der Entschluss fiel, die Versuche mit C45 als Werkstückstoff zu wiederholen. Mit dem Vergütungsstahl lag die Stabilitätsgrenze zwar etwas niedriger als zuvor, aber – insbesondere im Drehzahlbereich um  $2000 \text{ min}^{-1}$  – immer noch deutlich über der Stabilitätsgrenze von Versuch (3). Dieses ausgeprägte Stabilitätsmaximum ist dabei in guter Übereinstimmung mit Gl. (2.1) (siehe S. 11). Die weiteren Stabilitätsgrenzen (6 und 7) sind zusammen mit den jeweils relevanten Vergleichskurven (1 und 5) in Abb. 5.2 dargestellt.

### 6. Variation der Auskraglänge des Fräzers

Die Zerspanung mit einem länger auskragenden Fräswerkzeug ( $l_{\text{auskrag}} = 30 \text{ mm} \rightarrow 65 \text{ mm}$ ) ist in Kurvenzug (6) dargestellt. Konkret kam hierfür ein zweischneidiger Wendeplattenfräser (WPF) mit Stahlschaft vom Typ Garant 215400 ( $\varnothing = 16$  mm) zum Einsatz. Aufgrund der niedrigen Rattergrenze

<sup>17</sup> Die praktische Erfahrung zeigt jedoch, dass die Erhöhung des Zahnvorschubs bisweilen dennoch eine Verbesserung der Prozessstabilität bewirkt. Als Ursache hierfür ist laut HUANG & WANG (2007) die mit steigenden Vorschubwerten zunehmende Prozessdämpfung zu sehen.

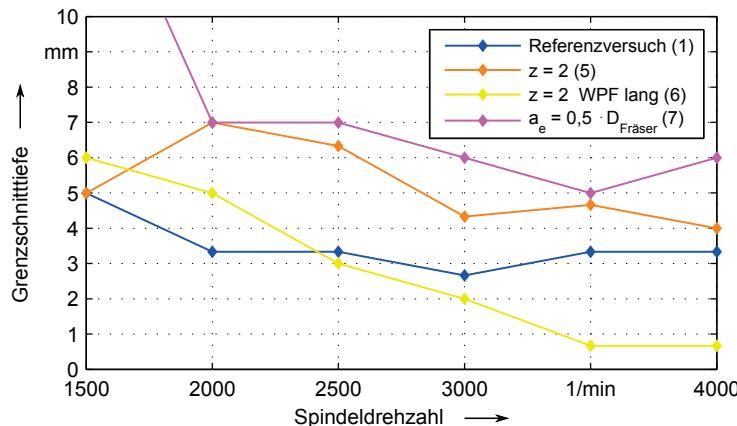


Abbildung 5.2: Experimentell ermittelte Stabilitätskarten (passive Struktur) – Teil II

wurde hierbei erneut 9SMn28k bearbeitet. Der Stabilitätsverlauf ist durch eine mit steigender Drehzahl abfallende Grenzschnitttiefe gekennzeichnet. Anders als bei den Versuchsreihen (1) bis (5) äußerten sich die Ratterschwingungen aufgrund der großen Auskragung des Werkzeugs hier als hochfrequentes Pfeifen im Bereich von 2,3 kHz. Zudem fiel auf, dass die Rattermarken am Werkstück deutlich kleiner sind als bei den Versuchen zuvor.

## 7. Variation des Arbeitseingriffs

Eine Reduktion des Arbeitseingriffs  $a_e$  auf den halben Fräserdurchmesser resultierte in einem deutlichen Anstieg der Stabilitätsgrenze (Werkzeug: HAM 434). In weiteren Versuchen mit noch geringeren  $a_e$ -Werten war  $a_{p, \text{grenz}} > 10 \text{ mm}$ , weswegen die Versuche hier abgebrochen wurden.

## 5.3 Schwingungstechnische Analyse der Portalfräsmaschine

### 5.3.1 Allgemeines

Die Grundlage für die Auslegung eines aktiven Dämpfungssystems bildet stets die schwingungstechnische Analyse der passiven, ratternden Werkzeugmaschine. Das Ziel hierbei ist die Identifikation

- der dominanten Schwingungsrichtung beim Rattern,
- der auftretenden Ratterfrequenz(en) und

- der entsprechenden Eigenschwingungsform(en).

In diesem Zusammenhang wurden die während der oben beschriebenen Fräsversuche aufgenommenen Betriebsschwingungssignale ausgewertet (Versuchsaufbau siehe Abb. 4.3 und 4.4) und durch Messungen der dynamischen Nachgiebigkeit sowie eine experimentelle Modalanalyse ergänzt. Die nachfolgenden Sachverhalte werden am Beispiel des Referenzfräsprozesses (1) erläutert.

### 5.3.2 Betriebsschwingungen während der Zerspanung

Zur Orientierung sind die Betriebsschwingungsspektren (gemessen an der Spindelnase) bei der Spindeldrehzahl  $n = 2500 \text{ min}^{-1}$  (gemessen in X-Richtung) für jede Stufe in Form eines Wasserfalldiagramms in Abb. 5.3 zusammengestellt. Es ist augenscheinlich, dass bis zu einer Schnitttiefe von 3,0 mm die Drehfrequenz  $\frac{2500}{60} = 41,666 \text{ Hz}$  sowie deren Harmonische bei 83,3 und 125 Hz dominant sind; dies ist das Kennzeichen eines stabilen Fräsprozesses. Nach dem Überschreiten der Stabilitätsgrenze ( $a_p \geq 3,333 \text{ mm}$ ) stellt sich jedoch eine Schwingung hoher Amplitude bei 79,7 Hz ein, die nicht auf die Spindeldrehzahl zurückgeführt werden kann – dies ist das Kennzeichen eines instabilen Fräsprozesses (vgl. Abschnitt 2.2.2).

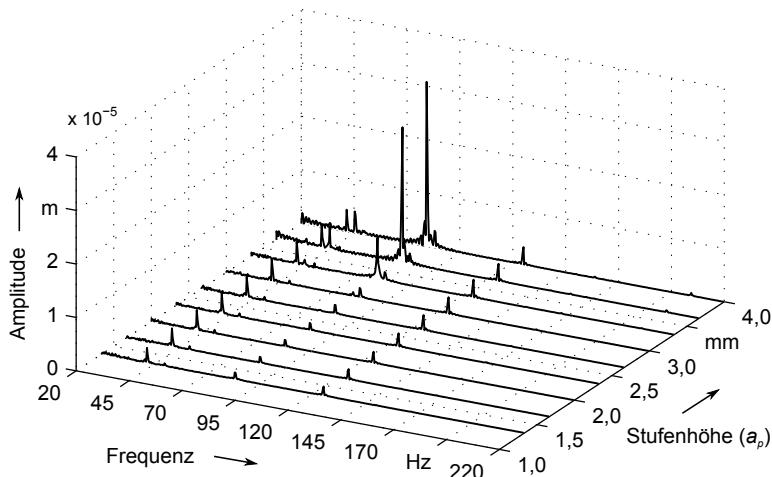


Abbildung 5.3: Versuch 1: Betriebsschwingungsspektren der Verlagerung an der Spindelnase (X-Richtung) bei  $n = 2500 \text{ min}^{-1}$  in Wasserfalldarstellung

Die vergleichende Analyse der Betriebsschwingungsspektren in X- und in Y-Richtung ergab, dass im Rattern die Schwingung in X-Richtung dominiert – dies gilt sowohl für Fräsvorgänge mit Vorschub in Y- wie auch in X-Richtung. Abb. 5.4 illustriert diesen Sachverhalt; die Schwingungsamplitude in X-Richtung ist hier um ca. 46 % höher als in Y-Richtung.

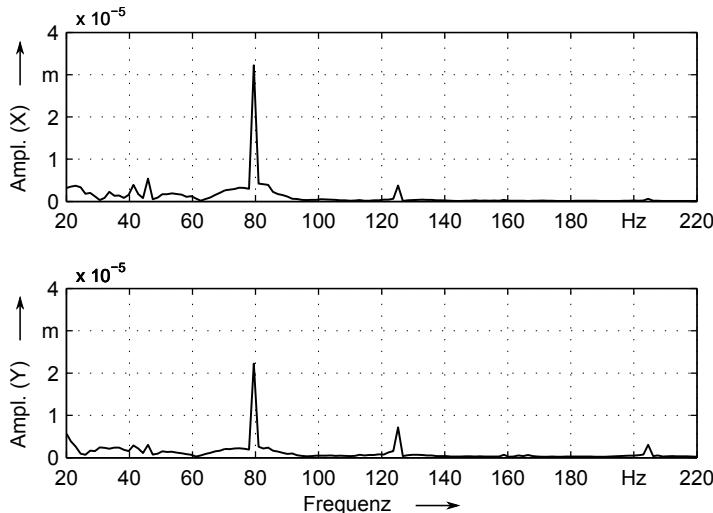


Abbildung 5.4: Versuch 1: Betriebsschwingungsspektren der Verlagerung in X-Richtung (oben) und in Y-Richtung (unten) an der Spindelnase im Rattern ( $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ,  $a_p = 4,0 \text{ mm}$ )

Weitere Untersuchungen zeigten auf, dass sich die Ratterfrequenz in Abhängigkeit von der Spindeldrehzahl verändert; dies ist in Abb. 5.5 dargestellt. Dieser Frequenzvariabilität muss daher auch beim Entwurf der Dämpfungsregelung Rechnung getragen werden.

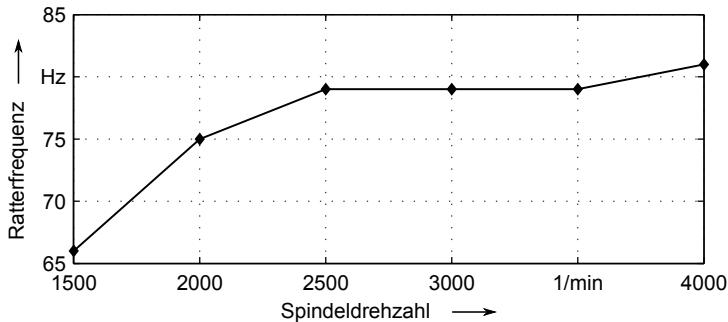


Abbildung 5.5: Versuch 1: Verlauf der Ratterfrequenz über der Spindeldrehzahl (ermittelt durch Auswertung der Betriebsschwingungsspektren der Verlagerung an der Spindelnase in X-Richtung)

Da bei den Zerspanungsversuchen mit einem lang auskragenden Fräser (6) eine gänzlich andere Prozessdynamik auftrat, sind in Abb. 5.6 zum Vergleich die zugehörigen Betriebsschwingungsspektren eines instabilen Schnitts mit diesem Werkzeug dargestellt.

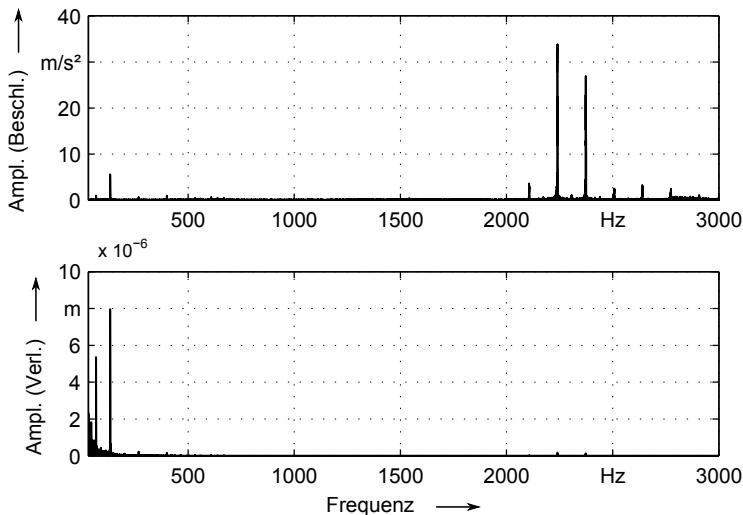


Abbildung 5.6: Versuch 6: Betriebsschwingungsspektren der Verlagerung (unten) und der Beschleunigung (oben) an der Spindelnase (X-Richtung) im Rattern ( $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ ,  $a_p = 0,666 \text{ mm}$ )

Es fällt auf, dass die oben beschriebene Schwingung im Bereich von 75 Hz hier nicht mehr vorhanden ist. Stattdessen dominieren im Beschleunigungsspektrum zwei Peaks um 2,3 kHz – dies deckt sich mit der akustischen Wahrnehmung eines hochfrequenten Pfeifens. Im Verlagerungsspektrum sind diese Peaks jedoch kaum mehr sichtbar; die dort vorherrschenden Frequenzanteile bei 66,7 und 133,3 Hz sind auf die Spindeldrehzahl zurückzuführen. Daraus ist abzuleiten, dass beim Fräsen mit lang auskragenden Werkzeugen nicht die Maschinenstruktur die dominante, für das Rattern verantwortliche dynamische Schwachstelle darstellt, sondern das Werkzeug. Eine Bestimmung der Schwingungsamplituden am TCP ist mit den an der Spindelnase installierten Beschleunigungsaufnehmern nicht möglich.

### 5.3.3 Messung der dynamischen Nachgiebigkeit

Nachdem die Betriebsschwingungsmessungen bereits eine dominante Schwingung in X-Richtung im Bereich von 75 Hz (vgl. Abb. 5.5) als kritisch identifiziert hatten, wurden mittels Impulshammer-Anregung Nachgiebigkeitsfrequenzgänge an der Spindelnase der Versuchsmaschine aufgenommen (vgl. Abschnitt 4.3), um detailliertere Informationen über deren Strukturdynamik zu erhalten. Die Nachgiebigkeitsfrequenzgänge wurden dabei in Matlab<sup>®</sup> jeweils durch eine komplexe Mittelwertbildung aus drei Einzelmessungen gebildet. Die Maschine stand während der Messungen in der Bearbeitungsposition. Die Achsantriebe waren nicht in Regelung, um die Beeinflussung der Messsignale durch die von den Antriebsverstärkern ausgehenden elektrischen Störungen zu verhindern.

Es wurde die folgende Messtechnik verwendet:

- Impulshammer vom Typ Kistler 9726A5000, Messbereich 5000 N, Empfindlichkeit  $1,15 \frac{\text{mV}}{\text{N}}$ , mittelharte Gummispitze (Typ 9910: rot)
- Triaxial-Beschleunigungsaufnehmer vom Typ Kistler 8762A10, Messbereich 10 g, Empfindlichkeit  $500 \frac{\text{mV}}{\text{g}}$
- USB-Datenerfassungsbox vom Typ National Instruments USB-4431

Abb. 5.7 lässt erkennen, dass die Versuchsmaschine sowohl in der X- als auch in der Y-Richtung eine dominante Nachgiebigkeit im Bereich unter 20 Hz aufweist (X: 15,8 Hz; Y: 18,6 Hz). Zudem fällt in der X-Richtung ein Resonanzpeak bei 67,8 Hz auf, welcher im Bereich der gemessenen Ratterfrequenzen liegt (vgl. Abb. 5.5).

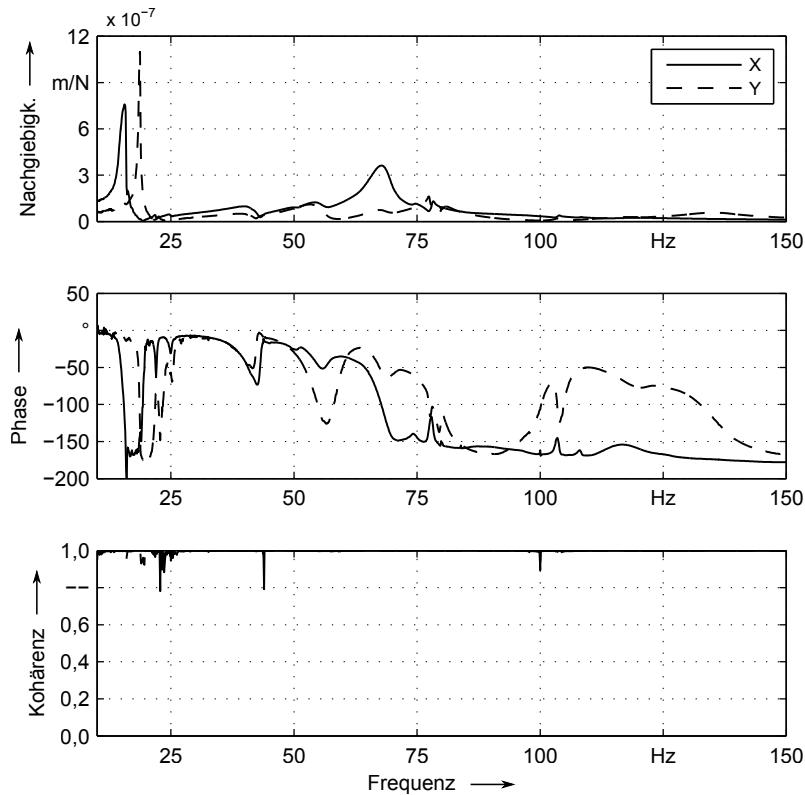


Abbildung 5.7: Nachgiebigkeitsmessungen an der Spindelnase in X- und Y-Richtung

### 5.3.4 Experimentelle Modalanalyse

Im Anschluss an die Nachgiebigkeitsmessungen wurde eine experimentelle Modalanalyse am Versuchsträger vorgenommen, um die den Eigenfrequenzen zugehörigen Eigenschwingungsformen zu identifizieren.

Die Maschinenstruktur wurde dazu mit einem elektrodynamischen Inertialerreger vom Typ SA10 (Hersteller: Firma CSA Engineering) angeregt. Zur Anbindung des Aktors an die Struktur diente ein Dummy-Werkzeug, um eine mit der Anregung durch die Zerspanungskräfte vergleichbare Situation zu schaffen. Die Anregungskräfte wurden mit einer piezoelektrischen Kraftmesszelle vom Typ Dytran 1051 V3 erfasst, welche in einen speziellen Messflansch zur Entkopplung von Querkräften integriert war (Abb. 5.8). Der Aktor war dabei so

ausgerichtet, dass eine zur Flächendiagonalen der X-Y-Ebene kollineare Kraft auf die Struktur wirkt. Die Position der Vorschubachsen war mittig über dem Werkstücktisch. Der Spindelstock war (abzüglich eines Sicherheitsabstands vom Inertialerreger zum Maschinentisch) so weit ausgefahren als möglich; dies entspricht der Bearbeitungssituation während der Zerspanungsversuche. Die Achsantriebe waren nicht in Regelung.

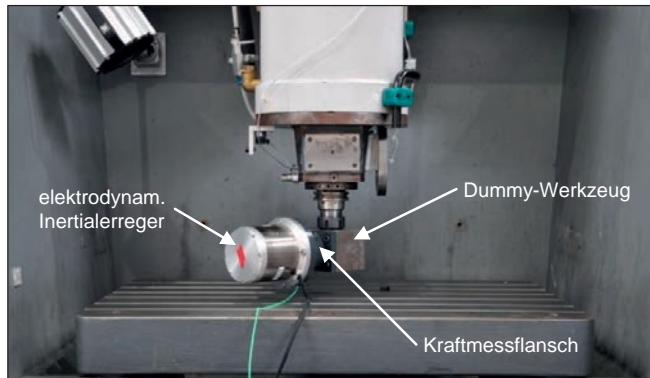


Abbildung 5.8: Anregung der Versuchsmaschine am TCP mit einem Inertialerreger

Die Schwingungsantwort der Maschinenstruktur wurde berührungslos mit einem dreidimensional messenden Scanning-Laser-Doppler-Vibrometer vom Typ Polytec PSV-400-3D erfasst. Dieses Messsystem ermöglicht aufgrund des vollautomatischen Messablaufs eine mit Finite-Elemente-Netzen vergleichbare Diskretisierung des Messmodells. Zudem wird vom Vibrometer-Controller das Anregungssignal für den Leistungsverstärker des Inertialerregers erzeugt. Im vorliegenden Fall wurde hierfür ein Sinus-Sweep<sup>18</sup> von 5 bis 500 Hz ausgewählt. Abb. 5.9 zeigt schematisch den Messaufbau für die experimentelle Modalanalyse.

<sup>18</sup>Sinus-Sweep: Sinussignal mit konstanter Amplitude, dessen Frequenz periodisch und stetig einen vorgegebenen Bereich durchläuft.

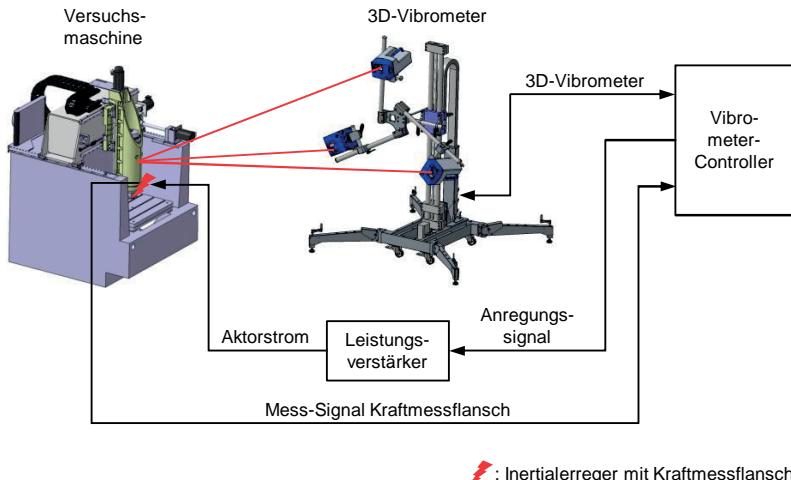


Abbildung 5.9: Prinzipskizze der experimentellen Modalanalyse der Versuchsmaschine

Die beiden dominanten Eigenschwingungsformen in X-Richtung sind in einer Falschfarbendarstellung<sup>19</sup> in den Abb. 5.10 und 5.11 wiedergegeben. Die unverformte Struktur wird von einem schwarzen Drahtgitter repräsentiert. Die geringfügigen Differenzen in den gemessenen Eigenfrequenzen zwischen der Anregung mit dem Impulshammer und dem Inertialerreger resultieren aus den prinzipbedingten Unterschieden der beiden Messkonfigurationen.

Abb. 5.10 zeigt eine Aufstellschwingung mit einer Eigenfrequenz von 16,1 Hz, bei der der Virtumat in X-Richtung – quasi als Starrkörper – auf seinen Aufstelllementen schwingt. Diese Eigenschwingungsform ist durch eine sehr geringe Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück gekennzeichnet.<sup>20</sup>

Abb. 5.11 lässt hingegen eine große Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück erkennen, woraus abgeleitet werden kann, dass diese Eigenschwingungsform großen Einfluss auf den Zerspanungsprozess hat. Der Spindelstock führt hier eine Pendelschwingung bei 68,8 Hz vorwiegend in X-Richtung aus, d. h. der TCP beschreibt eine Art Ellipse.

<sup>19</sup> Falschfarbendarstellung: Wahl anderer Farben zur Darstellung physikalischer Informationen.

<sup>20</sup> Dem Resonanzpeak im Y-Nachgiebigkeitsfrequenzgang bei 18,6 Hz konnte ebenfalls eine Aufstellschwingung in Y-Richtung zugeordnet werden.

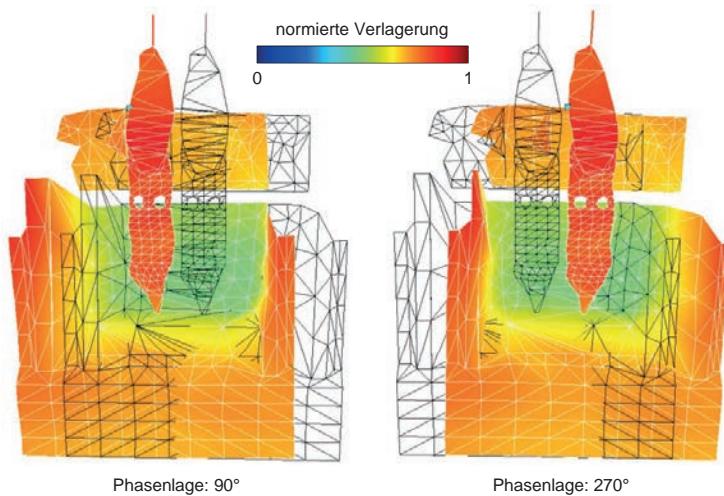


Abbildung 5.10: Eigenform der Aufstellschwingung der Versuchsmaschine in X-Richtung (16,1 Hz)

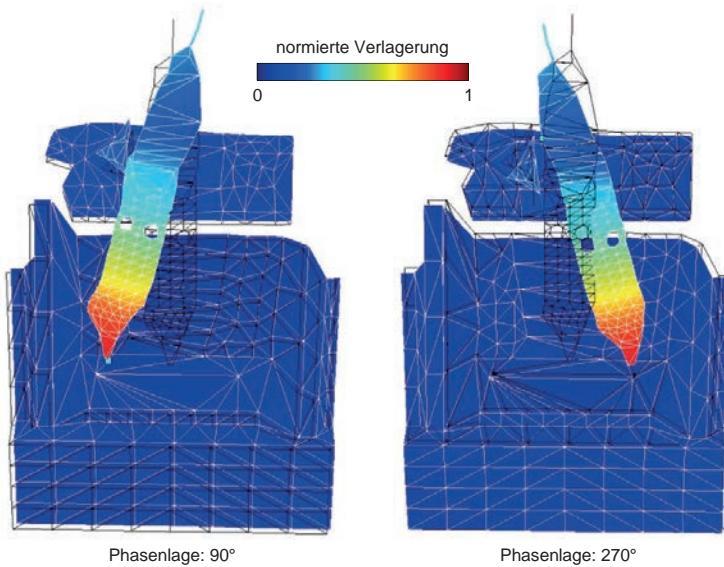


Abbildung 5.11: Eigenform der Pendelschwingung des Spindelstocks in X-Richtung (68,8 Hz)

Sowohl die Eigenfrequenz der beschriebenen Pendelmode wie auch die dominierende Schwingbewegung in X-Richtung weisen eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Betriebsschwingungsmessung im Rattern (vgl. Abb. 5.4 und 5.5) auf. Es ist folglich davon auszugehen, dass die Pendelmode die dominante (durch das Rattern angeregte) Struktur-Eigenschwingungsform der Versuchsmaschine darstellt.

### 5.3.5 Betriebsschwingungen im Leerlauf

Betriebsschwingungen treten nicht nur auf, während zerspannt wird, sondern auch während sich die Hauptspindel im Leerlauf befindet (bedingt durch die Abwälzvorgänge im Spindellager, Unwuchten u. Ä.). Daher wurden ergänzende Leerlauf-Betriebsschwingungsmessungen mit dem an der Spindelnase in X-Richtung befindlichen Beschleunigungsaufnehmer Dytran 3132A durchgeführt, um auch diesen Betriebszustand zu untersuchen. Die Spindeldrehzahl wurde dazu von 1500 bis 4000 min<sup>-1</sup> variiert; dabei war eine SK40-Aufnahme mit einem Schaftfräser vom Typ HAM 434 eingespannt. Abb. 5.12 zeigt die ermittelten Betriebsschwingungsspektren der Beschleunigung an der Spindelnase (X-Richtung) als Wasserfalldiagramm.

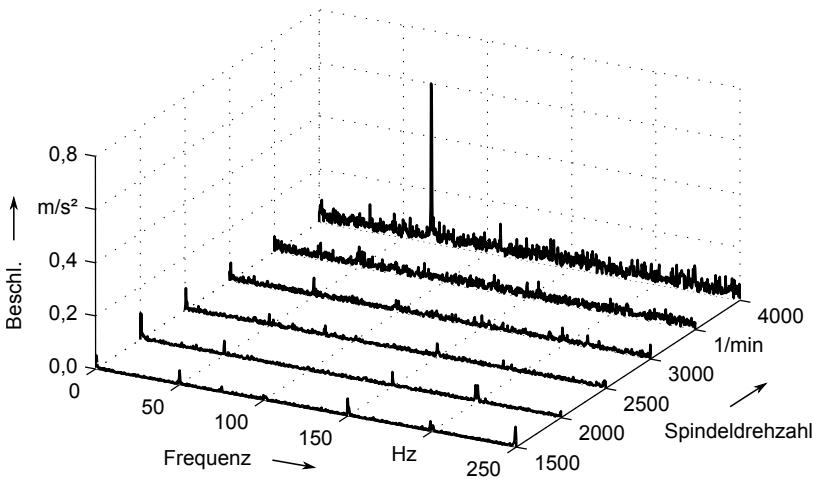


Abbildung 5.12: Betriebsschwingungsspektren der Beschleunigung an der Spindelnase in X-Richtung im Spindelleerlauf

Es ist zu erkennen, dass das breitbandige Spindellaufgeräusch mit der Drehzahl zunimmt. Zudem steigt bei einer Drehzahl von 4000 min<sup>-1</sup> die Amplitude des Peaks, welcher der Drehfrequenz ( $\frac{4000}{60} = 66,66$  Hz) zuzuordnen ist, sprunghaft

an – dies deutet auf eine Anregung der in Abb. 5.11 dargestellten Eigenschwingungsform bei 68,8 Hz hin.

## 5.4 Fazit

Kap. 5 befasste sich mit der experimentellen Untersuchung der passiven Eigenschaften (d. h. ohne aktive Dämpfung) der Versuchsmaschine. Der Fokus dabei lag auf der Ermittlung des Einflusses unterschiedlicher Prozessparameter auf die Prozessstabilität sowie auf der schwingungstechnischen Analyse der Versuchsmaschine. Nachfolgend sind die wesentlichen Erkenntnisse wiedergegeben:

Die Prozessstabilität bzw. die erreichbare Grenzschnitttiefe hängen sowohl von dem zu bearbeitenden Werkstoff als auch von den Prozessparametern (Schnittgeschwindigkeit, Vorschubrichtung usw.) ab. Konkret wurde bei der Zerspanung des Vergütungsstahls C45 mit einem dreischneidigen Fräser das niedrigste Stabilitätsniveau festgestellt; daher wurde dieser Prozess für die Erprobung des aktiven Dämpfungssystems in Kap. 7 ausgewählt. Beim Fräsen mit kurzen, steifen Werkzeugen waren niederfrequente Ratterschwingungen der Maschinenstruktur zu beobachten, wohingegen beim Fräsen mit lang auskragenden Werkzeugen hochfrequente Ratterschwingungen, die auf Biegeschwingungen des Werkzeugs zurückzuführen sind, auftraten.

Auch typgleiche Werkzeuge können aufgrund von Fertigungstoleranzen Abweichungen im Hundertstel-Millimeter-Bereich aufweisen und verschleissen zudem während der Bearbeitung fortwährend. Die Zerspanungsversuche sind also stochastischen Fehlern unterworfen, weswegen in der Praxis nie exakt gleiche Randbedingungen herbeigeführt werden können. Die Auswertung von zeitlich versetzten Wiederholversuchen mit unterschiedlichen Werkzeugen vom Typ HAM 434 ergab, dass geringe Unterschiede in der Grenzschnitttiefe (1 Stufe  $\hat{=}$  0,333 mm) aufgrund der o. g. stochastischen Abweichungen als nicht signifikant einzustufen sind. Dies ist bei der Bewertung der Leistungsfähigkeit von AVC-Systemen mit Hilfe von Stabilitätskarten (Kap. 7) zu berücksichtigen.

Durch die schwingungstechnische Analyse der Versuchsmaschine konnte eine Pendelmode des Spindelstocks in X-Richtung als die dominante, für das Rattern verantwortliche Eigenschwingungsform der Maschinenstruktur identifiziert werden. Die Ratterfrequenzen lagen dabei drehzahlabhängig in einem Bereich von ca. 65 bis 85 Hz. Die Identifikation der kritischen Eigenschwingungsform und des Ratter-Frequenzbereichs sind wichtige Eingangsinformationen für die Auslegung des aktiven Dämpfungssystems in Kap. 6.



## 6 Entwurf eines aktiven Dämpfungssystems zur Ratterunterdrückung

### 6.1 Anforderungen an ein AVC-System für Werkzeugmaschinen

Ausgehend von der in Kap. 3 formulierten Zielsetzung wird an dieser Stelle eine Anforderungsliste als Grundlage für die Entwicklung eines AVC-Systems zur Ratterunterdrückung an spanenden Werkzeugmaschinen erstellt (vgl. PAHL ET AL. (2007)). Die übergeordnete Anforderung kann dabei wie folgt formuliert werden:

Das aktive Dämpfungssystem muss in der Lage sein, die Grenzschnitttiefe spanender Fertigungsprozesse signifikant zu erhöhen.

Nachfolgend werden die in diesem Zusammenhang relevanten Kriterien aufgezählt und kurz erläutert. Unabdingbare Forderungen sind dabei mit ● und wünschenswerte Eigenschaften mit ○ gekennzeichnet.

**Kraftamplitude ●:** Der Dämpfungsaktor muss ausreichend große Kräfte erzeugen, um den ausgewählten instabilen Zerspanungsprozess stabilisieren zu können.

**Frequenzbereich ●:** Der Aktor muss in der Lage sein, die erforderliche Dämpfungskraft in dem Frequenzbereich, in dem die zu unterdrückenden Ratterschwingungen auftreten, zu generieren. Für den ausgewählten Zerspanprozess hat sich ein Frequenzbereich von ca. 65 bis 85 Hz ergeben.

**Bauraum ●:** Der Aktor darf maximal so viel Bauraum in Anspruch nehmen, dass seine Anbringung keine wesentliche Verringerung der Verfahrwege der Vorschubachsen nach sich zieht.

**Masse ●:** Die durch den Aktor zusätzlich eingebrachte Masse darf nicht zu einer Beeinträchtigung der Dynamik der Vorschubachsen führen (nur zutreffend für Aktoren, die an bewegten Strukturkomponenten montiert werden).

**Robustheit ●:** Bei einer Anbringung im Arbeitsraum der Maschine müssen sowohl die Aktorik wie auch die Sensorik unempfindlich gegenüber der Beaufschlagung mit Kühlenschmierstoff und Spänen sein.

**Einfluss auf die passive Maschinenstruktur** ●: Durch den Einbau des Aktors darf die (passive) Maschinenstruktur nicht geschwächt werden.

**Einbauort** ○: Nicht im Kraftfluss liegende Aktoren, die sich an ihrer eigenen Trägheit abstützen und daher keinen Referenzpunkt benötigen (Inertialaktoren), bieten eine große konstruktive Freiheit bei der Wahl des Ankoppelpunktes und sind daher zu bevorzugen.

**Nachrüstbarkeit an bestehenden Maschinen** ○: Das AVC-System sollte an bestehenden Maschinen ohne größeren konstruktiven Aufwand nachrüstbar sein.

**Wartung** ○: Das gesamte System soll möglichst verschleiß- und wartungsfrei sein. Falls dennoch Wartungsmaßnahmen erforderlich sind, ist eine gute Zugänglichkeit zu den zu wartenden Komponenten vorteilhaft.

**Sicherheit** ○: Hohe elektrische Spannungen (> Netzspannung) oder aggressive Medien für den Betrieb des Aktorsystems sollten vermieden werden.

Die Anforderungen an das Steuerungs- bzw. Regelungssystem sind separat in Abschnitt 6.4 aufgeführt.

### Auswahl der Aktorik

Das zentrale Element eines aktiven Dämpfungssystems ist ein Aktor, welcher mechanische Energie durch Umwandlung extern zugeführter Energie erzeugt. Nach der Art der eingesetzten Energie lassen sich die Aktoren gemäß ISERMANN (2008, S. 445) und RODDECK (2006, S. 198) unterscheiden in

- thermische Aktoren (Wärmedehnung, Memory-Effekt),
- chemische Aktoren (Elektrolyse-Druck, Explosions-Druck),
- fluidische Aktoren (Pneumatik, Hydraulik) und
- elektrische Aktoren (Feldkräfte, Atom-/Molekularkräfte).

Da für die aktive Schwingungsdämpfung an Werkzeugmaschinen keine geeigneten thermischen oder chemischen Aktoren verfügbar sind, werden im Folgenden nur die fluidischen und die elektrischen Aktoren weiter betrachtet. Derartige Aktorsysteme besitzen einen hohen Reifegrad und sind industriell weit verbreitet.

Fluidische Aktoren arbeiten entweder mit Druckluft (Pneumatik) oder mit Öl (Hydraulik) – in Ausnahmefällen auch mit Wasser – als Betriebsmedium. Pneumatische Aktoren weisen aufgrund der Kompressibilität der Luft nur begrenzte Stellkräfte und eine geringe Dynamik auf und sind daher nicht für Anwendungen im Werkzeugmaschinenbereich geeignet. Hydrauliksysteme

hingegen zeichnen sich durch sehr hohe Stellkräfte im Frequenzbereich unter ca. 100 Hz bei gleichzeitig hoher Leistungsdichte aus und können deshalb insbesondere an Großwerkzeugmaschinen mit niedrigen Eigenfrequenzen zum Einsatz kommen. Als negativ sind der hohe systemtechnische und monetäre Aufwand (Hydraulikaggregat, Servoventil, Verrohrung/Verschlauchung) zu sehen.

Elektrische Aktoren zur Unterdrückung mechanischer Schwingungen basieren meist auf dem elektrodynamischen oder dem piezoelektrischen Prinzip. Piezoaktoren bieten hohe Stellkräfte bei Frequenzen bis in den Ultraschallbereich; die Stellwege liegen aber nur im Sub-Millimeter-Bereich. Piezoelektrische Systeme sind aufgrund ihrer Eigenschaften somit günstig für die Integration in den Kraftfluss steifer Strukturen und in zahlreichen Forschungsarbeiten bereits für die aktive Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen qualifiziert worden. Aufgrund der sehr hohen benötigten Betriebsspannungen (bis zu 1000 V) werden jedoch teure Hochspannungsverstärker benötigt.

Elektrodynamische Aktoren ermöglichen hohe Stellkräfte bei großen Stellwegen mit Frequenzen bis in den kHz-Bereich. Dieser Aktortyp findet als „Shaker“ breite Anwendung zur Erregung mechanischer Strukturen bei der Modalanalyse. Dadurch, dass elektrodynamische Aktoren mit vergleichsweise niedrigen Spannungen (< 100 V) betrieben werden, sind kostengünstige Leistungsverstärker verfügbar. Zudem sind die niedrigen Spannungen auch vorteilhaft für die Betriebssicherheit. Darüber hinaus erlauben die großen thermischen Zeitkonstanten elektrodynamischer Systeme eine hohe Kurzzeitüberlastfähigkeit.

Neben dem physikalischen Prinzip der Krafterzeugung können Aktorsysteme des Weiteren in

- im Kraftfluss liegende (seriell oder parallel) und
- nicht im Kraftfluss liegende

Aktoren gegliedert werden (vgl. Abschnitt 2.3.2).

Im Kraftfluss liegende Aktoren werden zwischen zwei Strukturkomponenten eingebaut, was konstruktive Beschränkungen bei der Aktorplatzierung zur Folge haben kann. Insbesondere ist beim Aktoreinbau zwischen zwei verfahrbaren Komponenten auch die Aktorankopplung verfahrbar zu gestalten, z. B. über Linearführungen. Die serielle Integration von Aktoren erfordert zudem einen Eingriff in die passive Maschinenstruktur, was zu einer Verschlechterung des Strukturverhaltens bei Ausfall des AVC-Systems führen kann – auch ist im Crashfall mit einer Beschädigung der aktiven Komponenten zu rechnen.

Nicht im Kraftfluss liegende Aktoren verfügen über eine Reaktionsmasse, die von einer krafterzeugenden Komponente beschleunigt wird, und sie basieren auf dem Newton'schen Reaktionsprinzip:

„Wenn eine Kraft  $F$ , die auf einen Körper einwirkt, ihren Ursprung in einem anderen Körper hat, so wirkt auf diesen die entgegengesetzt gleich große Kraft  $-F$ .“ (MESCHEDE 2004, S. 13)

Daraus ergibt sich, dass derartige Aktoren keinen Referenzpunkt in der Maschinenstruktur benötigen, sondern sich gleichsam an der Massenträgheit ihrer Reaktionsmasse abstützen – daher auch die Bezeichnung *Inertialaktor*. Dies erlaubt eine große konstruktive Freiheit bei der Aktorplatzierung. Zudem sind bei der Installation von Inertialaktoren keine Eingriffe in die passive Maschinenstruktur erforderlich, was auch im Hinblick auf die Anlagenverfügbarkeit günstig ist.

Der Abgleich der Eigenschaften der betrachteten Aktorkonzepte mit der Anforderungsliste führte schließlich zu der Entscheidung, das aktive Dämpfungssystem mit elektrodynamischen Inertialaktoren (EDIAs) aufzubauen. Konkret wurden EDIAs vom Typ SA10 (Hersteller: CSA Engineering) gewählt.

Es ist an dieser Stelle jedoch anzumerken, dass die Anforderungen bzgl. Bauraum und Robustheit mit dem gewählten Aktorsystem nicht vollständig erfüllt werden konnten. Durch die Installation des Dämpfungsaktors reduziert sich der X-Verfahrweg in geringem Maße (um ca. 15 mm). Zudem ist der Aktor nicht abgedichtet gegen den Einfluss von Kühlsmierstoff; dies könnte jedoch mit geringem Aufwand realisiert werden.

## Auswahl der Sensorik

Neben der Aktorik benötigt das aktive Dämpfungssystem auch Sensoren zur Detektion der momentanen Schwingung der Maschinenstruktur. Die Schwingungsmessung geschieht dabei entweder

- absolut oder
- relativ zu einem Referenzpunkt.

Relativ messende Sensoren, wie z. B. Wirbelstrom- oder Lasertriangulationssensoren für die Verlagerungsmessung oder Laservibrometer für die Geschwindigkeitserfassung, sind für Anwendungen an spanenden Werkzeugmaschinen ungeeignet, da deren Achsen während des Betriebs verfahren und sich der Bezugspunkt somit ständig ändern würde.

Daher sind Absolut-Schwingungsaufnehmer auszuwählen; als solche sind Beschleunigungs- und Geschwindigkeitssensoren verfügbar. Beschleunigungsaufnehmer sind in der experimentellen Strukturdynamik weit verbreitet und nutzen meist den direkten piezoelektrischen Effekt aus oder basieren auf der Kapazitätsänderung mikroelektromechanischer Differentialkondensatoren. Diese Sensoren sind sehr robust, da in ihnen keine beweglichen Teile vorhanden

sind. Geschwindigkeitsaufnehmer arbeiten nach dem elektrodynamischen Prinzip und beinhalten folglich Schwingspulen. Die beweglichen Spulen sind dabei eine potenzielle Ausfallursache. Für das aufzubauende AVC-System wurden piezoelektrische ICP<sup>21</sup>-Beschleunigungsaufnehmer aufgrund von deren hoher Zuverlässigkeit ausgewählt.

## 6.2 Beschreibung der eingesetzten Inertialaktoren

### 6.2.1 Erläuterung des Funktionsprinzips

Die wesentlichen Kenngrößen der verwendeten Inertialaktoren vom Typ CSA Engineering SA10 (Seriennummern 2214 und 2230) sind in Tab. 6.1 dargestellt. Das Funktionsprinzip wie auch das Übertragungsverhalten der Inertialaktoren werden nachfolgend erläutert.

Nominelle Kraft (Dauerbetrieb)	45 N <sup>22</sup>
Nennbandbreite	20 – 1000 Hz
Motorkonstante $C_e$	14,4 N/A
Resonanzfrequenz	31 Hz
elektrischer Wirkwiderstand	2,7 Ω
Gesamtmasse	2,5 kg
Durchmesser	93 mm
Höhe	92 mm

Tabelle 6.1: Kenndaten des Inertialaktors SA10

Abb. 6.1 gibt schematisch den Aufbau eines EDIAs wieder: Eine Trägheitsmasse  $m_{\text{EDIA}}$  ist mit einer elektrischen Spule, welche sich im Feld  $\vec{B}$  eines Permanentmagneten befindet, verbunden. Die Spule ist wiederum über eine als Festkörpergelenk ausgeführte Feder der Steifigkeit  $k_{\text{EDIA}}$  und der Dämpfung  $d_{\text{EDIA}}$  mit dem Magneten verbunden. Ferner ist der Permanentmagnet über ein entsprechendes Gehäuse (nicht dargestellt) fest mit der zu bedämpfenden Werkzeugmaschinenstruktur verbunden. (PREUMONT 2002)

<sup>21</sup>ICP: Integrated Circuit Piezoelectric, d. h. mit integriertem Ladungsverstärker, der von einer Konstantstromquelle gespeist wird.

<sup>22</sup>Bei guter Kühlung sind auch deutlich höhere Dauerkräfte möglich.

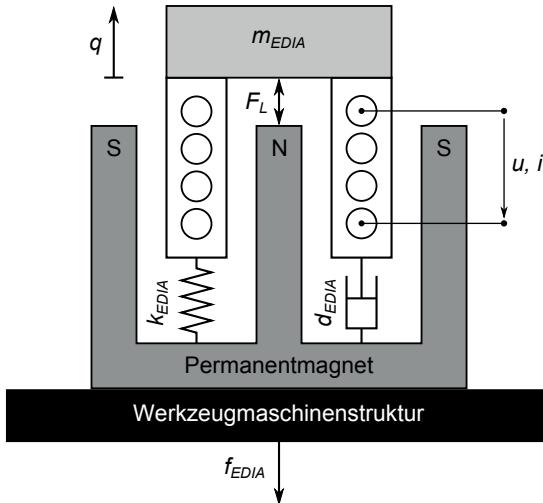


Abbildung 6.1: Schematischer Aufbau eines elektrodynamischen Inertialaktors (nach PREUMONT (2002, S. 38))

Wenn ein Strom  $i$  die Spule durchfließt, dann wirkt auf die Spule (Länge des stromdurchflossenen Drahtes  $\vec{l}$ ) und die mit der Spule verbundene Masse  $m_{EDIA}$  die Lorentz-Kraft  $F_L$ :

$$F_L = i \cdot \vec{l} \times \vec{B} \quad (6.1)$$

Für den Strom  $i$  gilt

$$Ri + L \frac{di}{dt} = u - C_e \dot{q}, \quad (6.2)$$

wobei  $R$  der Widerstand,  $L$  die Induktivität und  $u$  die Klemmenspannung der Spule ist.  $C_e \dot{q}$  ist die elektromotorische Gegenkraft (Gegen-EMK), die aufgrund der Bewegung  $q$  der Spule im Magnetfeld induziert wird. Die Motorkonstante  $C_e$  fasst die Eigenschaften der Spule sowie den Einfluss der permanenten Erregerflussdichte  $\vec{B}$  zusammen. Die Laplace-Transformation führt mit

$$Y(s) = \frac{1}{R + sL} \quad (6.3)$$

zu

$$i(s) = Y(u - C_e sq) \quad (6.4)$$

Die mechanische Bewegung der Trägheitsmasse wird durch

$$m_{EDIA} \ddot{q} + d_{EDIA} \dot{q} + k_{EDIA} q = F_L \quad (6.5)$$

beschrieben mit  $F_L$  als Lorentz-Kraft, welche proportional zum Strom durch die Spule ist (vgl. Gl. (6.1)):

$$F_L(s) = C_e i = C_e Y(u - C_e s q) \quad (6.6)$$

Das Gleichsetzen von Gl. (6.5) und (6.6) ergibt den Zusammenhang zwischen der Verlagerung  $q$  der sich bewegenden Masse und der an die Spule angelegten Spannung  $u$ :

$$F_L(s) = C_e i = C_e Y(u - C_e s q) = (m_{\text{EDIA}} s^2 + d_{\text{EDIA}} s + k_{\text{EDIA}}) q \quad (6.7)$$

Durch Umformen von Gl. (6.7) erhält man

$$C_e Y u = [m_{\text{EDIA}} s^2 + (d_{\text{EDIA}} + C_e^2 Y) s + k_{\text{EDIA}}] q \quad (6.8)$$

bzw.

$$\frac{1}{u} = \frac{C_e Y}{[m_{\text{EDIA}} s^2 + (d_{\text{EDIA}} + C_e^2 Y) s + k_{\text{EDIA}}] q} \quad (6.9)$$

Zudem gilt, dass die Beschleunigung der Masse  $m_{\text{EDIA}}$  mit  $\ddot{q}$  eine Reaktionskraft  $f_{\text{EDIA}}$  auf die Werkzeugmaschinenstruktur, die den Aktor trägt, hervorruft:

$$f_{\text{EDIA}} = -m_{\text{EDIA}} \ddot{q} \quad \circ \text{---} \bullet \quad f_{\text{EDIA}}(s) = -m_{\text{EDIA}} s^2 q \quad (6.10)$$

Das Zusammenführen von Gl. (6.9) und Gl. (6.10) liefert schließlich die Übertragungsfunktion  $G_{\text{EDIA, Spannung}}(s)$  von der am Aktor angelegten Spannung  $u$  zu der auf die Maschinenstruktur wirkenden Kraft  $f_{\text{EDIA}}$ :

$$G_{\text{EDIA, Spannung}}(s) = \frac{-m_{\text{EDIA}} C_e Y s^2}{m_{\text{EDIA}} s^2 + (d_{\text{EDIA}} + C_e^2 Y) s + k_{\text{EDIA}}} \quad (6.11)$$

Analog kann auch die Übertragungsfunktion  $G_{\text{EDIA, Strom}}(s)$  vom Spulenstrom  $i$  zur Aktorkraft  $f_{\text{EDIA}}$  aufgestellt werden:

$$G_{\text{EDIA, Strom}}(s) = \frac{-m_{\text{EDIA}} C_e s^2}{m_{\text{EDIA}} s^2 + d_{\text{EDIA}} s + k_{\text{EDIA}}} = \frac{-C_e s^2}{s^2 + \frac{d_{\text{EDIA}}}{m_{\text{EDIA}}} s + \frac{k_{\text{EDIA}}}{m_{\text{EDIA}}}} \quad (6.12)$$

Gl. (6.12) kann weiter umgeformt werden in

$$G_{\text{EDIA, Strom}}(s) = \frac{-C_e s^2}{s^2 + 2\zeta_{\text{EDIA}} \omega_{\text{EDIA}} s + \omega_{\text{EDIA}}^2} \quad (6.13)$$

mit  $\omega_{\text{EDIA}}$  als Resonanzkreisfrequenz,  $\zeta_{\text{EDIA}}$  als Lehr'scher Dämpfung und  $C_e$  als Motorkonstante des Inertialaktors. Diese Größen können alle aus einem gemessenen Frequenzgang abgeleitet werden, so dass  $G_{\text{EDIA, Strom}}(s)$  einfach aufgestellt werden kann.

Für den Betrieb elektrodynamischer Aktoren werden geeignete Leistungsverstärker benötigt. Dazu standen dem Verfasser im Rahmen seiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München analoge Leistungsverstärker vom Typ PA 1000L (Hersteller: LDS Test & Measurement Ltd.) und vom Typ BAA 1000 BEAK V2 (Hersteller: BEAK electronic engineering) mit einer Nennscheinleistung von 1400 VA bzw. 1200 VA zur Verfügung. Beide Geräte bieten einen „Voltage Mode“, in dem die Last mit einer zur Steuerspannung proportionalen Spannung beaufschlagt wird. Das BEAK-Gerät kann zudem auf „Current Mode“ umgeschaltet werden, so dass der Last ein zur Steuerspannung proportionaler Strom eingeprägt wird. Die Bandbreite beider Geräte ist  $> 10\text{ kHz}$  und somit für den Einsatz in der aktiven Schwingungsunterdrückung an Werkzeugmaschinen bei Weitem ausreichend. Außerdem verfügen beide Verstärker über eine einstellbare Überstrombegrenzung zum Schutz der Last.

### 6.2.2 Bestimmung des Übertragungsverhaltens

#### Frequenzgangmessung

Für die Auslegung der Dämpfungsregelung werden präzise Informationen über das dynamische Verhalten der Aktorsysteme benötigt. Zur Aufstellung einer analytischen Übertragungsfunktion waren jedoch nicht alle erforderlichen Parameter verfügbar; der Einfluss der Leistungsverstärker war ebenso unbekannt. Daher wurden Frequenzgangmessungen an beiden Intertialaktoren durchgeführt. Konkret wurde dabei das Übertragungsverhalten von der am Verstärker angelegten Steuerspannung zu der vom Aktor generierten Kraft (im Voltage Mode und im Current Mode) ermittelt.

Hierzu wurde eine feingefräste Stahl-Grundplatte mit einem Zweikomponenten-Epoxidharz-Kleber am Fußboden der Versuchshalle angeklebt, um einen möglichst steifen Referenzpunkt zu erhalten. Der zu vermessende Aktor sowie eine piezoelektrische Kraftmesszelle vom Typ Dytran 1051 V3 (Sensitivität  $10\text{ mV/N}$ ) wurden über Gewindestöpseln mit der Grundplatte verbunden (siehe Abb. 6.2).

Ein LMS-SCADAS-III-System vom Typ SC310 (LMS INTERNATIONAL 2013) diente zur Aufnahme der Messdaten und zur Berechnung der Frequenzgänge (zu den theoretischen Grundlagen siehe Abschnitt 4.3). Eine in 1-Hz-Schritten in einem Bereich von 3 bis 2000 Hz gestufte Sinusfunktion fungierte dabei als Anregungssignal (d. h. als Verstärkersteuersignal). Die Kohärenz war bei allen Messungen  $\approx 1$ .

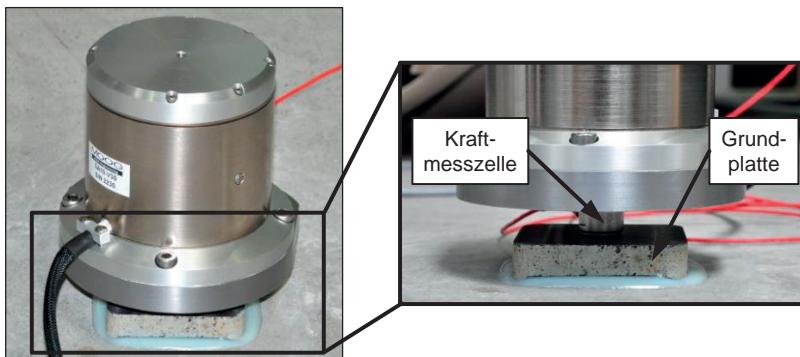


Abbildung 6.2: Versuchsaufbau zur Vermessung der SA10

In Abb. 6.3 sind die Frequenzgänge beider SA10-Inertialaktoren für den Betrieb im Voltage Mode dargestellt. Augenfällig sind die zwei Hauptresonanzen des Aktorsystems: Der Peak bei 31 Hz stellt die Eigenfrequenz des oben erläuterten Einmassenschwingers dar; der Peak im Bereich von 1,5 kHz ist wahrscheinlich einer Resonanz des Versuchsaufbaus zuzuordnen.

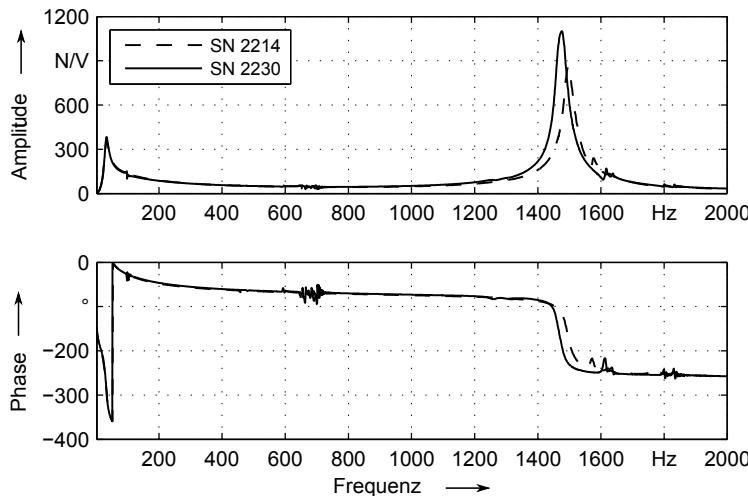


Abbildung 6.3: Frequenzgänge der SA10-Aktorsysteme (BEAK-Verstärker im Voltage Mode)

Abb. 6.4 zeigt die Frequenzgänge für den Current Mode. In diesem Betriebsmodus weist der Inertialaktor im Frequenzbereich zwischen den Resonanzen

eine nahezu konstante Amplitudenverstärkung auf; zudem ist der Phasenabfall etwas geringer. Insbesondere beträgt bei der kritischen Ratterfrequenz von 75 Hz der Phasenverlust  $\Delta\varphi_{\text{krit}}$  lediglich  $3^\circ$ , wohingegen im Voltage Mode  $\Delta\varphi_{\text{krit}} = 17^\circ$  ist.

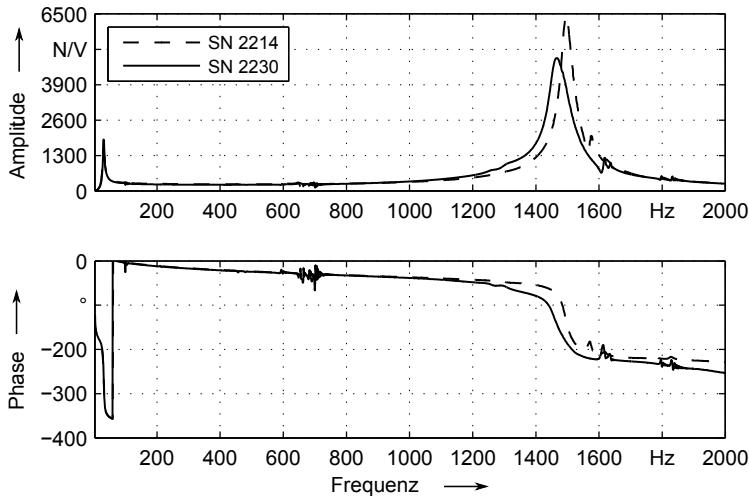


Abbildung 6.4: Frequenzgänge der SA10-Aktorsysteme (BEAK-Verstärker im Current Mode)

Da das dynamische Verhalten beider Aktoren bis ca. 1 kHz nahezu identisch ist, sind am Regelungssystem keine diesbezüglichen Unterscheidungen zu treffen. Weitere Untersuchungen zeigten, dass das Frequenzverhalten sowohl des BEAK- wie auch des LDS-Verstärkers unter Last (Steuerspannung zu Aktorspannung bzw. -strom) vernachlässigbar ist.

Zudem wurde der simultane Betrieb beider Inertialaktoren zur Verdopplung der erzeugbaren Dämpfungskraft untersucht (siehe Abb. 6.5). Die Aktoren waren hierbei elektrisch in Reihe geschaltet und auf einer Aluminium-Flanschplatte verschraubt. Das Amplitudenverhalten des Doppelaktorsystems im Current Mode entspricht bei Frequenzen unter 300 Hz näherungsweise dem mit dem Faktor 2 skalierten Amplitudenverhalten eines Einzelaktors; der Phasengang ist dabei identisch. Im Frequenzbereich von 300 bis 600 Hz werden aufgrund der punktförmigen Anbindung der Kraftmesszelle (vgl. Abb. 6.2) mehrere Resonanzen der Flanschplatte angeregt. An der Versuchsmaschine steht jedoch eine Ankoppelefläche von  $92 \times 62 \text{ mm}^2$  mit vier Gewindebohrungen zur Verfügung, wodurch die Flanschplatte deutlich verstift wird.

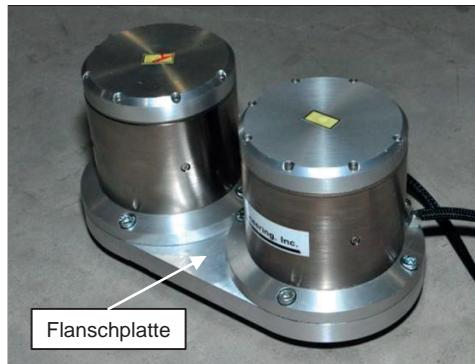


Abbildung 6.5: Versuchsaufbau zur Vermessung der SA10-Inertialaktoren in Doppelaktorkonfiguration zur Verdopplung der erzeugbaren Dämpfungskraft

### Untersuchung der Linearität

Da die Frequenzgänge bei einer diskreten Anregungsamplitude aufgenommen wurden, war zusätzlich noch zu untersuchen, inwieweit die Aktorsysteme linear auf eine Änderung der Anregungsamplitude reagieren. Hierzu wurden bei Frequenzen von 75 und 300 Hz sinusförmige Steuerspannungen unterschiedlicher Amplituden in die Leistungsverstärker eingespeist und die Amplituden der Aktorkraft bestimmt. Abb. 6.6 zeigt, dass der SA10 sowohl im Voltage Mode wie auch im Current Mode eine sehr gute Linearität – auch weit über den spezifizierten Bereich hinaus – aufweist. Die Rauten symbolisieren dabei die diskreten Messwerte, wohingegen die Linien Ausgleichsgeraden repräsentieren.

### 6.2.3 Kompensation des Übertragungsverhaltens

Für die korrekte Funktion des aktiven Dämpfungssystems ist es von entscheidender Bedeutung, dass das Aktorsystem (bestehend aus Leistungsverstärker und Inertialaktor) die Stellsignale der Dämpfungsregelung phasenrichtig in eine Kraft umsetzt.

Im Current Mode waren aufgrund des vernachlässigbaren Phasenverlusts bei 75 Hz keine weiteren Maßnahmen in diesem Zusammenhang erforderlich. Da der BEAK-Verstärker, welcher den Current Mode bietet, erst zu einer späteren Phase der Forschungsarbeiten zur Verfügung stand, musste zu Beginn der Voltage-Mode-Verstärker LDS PA 1000L verwendet werden.

Ein denkbarer Ansatz zum Ausgleich des Phasenverlusts ist die Verzögerung des Signals um eine konstante Zeit  $T_{\text{delay}} = \frac{360^\circ - |\Delta\varphi_{\text{krit}}|}{360^\circ} \cdot \frac{1}{f_{\text{Rattern}}}$ , so dass

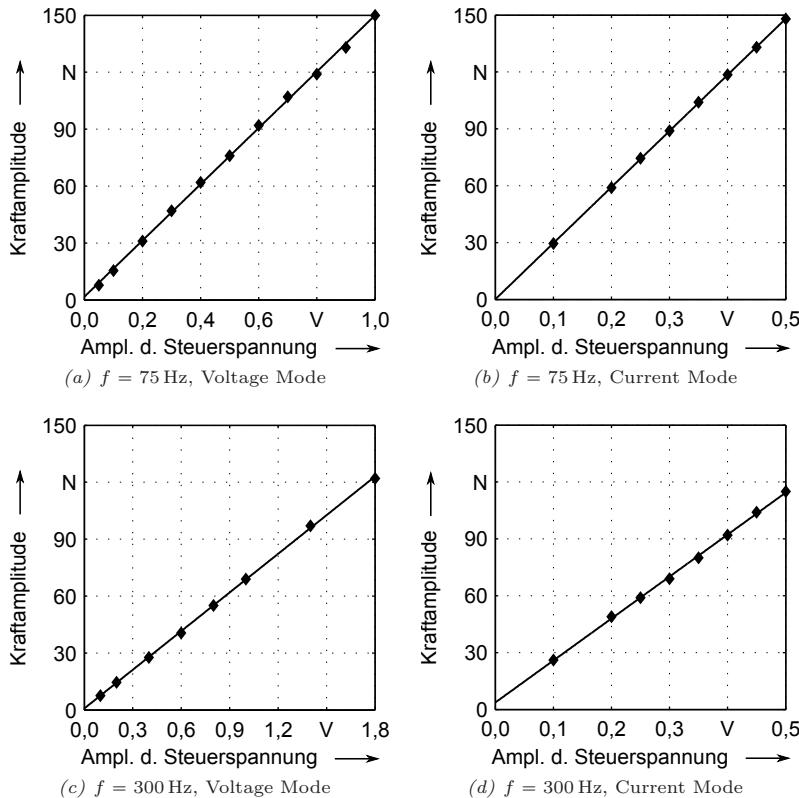


Abbildung 6.6: Untersuchung der Linearität der Inertialaktoren

– mit einer Verschiebung um eine Schwingungsperiode – eine Phasenlage von  $0^\circ$  erreicht wird. Jedoch ist weiter zu berücksichtigen, dass die Ratterfrequenz im vorliegenden Fall abhängig von der Spindeldrehzahl zwischen 65 und 85 Hz schwankt (vgl. Abb. 5.5). Die Implementierung einer konstanten Verzögerungszeit ist daher zur Kompensation der Aktordynamik nicht geeignet.

Ein Ansatz, welcher eine Kompensation des dynamischen Verhaltens des Aktorsystems  $G_i(s)$  über einen breiteren Frequenzbereich erwarten lässt, ist die Vorsteuerung mit dessen inverser Übertragungsfunktion  $G_i^{-1}(s)$  (NELLES 2011). Abb. 6.7 zeigt den grundsätzlichen Signalflussplan des Regelungssystems mit Vorsteuerung.

Hierzu wurde im ersten Schritt mit der System Identification Toolbox von Matlab<sup>®</sup> (THE MATHWORKS INC. 2013b) eine Übertragungsfunktion  $G_{i, \text{approx}}(s)$  (Steuerspannung → Aktorkraft) approximiert. Die Basis hierfür



Abbildung 6.7: Kompensation der Dynamik des Aktorsystems durch eine Vorsteuerung

bildeten gemessene Zeitbereichsdaten; als Anregungssignal diente ein kontinuierlicher Sinus-Sweep von 3 bis 2000 Hz.

Die Inversion einer Übertragungsfunktion erfolgt prinzipiell durch Vertauschen der Zähler- und der Nennerterme. Das einfache Vertauschen der Zähler- und der Nennerterme hatte im vorliegenden Fall jedoch keine stabile Inverse  $G_{i,\text{approx},\text{stabil}}^{-1}(s)$  ergeben, weswegen entsprechende Pol-Nullstellen-Modifikationen erforderlich waren (siehe hierzu auch BUCHHOLZ & GRÜNHAGEN (2006, 2005)).

Insgesamt erforderten die o. g. Pol-Nullstellen-Modifikationen ein iteratives Vorgehen und die Durchführung zahlreicher Parameterstudien. Dennoch konnte keine vollständige Kompensation des dynamischen Verhaltens des Aktorsystems erreicht werden. In dem relevanten Frequenzbereich konnte jedoch von ca. 50 bis 140 Hz eine stabile Inverse  $G_{i,\text{approx},\text{stabil}}^{-1}(s)$  mit einem sehr geringen Phasenfehler erzielt werden (siehe Abb. 6.8), was für den vorliegenden Anwendungsfall ausreichend ist. Abb. 6.9 zeigt den Effekt der Vorsteuerung exemplarisch für eine Frequenz von 75 Hz; es ist zu erkennen, dass die vom Aktor erzeugte Kraft nahezu gleichphasig zum Steuersignal ist.

Eine weitere Möglichkeit zur Realisierung einer phasenrichtigen Krafterzeugung wäre die Anbringung eines Beschleunigungsaufnehmers an der Reaktionsmasse und die Ergänzung eines unterlagerten Beschleunigungs- bzw. Kraftregelkreises, denn die auf die Trägerstruktur wirkende Aktorkraft ist direkt proportional zur Schwingbeschleunigung der Reaktionsmasse (Gl. (6.10)). Alternativ hierzu könnte auch ein Schwingwegaufnehmer integriert werden, da Beschleunigung und Weg gegenphasig sind – diese Variante hätte zudem den Vorteil, dass mit einem feststehenden Wegaufnehmer relativ zum Aktorgehäuse gemessen werden könnte. Ferner wäre eine Identifikation der inversen Übertragungsfunktion mittels adaptiver Filter denkbar (vgl. MOSCHYTZ & HOFBAUER (2000)).

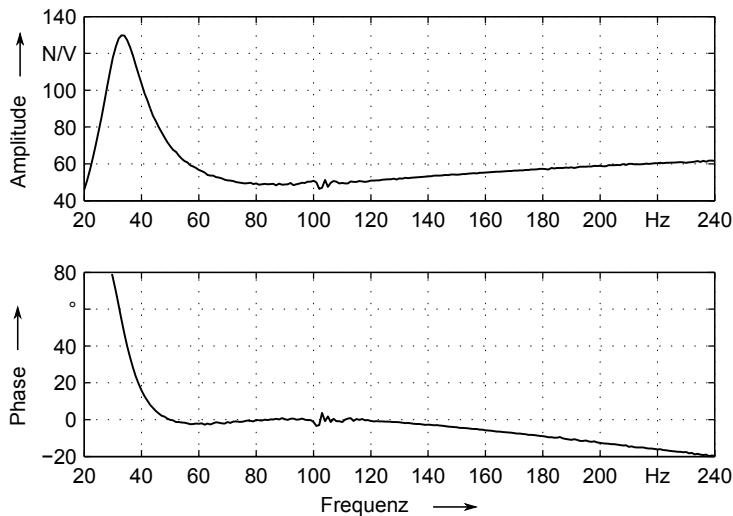


Abbildung 6.8: Mit der inversen Übertragungsfunktion kompensierter Frequenzgang des Inertialaktors SA10

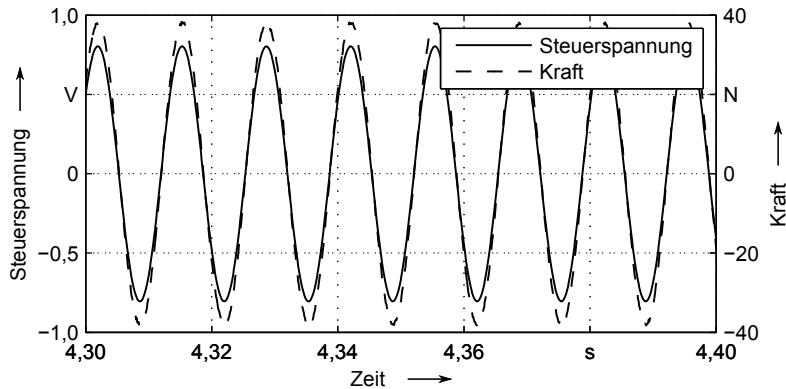


Abbildung 6.9: Zeitsignale am vorgesteuerten Aktorsystem (Sinusanregung mit 75 Hz)

### 6.3 Integration des AVC-Systems in die Portalfräsmaschine

Die schwingungstechnische Untersuchung des Versuchsträgers (Abschnitt 5.3) hatte eine Pendelschwingung des Spindelstocks in X-Richtung als kritische

Eigenschwingungsform identifiziert. Daraus konnte abgeleitet werden, dass der Dämpfungsaktor ebenfalls in X-Richtung angebracht werden musste.

Aufgrund der Tatsache, dass die im vorigen Abschnitt für die Ratterunterdrückung ausgewählten elektrodynamischen Inertialaktoren keinen Referenzpunkt benötigen, wurde entschieden, den Dämpfungsaktor in unmittelbarer Nähe zur Zerspanstelle, nämlich an der Spindelnase, anzubringen. Dies entspricht der Empfehlung von EHMANN (2004, S. 31), den Inertialaktor im Sinne einer bestmöglichen Ratterunterdrückung im Bereich der höchsten Schwingungsamplituden zu platzieren. Zur Erfassung des Schwingungszustandes der Spindelnase konnten die bereits im Rahmen der Voruntersuchungen dort installierten piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmer weiterverwendet werden. Abb. 6.10 zeigt die Anbringung der einzelnen Komponenten an der Spindelnase.

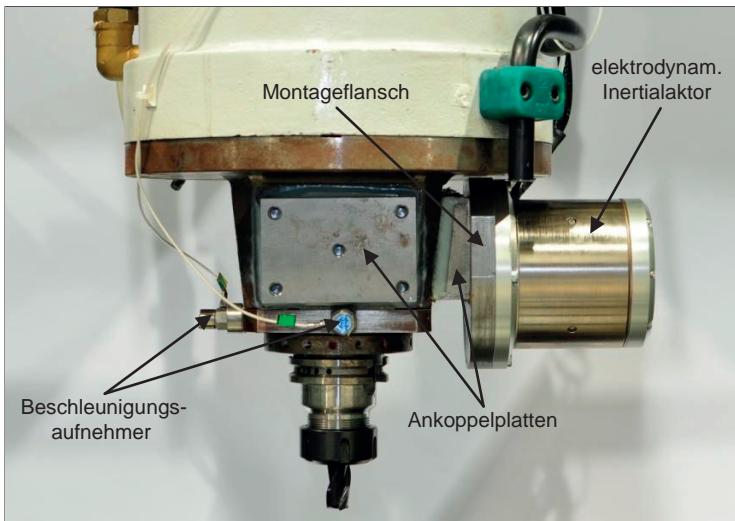


Abbildung 6.10: Installation des Inertialaktors und der Beschleunigungsaufnehmer an der Spindelnase

Der Aktor wurde über Schrauben mit der tragenden Struktur verbunden. Weil der Lochkreisdurchmesser am Aktor größer als die an der Spindelnase verfügbare Fläche ist, musste ein Montageflansch angefertigt werden, um die Anbindung an die Spindelnase realisieren zu können.

Da die Spindelnase aber nicht demontiert werden sollte, um mittels spanender Bearbeitung Gewindebohrungen für die Verschraubung des Montageflanschs einzubringen, musste dort eine Ankoppelplatte mit den entsprechenden Gewindebohrungen befestigt werden. Aufgrund der zu erwartenden thermischen

Schädigung der Schmierstoffe in der Spindellagerung beim Schweißen bzw. Hartlöten wurde hierfür das Fügeverfahren Kleben ausgewählt. Da die Klebenahrt ungünstigerweise auf Abschälung beansprucht wird, kam ein Zweikomponenten-Epoxidharz-Kleber mit hoher Abschälfestigkeit (Loctite 9466) zum Einsatz.<sup>23</sup> Es wurde sowohl eine Ankoppelplatte in X- als auch eine in Y-Richtung angeklebt, um umfassende Untersuchungen zu ermöglichen.

Die oben beschriebene Installation der Dämpfungsaktorik an der Spindelnase bietet die Möglichkeit der Reduktion der Resonanznachgiebigkeit des Spindelstocks – und somit auch der Relativnachgiebigkeit (vgl. Abb. 5.11). Dadurch soll eine verbesserte Prozessstabilität erreicht werden.

Es ist an dieser Stelle zu erwähnen, dass zur Bestimmung der kritischen Schwingungsrichtung (= Montagerichtung des Dämpfungsaktors) keine Modalanalyse (siehe Abschnitt 5.3.4) erforderlich gewesen wäre, denn diese Information lässt sich aus der Betriebsschwingungsmessung im Rattern gewinnen. Die Modalanalyse lieferte jedoch einen wertvollen Beitrag zum Systemverständnis.

## 6.4 Entwurf von Regelungsstrategien für die aktive Ratterunterdrückung

### 6.4.1 Allgemeines

Für die Stabilitätserhöhung von Zerspanungsprozessen durch den Einsatz aktiver Zusatzzsysteme wird eine geeignete Regelungsstrategie benötigt. Prinzipiell kann diese auf die Aufbringung von Dämpfungskräften auf die Werkzeugmaschinenstruktur oder eine Störung des Regenerativeffekts abzielen (vgl. Kap. 2).

Die wesentlichen Anforderungen, welche an eine solche Strategie zu stellen sind, werden nachfolgend aufgeführt:

**Robustheit** ●: Das Regelungssystem muss robust gegen (leichte) Änderungen der Ratterfrequenz bzw. der Regelstrecke sein, wie sie z. B. beim Ändern der Spindeldrehzahl oder beim Verfahren der Vorschubachsen auftreten können.

**Stabilität** ●: Das Regelungssystem muss eine starke Unterdrückung der Ratterfrequenz bewirken; gleichzeitig darf keine Schwingungsverstärkung außerhalb der Ratterfrequenz auftreten.

<sup>23</sup>Trotz der ungünstigen Beanspruchung der Klebeverbindung konnte auch nach zahlreichen mit dem AVC-System durchgeführten Versuchen kein Anzeichen für ein Versagen der Fügestelle festgestellt werden.

**Modell der Regelstrecke** ○: Zum Entwurf des Regelungsalgorithmus sollten keine aufwändigen Modelle der Regelstrecke benötigt werden, so dass eine schnelle Auslegung und Inbetriebnahme der Dämpfungsregelung möglich ist.

### 6.4.2 Feedback Control vs. Feedforward Control

Allgemein kann bei AVC-Regelungen zwischen zwei grundlegenden Ansätzen, die im Englischen als „Feedback Control“ und als „Feedforward Control“ bezeichnet werden, unterschieden werden (SCHULZ 2010, S. 17).

#### Feedback Control

Die negative Rückführung der Regelgröße  $x$  führt zu einer Feedback-Regelung mit dem klassischen, geschlossenen Regelkreis (siehe Abb. 6.11). Die Regelgröße, die zudem dem Einfluss der Störung  $d$  unterliegt, wird dabei von einem Sensor erfasst und in die Rückführgröße  $r$  umgeformt. Durch die Differenzbildung zwischen der Führungsgröße  $w$  und der Rückführgröße  $r$  ergibt sich die Regeldifferenz  $e$ . Falls die Führungsgröße und die Regelgröße bzw. die Rückführgröße nicht übereinstimmen, d. h.  $e \neq 0$ , wird ein Eingriff der Regelung erforderlich. Dazu berechnet der Regler aus  $e$  die Reglerausgangsgröße  $u$ , welche in einen Aktor (bzw. dessen Leistungsverstärker) eingespeist wird. Der Aktor setzt wiederum  $u$  in die Stellgröße  $y$  um, welche auf die zu bedämpfende mechanische Struktur einwirkt. Aufgrund der Rückkopplung besteht bei einer Feedback-Regelung grundsätzlich die Gefahr der Instabilität.

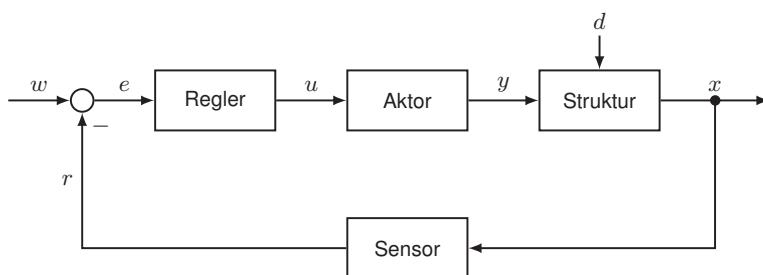


Abbildung 6.11: Grundstruktur einer Feedback-Regelung (nach FÖLLINGER & DÖRRSCHEIDT (2008, S. 3))

### Feedforward Control

Wenn ein Signal verfügbar ist, welches mit der primären Störung korreliert ist (Referenzsignal), kann eine Feedforward-Regelung<sup>24</sup> zum Einsatz kommen. Deren Grundprinzip ist es, dem System über eine sekundäre Strecke eine Gegenschwingung (sekundäre Störung) aufzuprägen, um so am Ausgang der primären Strecke eine Schwingungsauslösung zu erzielen. Die Gegenschwingung wird dabei direkt aus dem auf den Eingang der Primärstrecke wirkenden Referenzsignal berechnet; daher ist auch der Begriff *Störgrößenaufschaltung* für Feedforward-Regelungen gebräuchlich. Das am Ausgang der Primärstrecke abgegriffene Fehlersignal dient lediglich zur Adaption des Reglers. Der entsprechende Signalflussplan ist in Abb. 6.12 dargestellt.

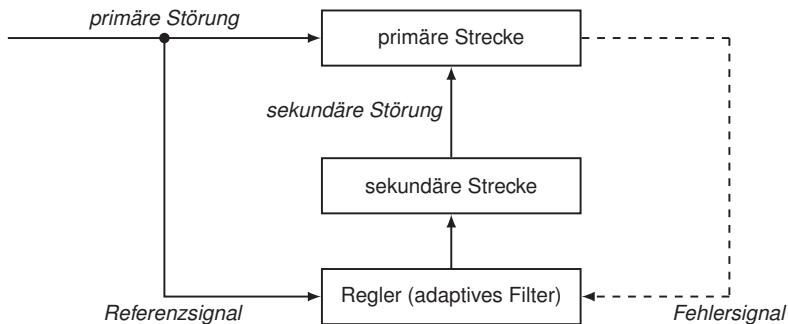


Abbildung 6.12: Grundstruktur einer Feedforward-Regelung (nach PREUMONT (2002, S. 10))

Ein klassisches Beispiel für eine Feedforward-Regelung ist die Dämpfung von Unwuchtschwingungen an rotierenden Maschinen mittels aktiver Lager. Als Referenzsignal, welches mit der Unwuchtschwingung korreliert ist, dient in diesem Fall der Drehwinkel der rotierenden Welle. Das Fehlersignal ist die am Lager gemessene Vibration.

Die Feedforward-Methode zeichnet sich dadurch aus, dass aufgrund der nicht vorhandenen Rückkopplung das Instabilwerden der Regelung ausgeschlossen ist. Nachteilig ist, dass ein Referenzsignal benötigt wird, welches mit der primären Störung in kausalem Zusammenhang steht und nicht von der sekundären Störung beeinflusst wird.

Für die aktive Ratterunterdrückung an Werkzeugmaschinen ist die Feedforward-Regelung jedoch unbrauchbar. Ein denkbare Referenzsignal wäre

<sup>24</sup>Strenggenommen handelt es sich es bei der Feedforward Control nicht um eine Regelung, sondern um eine Steuerung, da keine Rückführung vorhanden ist (siehe Abb. 6.12).

beispielsweise die Schwingbeschleunigung an der Spindelnase. Da diese Messgröße aber durch den Eingriff des AVC-Systems beeinflusst wird, eignet sie sich nur als Fehlersignal. Alternativ könnte noch der Spindeldrehwinkel als Referenzsignal herangezogen werden. Da beim Auftreten von Ratterschwingungen aber kein kausaler Zusammenhang zwischen der primären Störung (der Selbsterregung) und dem Spindeldrehwinkel vorliegt, ist auch diese Größe für diesen Zweck nicht geeignet. Selbst eine Nutzung des Spindeldrehwinkels zur Unterdrückung der fremderregten Schwingungen durch die Schneideneintrittsstöße ist nicht praktikabel, da erstens stets die genaue Winkellage des Werkzeugs in der Aufnahme bekannt sein müsste und zweitens die Schneiden je nach Bearbeitungsrichtung bei unterschiedlichen Drehwinkeln ins Werkstück eintreten.

### 6.4.3 Aufbringung von Dämpfungskräften

In der Literatur finden sich zahlreiche Regelungsstrategien zur Aufbringung von Dämpfungskräften, siehe beispielsweise PREUMONT (2002), EHMANN (2004) oder ALIZADEH ROSHDI (2005). Da deren ausführliche Darstellung zu weit führen würde, wird an dieser Stelle nur eine grobe Unterscheidung in

- nicht-modellbasierte Regelungsstrategien mit kollokalen Aktor-Sensor-Paaren<sup>25</sup> (z. B. direkte Geschwindigkeitsrückführung, Beschleunigungsrückführung oder integrale Kraftrückführung),
- Zustandsregler (z. B. Polvorgaberegler, Optimalregler oder Regler mit Zustandsbeobachtern),
- robuste Regler (z. B.  $H_\infty$ - oder  $\mu$ -Syntheseregler),
- parameterveränderliche Regler (z. B. adaptive Regler oder Gain-Scheduling-Regler) und
- Loop Shaping (Frequenzkennlinienverfahren)

vorgenommen.

Die fundamentale Idee der aktiven Schwingungsdämpfung ist die Erzeugung einer zur Anregungskraft gegenphasigen Dämpfungskraft. Als Grundlage für die weiteren Überlegungen ist in Abb. 6.13 der Frequenzgang eines Einmassenschwingers mit einer Resonanzfrequenz von 75 Hz dargestellt.

---

<sup>25</sup> „Kollokal“ bedeutet in diesem Zusammenhang, dass der Aktor und der dazugehörige Sensor sich am selben Ort befinden.

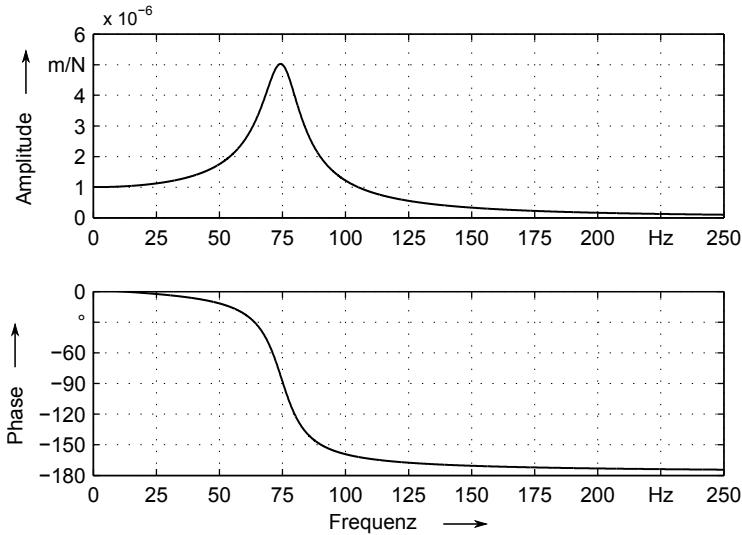


Abbildung 6.13: Nachgiebigkeitsfrequenzgang eines Einmassenschwingers mit einer Resonanzfrequenz von 75 Hz und einer Lehr'schen Dämpfung von 0,1

Abb. 6.13 zeigt, dass bei resonanter Anregung die Verlagerung der anregenden Kraft um  $-90^\circ$  nacheilt. Bedenkt man, dass die Geschwindigkeit der Verlagerung um  $+90^\circ$  vorausseilt, dann ergibt sich in der Resonanz eine Phasendifferenz von  $0^\circ$  (also Gleichphasigkeit) zwischen Anregungskraft und Geschwindigkeit des Einmassenschwingers. Bei resonanter Anregung – wie es im Rattern der Fall ist – wirkt eine negativ rückgeführte, geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskraft also gegenphasig zur Anregungskraft (vgl. hierzu auch SCHULZ (2010, S. 34)).

Liegt die zu bedämpfende Störschwingung abseits der Resonanzfrequenz, ist ferner zu unterscheiden, ob eine unter- oder eine überkritische Anregung vorliegt, denn im unterkritischen Bereich sind Anregungskraft und Verlagerung näherungsweise in Phase, wohingegen sie im überkritischen Bereich näherungsweise gegenphasig sind.

Für die aktive Ratterunterdrückung ist folglich ein Regelalgorithmus zu entwerfen, der im Bereich der Ratterfrequenz ein geschwindigkeitsproportionales Steuersignal liefert. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Schwingbeschleunigung als Rückführgröße zur Verfügung steht (vgl. Abschnitt 6.1). Ausgehend von den auf S. 78 f. definierten Anforderungen werden im Rahmen der vorliegenden Dissertation die nicht-modellbasierte, kollokale Beschleuni-

gungsrückführung sowie das Loop Shaping zur aktiven Ratterunterdrückung betrachtet.

### Nicht-modellbasierte, kollokale Beschleunigungsrückführung

Da – wie oben bereits erläutert – auf Basis des gemessenen Beschleunigungssignals eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskraft erzeugt werden soll, muss im ersten Schritt eine Integration des Messsignals bzw. eine Verschiebung von dessen Phasenlage um  $-90^\circ$  erfolgen. Theoretisch könnte hierfür ein Integrator  $G_{\text{int}}(s) = \frac{1}{s}$  genutzt werden. Aufgrund der Tatsache, dass bereits geringe Spannungs-Offsets von wenigen Millivolt zum „Hochlaufen“ des Integrators in die Spannungsbegrenzung führen (Integral Wind-up), wurde stattdessen der von HOLTERMAN (2002, S. 153 ff.) beschriebene *Leaking Integrator*  $G_{\text{leakint}}(s)$  implementiert. Dieser entspricht einem PT1-Glied mit dem Verstärkungsfaktor  $g_{\text{leakint}}$  und der Eckkreisfrequenz  $p_{\text{leakint}}$ , dessen Phase sich für Frequenzen  $> p_{\text{leakint}}$  asymptotisch  $-90^\circ$  annähert:

$$G_{\text{leakint}}(s) = \frac{g_{\text{leakint}}}{s + p_{\text{leakint}}} \quad (6.14)$$

$p_{\text{leakint}}$  ist dabei auf einen Wert von weniger als 20 % der niedrigsten zu unterdrückenden (Ratter-)Kreisfrequenz  $\omega_{\min}$  festzulegen (Gl. 6.15). Dadurch weist die Regelung auch eine ausreichende Robustheit gegen Änderungen der Ratterfrequenz, z. B. bedingt durch Spindeldrehzahländerungen oder das Verfahren der Vorschubachsen, auf. Der Verstärkungsfaktor  $g_{\text{leakint}}$  wird im Zuge der Inbetriebnahme des AVC-Systems empirisch eingestellt. Es gilt:

$$p_{\text{leakint}} \leq 0,2 \cdot \omega_{\min} = 0,2 \cdot 2\pi \cdot f_{\min} \quad (6.15)$$

Ein nachgeschalteter Hochpassfilter  $G_{\text{hp}}(s)$  dient der Elimination etwaiger Gleichspannungsanteile, die zu einer unerwünschten Vormagnetisierung der Spule des Inertialaktors führen würden. Für  $p_{\text{hp}}$  ist ein Wert von  $p_{\text{hp}} \leq 0,2 \cdot p_{\text{leakint}}$  zu wählen. Es gilt:

$$G_{\text{hp}}(s) = \frac{s}{s + p_{\text{hp}}} \quad (6.16)$$

Zur Veranschaulichung ist in Abb. 6.14 der Frequenzgang des Reglers  $R_{\text{leakint}}(s) = G_{\text{leakint}}(s) \cdot G_{\text{hp}}(s)$  mit den folgenden Parametern dargestellt:

$$f_{\text{Rattern}} = 75 \text{ Hz}$$

$$g_{\text{leakint}} = 1000$$

$$p_{\text{leakint}} = 0,15 \cdot 2\pi \cdot 75$$

$$p_{\text{hp}} = 0,15 \cdot p_{\text{leakint}}$$

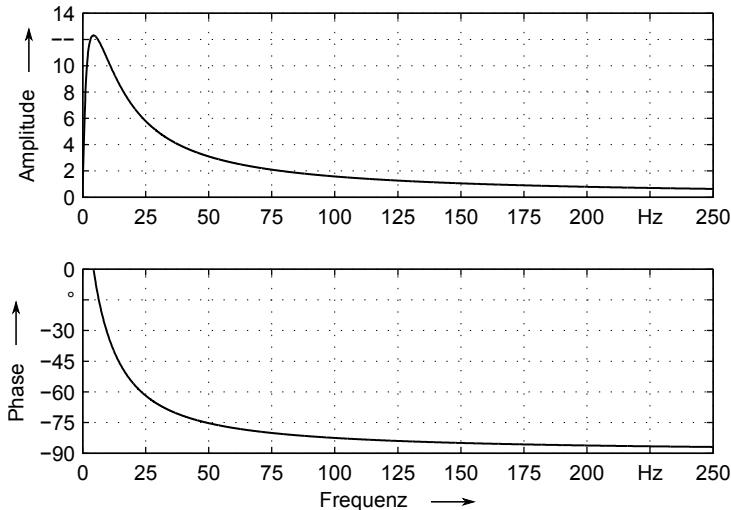


Abbildung 6.14: Frequenzgang des Reglers  $R_{leakint}(s)$  mit den o. g. Parametern

Es ist erkennbar, dass bei der Zielfrequenz von 75 Hz eine Phase von ca.  $-80^\circ$  vorliegt – es wird also ein nahezu geschwindigkeitsproportionales Reglerausgangssignal erreicht. Zudem verlaufen in diesem Frequenzbereich der Amplituden- und der Phasengang relativ flach, d. h. der Regler ist robust gegen Änderungen der Ratterfrequenz, wie sie in Abb. 5.5 dargestellt sind.

Die wesentlichen Vorteile dieses kollokalen Regelungsansatzes sind in dessen günstigem Stabilitätsverhalten sowie in der Tatsache, dass kein Streckenmodell zur Reglerauslegung benötigt wird, zu sehen. Jedoch nur bei vollständiger Kollokation von Aktoren und Sensoren mit idealem dynamischen Verhalten ist die absolute Stabilität der Dämpfungsregelung gegeben. Da diese Bedingung von realen Systemen nicht erfüllt werden kann, ist in praxi bei sehr hohen Verstärkungsfaktoren stets mit einem Instabilwerden der Regelung zu rechnen. (PREUMONT 2002, S. 91 f.)

### Loop Shaping<sup>26</sup> (Frequenzkennlinienverfahren)

Ein anderer Ansatz wird mit dem sog. *Loop Shaping* verfolgt. Hierbei wird der Reglerentwurf ausgehend vom Frequenzgang des offenen Regelkreises durchgeführt, weswegen auch die Bezeichnung *Frequenzkennlinienverfahren* für diese

<sup>26</sup>engl. Loop Shaping: Formen des (offenen) Regelkreises

Vorgehensweise gebräuchlich ist. (KEAS 2012; FÖLLINGER & DÖRRSCHEIDT 2008, S. 243 ff.; LUTZ & WENDT 2003, S. 253 ff.)

Das Nyquist-Kriterium, welches die Bewertung der Stabilität eines geschlossenen Regelkreises anhand des Frequenzgangs des offenen Regelkreises ermöglicht, bildet die Grundlage für diesen Ansatz:

„Der geschlossene Regelkreis ist stabil, wenn bei der Durchtrittskreisfrequenz<sup>27</sup>  $\omega_D$  der Phasengang des offenen Regelkreises oberhalb von  $-180^\circ$  verläuft, der Durchtrittsphasenwinkel ist dann größer als  $-180^\circ$ .“ (LUTZ & WENDT 2003, S. 262)

Prinzipiell wird beim Loop Shaping so vorgegangen, dass die Übertragungsfunktion des offenen Kreises um entsprechende Terme ergänzt wird, bis ihr Frequenzgang in Amplitude und Phase den Entwurfsanforderungen entspricht.<sup>28</sup> Da die Loop-Shaping-Prozedur keine mathematisch exakte Methode darstellt, ist zumeist ein iteratives Vorgehen erforderlich, um den gewünschten Frequenzgang zu erhalten.

Konkret umfasst der offene Regelkreis den elektrodynamischen Aktor (und dessen Leistungsverstärker) sowie die Werkzeugmaschinenstruktur, an welcher der Aktor montiert ist. Die oben beschriebene Kollokation von Aktor und Feedback-Beschleunigungssensor an der Spindelnase wird beibehalten. Entgegen den auf S. 78 f. definierten Anforderungen werden beim Loop Shaping Modelle der Regelstrecke benötigt. Die entsprechenden Übertragungsfunktionen (ÜF) konnten jedoch mit geringem Aufwand anhand von gemessenen Frequenzgängen approximiert werden.

Der elektrodynamische Aktor wurde als System zweiter Ordnung gemäß Gl. (6.13) angenähert. Da das dynamische Verhalten des Leistungsverstärkers vernachlässigbar ist (siehe Abschnitt 6.2.2), wurde dessen ÜF nicht berücksichtigt. Abb. 6.15 zeigt, dass die approximierte Aktor-ÜF gut mit der Messung übereinstimmt. Sie lautet:

$$G_{\text{EDIA, approx}}(s) = \frac{14,4 \cdot s^2}{s^2 + 2 \cdot 0,07 \cdot 2\pi \cdot 31 \cdot s + (2\pi \cdot 31)^2} \quad (6.17)$$

Auch das Nachgiebigkeitsverhalten der Werkzeugmaschinenstruktur an der Spindelnase wurde als System zweiter Ordnung approximiert, d. h. nur die dominante Eigenschwingungsform (Abb. 5.11) wurde abgebildet – allerdings

<sup>27</sup>Die Durchtrittskreisfrequenz  $\omega_D$  ist die Kreisfrequenz, bei der der Amplitudengang des offenen Regelkreises die Null-dB-Linie schneidet.

<sup>28</sup>Das Loop-Shaping-Verfahren ist – im Gegensatz zu dem im vorigen Abschnitt vorgestellten Regelungsalgorithmus mit Leaking Integrator – ein modellbasiertes Verfahren.

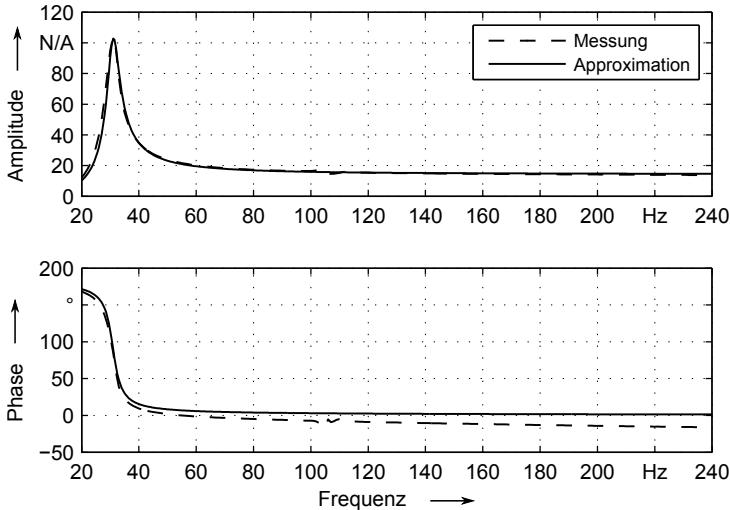


Abbildung 6.15: Gemessener und approximierter Frequenzgang des Inertialaktors (Verstärker im Current Mode)

wurde die Resonanzfrequenz an den Ratterfrequenzbereich (ca. 75 Hz) angepasst. Der Term  $s^2$  im Zähler entspricht einer Doppeldifferenziation, die erforderlich ist, um die Beschleunigung als Ausgangsgröße (= Feedbacksignal für die Dämpfungsregelung) zu erhalten. Der Vergleich von Messung und Approximation ergab auch hier eine gute Übereinstimmung im relevanten Frequenzbereich. Es gilt:

$$G_{\text{Struktur}}(s) = \frac{0,5 \cdot 10^{-7} \cdot s^2}{\frac{s^2}{(2\pi \cdot 75)^2} + \frac{2 \cdot 0,063 \cdot s}{2\pi \cdot 75} + 1} \quad (6.18)$$

Die durch das Loop Shaping zu erreichenden Charakteristika des Frequenzgangs des offenen Regelkreises können dabei wie folgt formuliert werden:

- Hohe Verstärkung im Bereich der zu unterdrückenden Ratterfrequenz sowie
- hohe Abschwächung außerhalb des zu unterdrückenden Frequenzbereichs, um hoch- und niederfrequente Störungen zu vermeiden.

Hierfür wurde der Regler  $R_{\text{LS}}(s) = \prod_{i=1}^5 G_{\text{LS},i}(s)$  entworfen. Für die nachfolgenden Erläuterungen zum Reglerentwurf sind die Einzelerme  $G_{\text{LS},i}(s)$  getrennt dargestellt:

$$G_{\text{LS},1}(s) = \frac{1}{G_{\text{EDIA, approx}}(s)} \quad (6.19)$$

$$G_{\text{LS},2}(s) = \frac{s^2}{s^2 + 2 \cdot 0,75 \cdot 2\pi \cdot 25 \cdot s + (2\pi \cdot 25)^2} \quad (6.20)$$

$$G_{\text{LS},3}(s) = \frac{1}{\frac{s^2}{(2\pi \cdot 95)^2} + \frac{2 \cdot 1,5 \cdot s}{2\pi \cdot 100} + 1} \cdot \frac{1}{1 + \frac{s}{2\pi \cdot 90}} \quad (6.21)$$

$$G_{\text{LS},4}(s) = \frac{s}{s + 0,15^2 \cdot 2\pi \cdot 75} = G_{\text{hp}}(s) \quad (6.22)$$

$$G_{\text{LS},5}(s) = g_{\text{LS}} = 100 \quad (6.23)$$

Um das Entwurfsziel zu erreichen, galt es im ersten Schritt, den von der Resonanz des Inertialaktors herrührenden Peak bei 31 Hz zu kompensieren. Hierzu wurde das entsprechende schwach gedämpfte Polpaar bei 31 Hz eliminiert ( $G_{\text{LS},1}$ ) und durch ein stärker gedämpftes Polpaar bei 25 Hz ersetzt ( $G_{\text{LS},2}$ ). Dessen Hinzufügung war erforderlich, da der geschlossene Regelkreis sehr sensitiv auf Änderungen der Resonanzfrequenz des Aktors reagiert (KEAS 2012; MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY 2012, S. 100).

Hiernach wurden zusätzliche Filter zur Anpassung des Phasenverhaltens sowie zur Absenkung der Amplitudenverstärkung im überkritischen Bereich implementiert ( $G_{\text{LS},3}$ ). Des Weiteren wurde der bereits auf S. 83 vorgestellte Hochpassfilter ( $G_{\text{LS},4}$ ) ergänzt, um Gleichspannungsanteile im Reglerausgangssignal zu unterdrücken. Abschließend war die Verstärkung durch Hinzufügen eines Proportionalglieds ( $G_{\text{LS},5}$ ) so zu erhöhen, dass – unter Wahrung einer ausreichenden Stabilitätsreserve – die maximale Dämpfungswirkung erreicht wird.

Abb. 6.16 zeigt die Wirkung des Loop-Shaping-Ansatzes am Störübertragungsfrequenzgang des geschlossenen Regelkreises auf. Es ist erkennbar, dass eine signifikante Amplitudenreduktion erzielt wird. Da dem Loop-Shaping-Entwurf die Stromübertragungsfunktion des Inertialaktors zugrunde liegt, muss der Leistungsverstärker hierbei im Current Mode betrieben werden.

Die Ermittlung der Übertragungsfunktion des offenen Regelkreises bei einem Loop-Shaping-Reglerentwurf stellt einen (wenn auch geringen) Zusatzaufwand im Vergleich zu nicht-modellbasierten Verfahren dar. Prinzipiell bietet dies auch die Grundlage für die Durchführung von Zeitbereichssimulationen zur Analyse des geregelten Systems. Da der Fokus der vorliegenden Arbeit auf der experimentellen Validierung von aktiv gedämpften Werkzeugmaschinen im Zerspanungsprozess liegt, wurden aber keine diesbezüglichen simulativen Untersuchungen angestellt.

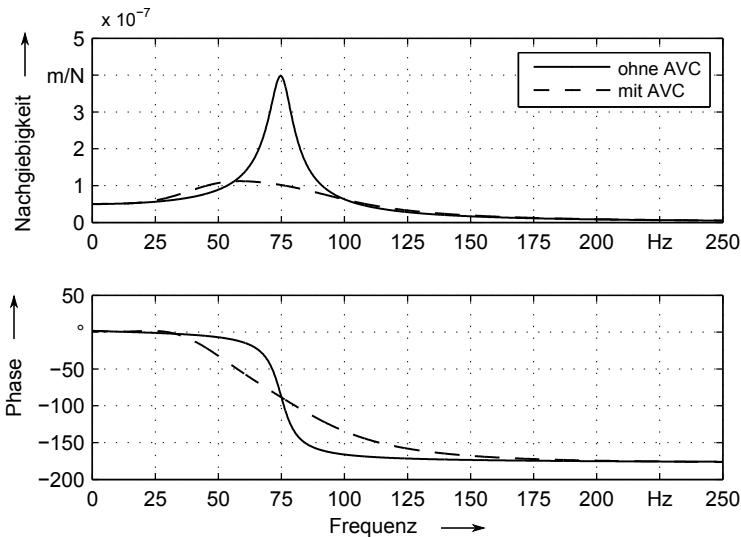


Abbildung 6.16: Simulation der dynamischen Nachgiebigkeit an der Spindelnase ohne und mit aktiver Dämpfung (Loop Shaping)

### Adaptives Kerbfilter zur Elimination der Schneideneintrittsfrequenz

Wie in Abschnitt 2.2 bereits erläutert, ist im stabilen Schnitt die Schneideneintrittsfrequenz (bzw. eine Harmonische davon) im Betriebsschwingungsspektrum dominant. Währenddessen ist aber – auch im Sinne der Energieeffizienz – kein Eingriff durch das aktive Dämpfungssystem erforderlich. Zudem muss bereits beim ersten Anklingen einer Ratterschwingung die volle Aktorleistung zu deren Unterdrückung zur Verfügung stehen. Um diese Anforderungen zu erfüllen, ist die Schneideneintrittsfrequenz aus dem Messsignal zu eliminieren. Hierzu wird ein echtzeitfähiges, schmalbandiges, steilflankiges Filter mit einer starken Abschwächung im Sperrbereich und einer möglichst geringen Beeinflussung im Durchlassbereich benötigt – ein sog. Kerbfilter (engl. notch filter). Wie von KERN (2009, S. 104) vorgeschlagen, wurde für diesen Zweck ein Recursive-Least-Squares-(RLS)-adaptiertes Filter mit einer Linearkombination orthogonaler Referenzsignale implementiert. Das Grundprinzip der adaptiven Filterung von harmonischen Signalanteilen der Kreisfrequenz  $\Omega$  ist in Abb. 6.17 dargestellt (MOSCHYTZ & HOFBAUER 2000; KERN 2009; ROTH 2009). Weitere typische Anwendungen der adaptiven Filterung finden sich beispielsweise in der aktiven Geräuschunterdrückung oder in der Medizintechnik zur Elimination von Netzstörungen aus physiologischen Messdaten (z. B. Elektrokardiogramm).

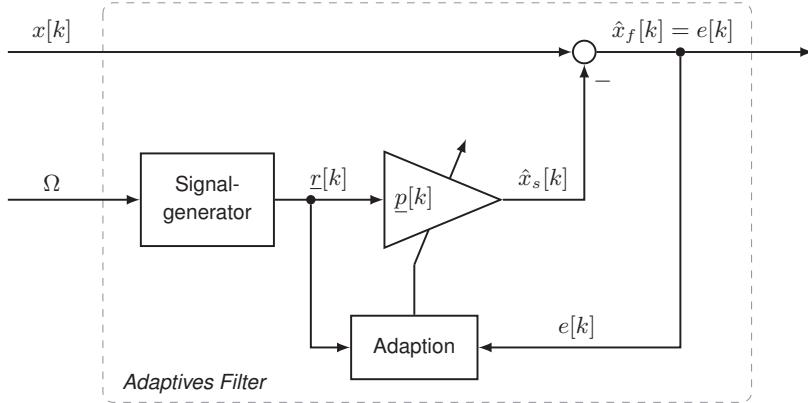


Abbildung 6.17: Grundstruktur eines adaptiven Filters (nach MOSCHYTZ & HOFBAUER (2000))

Das Messignal  $x[k]$ <sup>29</sup> wird dabei um eine Schätzung des Störsignals  $\hat{x}_s[k]$  reduziert. Hierfür wird ein Referenzsignal  $r[k]$  benötigt, welches mit der harmonischen Störung (d. h. der Schneideneintrittsfrequenz) korreliert ist, wohingegen das Nutzsignal (d. h. die Ratterschwingung) nicht im Zusammenhang mit  $r[k]$  stehen darf. Das geschätzte Störsignal ergibt sich aus der Multiplikation des Referenzsignals  $r[k]$  mit einem Filterkoeffizientenvektor  $\underline{p}[k]$ :

$$\hat{x}_s[k] = r[k]^T \underline{p}[k] \quad (6.24)$$

Ein monofrequentes, harmonisches Signal kann durch die gewichtete Superposition einer Sinus- und einer Cosinus-Schwingung derselben Frequenz nachgebildet werden; dies entspricht einer Fourierreihe 1. Ordnung. Folglich muss das Referenzsignal dann ebenfalls einen Sinus- und einen Cosinus-Anteil aufweisen – KERN (2009) prägte hierfür den Begriff *Linearkombination orthogonaler Referenzsignale*. Die Fourierkoeffizienten entsprechen in diesem Fall den Filterkoeffizienten  $\underline{p}[k]$ :

$$r[k] = \begin{pmatrix} \sin[\Omega k] \\ \cos[\Omega k] \end{pmatrix} \quad (6.25)$$

$$\hat{x}_s[k] = p_1[k] \cdot \sin[\Omega k] + p_2 \cdot \cos[\Omega k] \quad \text{mit} \quad \underline{p}[k] = \begin{pmatrix} p_1[k] \\ p_2[k] \end{pmatrix} \quad (6.26)$$

<sup>29</sup>Da es sich bei einem RLS-adaptierten Filter um ein Digitalfilter handelt, wird hier anstelle der kontinuierlichen Zeitvariablen ( $t$ ) die diskrete Zeitvariable [ $k$ ] eingeführt.

Der Adaptionsalgorithmus verfolgt dabei das Ziel, den Filterkoeffizientenvektor  $p[k]$  so anzupassen, dass das geschätzte Störsignal  $\hat{x}_s[k]$  dem im Messsignal enthaltenen harmonischen Anteil der Frequenz  $\Omega$  möglichst nahe kommt. Dies entspricht einer Minimierung des Fehlersignals  $e[k]$ , welches mit dem Schätzwert des Nutzsignals bzw. dem gefilterten Messsignal  $\hat{x}_f[k]$  identisch ist:

$$\hat{x}_f[k] = e[k] = x[k] - \hat{x}_s[k] \quad (6.27)$$

Als Adaptionsalgorithmus wird, wie oben bereits erwähnt, das RLS-Verfahren verwendet. Für weitere Informationen zu dieser Thematik sei beispielsweise auf MOSCHYTZ & HOFBAUER (2000) oder HAYKIN (2002) verwiesen.

Abb. 6.18 zeigt exemplarisch den Frequenzgang eines RLS-adaptierten Kerbfilters mit einer Sperrfrequenz von 100 Hz. Dabei fällt auf, dass der Amplitudengang deutlich steilflankiger ist als der Phasengang. Es ist daher nicht sinnvoll, mehrere Filter, deren Sperrfrequenzen sich nur geringfügig unterscheiden, gleichzeitig anzuwenden, wenn  $f_{\text{Ratter}}$  ebenfalls in diesem Frequenzbereich liegt (ansonsten ist mit deutlichen Phasenabweichungen des Nutzsignals zu rechnen). Stattdessen sollte in diesem Fall nur ein Kerbfilter auf die dominierende harmonische Störfrequenz gelegt werden.

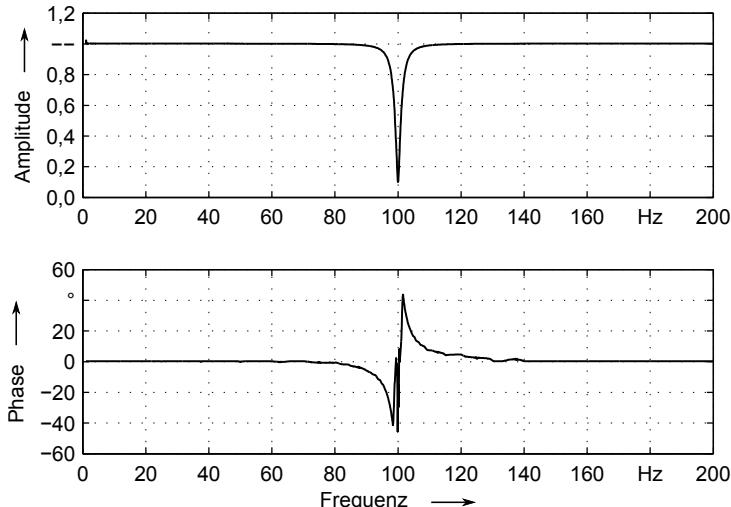


Abbildung 6.18: Frequenzgang eines RLS-adaptierten Kerbfilters (Sperrfrequenz 100 Hz)

An dieser Stelle ist noch zu erwähnen, dass keine aktive Dämpfung realisiert werden kann, wenn die Schneideneintrittsfrequenz  $f_{\text{SE}}$  gleich der Ratterfre-

quenz  $f_{\text{Rattern}}$  ist. Dies ist jedoch unkritisch, da in diesem Falle ohnehin in einem Stabilitätsmaximum zerspant wird (vgl. Abschnitt 2.2.2).

### Implementierung

Die in Tab. 6.2 dargestellten Regelungskonzepte wurden zur Erprobung ausgewählt. Bei allen Regelungskonzepten wurde zusätzlich das adaptive Kerbfilter zur Elimination der Schneideneintrittsfrequenz ergänzt.

A	Kollokale Beschleunigungsrückführung + Inverse des Aktorsystems + Verstärker im Voltage Mode
B	Kollokale Beschleunigungsrückführung + Verstärker im Current Mode
C	Loop-Shaping-Filter + Verstärker im Current Mode

Tabelle 6.2: Übersicht über die implementierten Regelalgorithmen

Hierzu wurden diese Regelalgorithmen in Simulink<sup>®</sup> (THE MATHWORKS INC. 2013a) implementiert und anschließend auf die Rapid-Control-Prototyping-Plattform xPC-Target<sup>®</sup> (THE MATHWORKS INC. 2013c) übertragen. Das xPC-Target<sup>®</sup>-System besteht aus einem Host-Rechner und einem Target-Rechner, die über Ethernet miteinander verbunden sind (beide Rechner sind handelsübliche PCs). Der Target-Rechner wird mit einem speziellen Echtzeit-Betriebssystem gebootet und führt die Regelalgorithmen mit einer Taktfrequenz von 10 kHz aus.

Zur Kommunikation mit der Aktorik und Sensorik verfügt der Target-Rechner über eine Datenerfassungs-(DAQ)-Karte vom Typ National Instruments PCI-6251 (NATIONAL INSTRUMENTS CORPORATION 2013). Der Host-Rechner dient zum Kompilieren der Simulink<sup>®</sup>-Modelle in echtzeitfähigen Code (welcher dann auf dem Target-Rechner ausgeführt wird) und zur Steuerung des Target-Rechners. Der verwendete Rechner<sup>30</sup> bietet ausreichend Leistung zur simultanen Regelung von zwei AVC-Systemen. Abb. 6.19 zeigt schematisch den Signalfluss im xPC-Target<sup>®</sup>-System.

<sup>30</sup>Target-Rechner: Pentium-IV-Prozessor (Single Core), Taktfrequenz 2,6 GHz, 1 GB Arbeitsspeicher

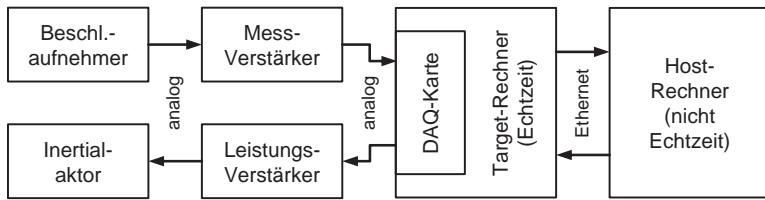


Abbildung 6.19: Signalfluss im xPC-Target®-System

#### 6.4.4 Störung des Regenerativeffekts

Ein weiterer Ansatz zur Unterdrückung von Ratterschwingungen kann in der Störung des Regenerativeffekts liegen. Hierzu wird die Maschinenstruktur in der Nähe der Wirkstelle mit einer zeitveränderlichen Kraft ausreichend hoher Amplitude fremderregt, so dass die Fremderregung gegenüber der Selbsterregung dominant bleiben soll (PRATT 1997, S. 152 ff.; WILL 2008, S.111 ff.). Die Vorteile einer solchen Strategie sind darin zu sehen, dass

- kein Rückführ-Sensor benötigt wird,
- kein Regelungsalgorithmus zu implementieren ist (ein einfacher Funktionsgeneratorbaustein genügt) und
- ein Instabilwerden aufgrund der fehlenden Rückkopplung ausgeschlossen ist.

Für die zeitveränderliche Kraft sind dabei unterschiedliche Signalformen denkbar:

- Festfrequenz-Sinus
- frequenzmodulierter bzw. gechirpter Sinus (kontinuierliche Frequenzvariation zwischen zwei Eckfrequenzen)
- (bandbegrenztes) Rauschen

#### 6.5 Fazit

In Kap. 6 wurde der Entwurf eines aktiven Dämpfungssystems zur Ratterunterdrückung beschrieben. Ausgehend von einer Anforderungsanalyse wurden zunächst elektrodynamische Inertialaktoren und piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer als Komponenten für das aufzubauende AVC-System ausgewählt und am Versuchsträger installiert. Nach einer umfassenden mess-technischen Analyse des dynamischen Verhaltens der Inertialaktoren wurden

unterschiedliche Regelungsstrategien zur Unterdrückung von Ratterschwingungen entwickelt und in einer Rapid-Control-Prototyping-Umgebung umgesetzt. Somit steht nun ein aktives Dämpfungssystem, dessen Leistungsfähigkeit in Kap. 7 zu untersuchen ist, zur Verfügung.



## 7 Aktive Ratterunterdrückung beim Fräsen

### 7.1 Allgemeines

Nachdem die Hardware-Komponenten des aktiven Dämpfungssystems am Versuchsträger installiert und die Regelungsalgorithmen implementiert worden waren, was in Kap. 6 beschrieben wurde, war das AVC-System in Betrieb zu nehmen und in umfangreichen Versuchsreihen zu erproben, um das zu Beginn der Arbeit formulierte Ziel des Aufbaus eines profunden Systemverständnisses zu erreichen. Hierfür wurde eine mehrstufige Vorgehensweise gewählt:

- Inbetriebnahme an der Versuchsmaschine mit stehender Hauptspindel (Abschnitt 7.2)
- Inbetriebnahme an der Versuchsmaschine mit leerlaufender Hauptspindel (Abschnitt 7.3)
- Erprobung durch Messung der dynamischen Nachgiebigkeit an der Spindelnase (Abschnitt 7.4)
- Erprobung im Zerspanungsversuch (Abschnitt 7.5)

### 7.2 Inbetriebnahme des AVC-Systems bei stehender Hauptspindel

Für die Erst-Inbetriebnahme des aktiven Dämpfungssystems wurde zunächst nur das Einzelaktorsystem in X-Richtung betrachtet und anschließend das in X- und Y-Richtung wirkende Doppelaktorsystem. Das Einzelaktorsystem in Y-Richtung wurde nicht untersucht, da die Voruntersuchungen ergeben hatten, dass im Rattern Schwingungen in X-Richtung dominant sind (vgl. Abb. 5.4).

#### Einzelaktorsystem in X-Richtung

Zur Inbetriebnahme des X-Aktorsystems wurde der Regelungsalgorithmus C (Loop-Shaping-Filter + Verstärker im Current Mode) auf eine mittlere Ratterfrequenz von 75 Hz abgestimmt (vgl. Abb. 5.5) und auf den Target-Rechner geladen; die Versuchsmaschine wurde in die Bearbeitungsposition (siehe Abb. 4.3) verfahren. Zum Betrieb des Inertialaktors kam der Leistungsverstärker BAA 1000 BEAK V2 (im Current Mode) zum Einsatz. Ausgehend

von einem durch die Zeitbereichssimulation der Dämpfungsregelung mit im Rattern gemessenen Betriebsschwingungsdaten ermittelten Startwert wurde der Verstärkungsfaktor  $g$  allmählich erhöht und währenddessen das Systemverhalten beobachtet. Dabei trat bei höheren Werten von  $g$  eine Instabilität des AVC-Systems in Form einer aufklingenden Schwingung mit einer Frequenz von 15,2 Hz auf (Abb. 7.1). Diese niederfrequente Schwingung war mit bloßer Hand als „Ruckeln“ der gesamten Maschine spürbar. In Inbetriebnahme-Versuchen mit den anderen Regelungsalgorithmen (A und B) konnte dieses Verhalten reproduziert werden.

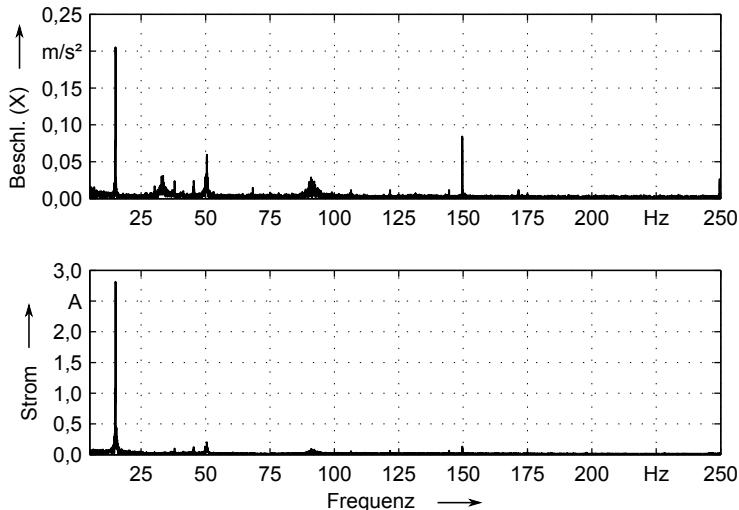


Abbildung 7.1: Spektren der Betriebsschwingung in X-Richtung und des Aktorstroms bei instabiler Dämpfungsregelung (Regelungsalgorithmus C)

Die im Rahmen der Voruntersuchungen durchgeführte experimentelle Modalanalyse hatte ergeben, dass die Versuchsmaschine eine Starrkörpermode (d. h. Aufstellschwingung) bei 16,1 Hz aufweist (vgl. Abb. 5.10). Es konnte daher die Schlussfolgerung gezogen werden, dass das absolut wirkende aktive Dämpfungssystem – entgegen den auf S. 78 f. spezifizierten Anforderungen – diese Schwingungsmoden anregt.

Um dies zu verhindern, wurde in allen Regelungsalgorithmen ein auf 15,2 Hz abgestimmtes Kerbfilter ergänzt. Diese Maßnahme ermöglichte eine Steigerung des Verstärkungsfaktors um ca. 80 % bis zum erneuten Auftreten von Instabilität.

### Doppelaktorsystem in X- und Y-Richtung

Nach der erfolgreichen Inbetriebnahme des Einzelaktorsystems in X-Richtung wurde das in X- und Y-Richtung wirkende Doppelaktorsystem in Betrieb gesetzt. Hierfür wurde zusätzlich der zweite Leistungsverstärker vom Typ LDS PA 1000L benötigt. Da dieses Gerät nur im Voltage Mode betrieben werden kann, wurde für beide Aktorsysteme der Regelungsalgorithmus A gewählt. Besonderes Augenmerk galt hierbei der Frage, ob die beiden AVC-Systeme sich evtl. gegenseitig destabilisieren.

Wiederum wurde der Verstärkungsfaktor sukzessive erhöht. Die X-Achse blieb dabei stabil, wohingegen sich in der Y-Richtung aufklingende Schwingungen mit einer Frequenz von 18,2 Hz einstellten. Diese Vibration war ebenfalls als Ruckeln der gesamten Maschine spürbar und wurde daher auch einer Aufstellschwingung zugeordnet. Durch die Implementierung eines auf 18,2 Hz abgestimmten Kerbfilters gelang es, diese Störschwingung zu unterdrücken. Eine gegenseitige Beeinflussung der beiden orthogonal zueinander stehenden AVC-Systeme war darüber hinaus nicht festzustellen.

## 7.3 Inbetriebnahme des AVC-Systems bei laufender Hauptspindel

Im nächsten Schritt wurde die Inbetriebnahme des AVC-Systems bei laufender Hauptspindel angegangen – zuerst bei stillstehenden Vorschubachsen und danach bei Verfahrbewegungen. Dabei war eine SK40-Werkzeugaufnahme mit einem Fräser vom Typ HAM 434 im Durchmesser 16 mm in die Spindel eingesetzt. Diese Untersuchungen wurden jeweils mit allen drei Regelungsalgorithmen (mit Kerbfilter auf den Eigenfrequenzen der Aufstellmoden) durchgeführt.

### Stehende Vorschubachsen

Bei stehenden Vorschubachsen wurden analog zu den Voruntersuchungen (Abschnitt 5.3.5) die Betriebsschwingungen an der Spindelnase sowie der Aktorstrom bei unterschiedlichen Drehzahlen gemessen. Zu Beginn wurde der Verstärkungsfaktor jeweils so eingestellt, dass bei einer Spindeldrehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  am Leistungsverstärker ein Aktor-Effektivstrom von ungefähr 0,8 A angezeigt wurde. Anschließend wurde die Spindeldrehzahl beginnend bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  in 500er-Schritten bis zu  $4000 \text{ min}^{-1}$  erhöht. In Abb. 7.2 ist beispielhaft für den Regelungsalgorithmus C die spektrale Zusammensetzung des Aktorstroms (X-Achse) bei den unterschiedlichen Drehzahlstufen als Wasserfalldiagramm dargestellt.

Es ist ersichtlich, dass der Aktorstrom mit steigender Drehzahl zunimmt. Des Weiteren ist ein drehzahlabhängiger Stromanstieg im niederfrequenten

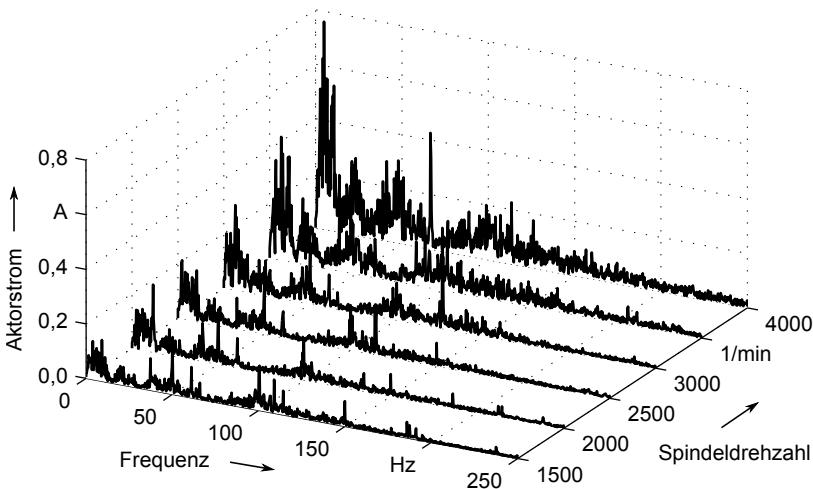


Abbildung 7.2: Spektren des Aktorstroms (X-Achse) bei leerlaufender Hauptspindel mit aktiviertem AVC-System (Regelungsalgorithmus C)

Bereich  $< 10$  Hz festzustellen, der durch die hohe Niederfrequenzverstärkung der Dämpfungsregelung bedingt ist. Zudem fällt die sprunghafte Zunahme des Drehfrequenz-Anteils bei  $4000 \text{ min}^{-1}$  ( $\hat{=} 66,666 \text{ Hz}$ ) auf; dies korreliert mit den Erkenntnissen aus Abschnitt 5.3.5. Da der Drehfrequenz-Anteil im Stromspektrum aber nicht so dominant ist wie im Betriebsschwingungsspektrum des Spindelleerlaufs ohne AVC (Abb. 5.12), waren keine weiteren Maßnahmen zu dessen Abschwächung nötig.

Der Regelungsalgorithmus A (kollokale Beschleunigungsrückführung + Inverse des Aktorsystems + Verstärker im Voltage Mode) zeigte ein ähnliches Verhalten wie der Regelungsalgorithmus C (auch beim Doppelaktorsystem)<sup>31</sup>, wohingegen der Regelungsalgorithmus B (kollokale Beschleunigungsrückführung + Verstärker im Current Mode) bereits beim Versuch, einen Aktor-Effektivstrom von  $0,8 \text{ A}$  bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  einzustellen, instabil wurde. Die Instabilität äußerte sich in einem massiven Anschlagen der Reaktionsmasse des Aktors an den Endanschlägen mit nachfolgender Überstromabschaltung; die Analyse des Aktorstroms ergab eine dominante Frequenz von  $31 \text{ Hz}$ . Da der Inertialaktor eine Resonanz bei dieser Frequenz aufweist, war davon auszugehen, dass die

<sup>31</sup>Das Ausgangssignal des Regelungsalgorithmus A wies im Vergleich zu den Algorithmen B und C mehr hochfrequente (Stör-)Anteile auf. Durch das Glätten des Ausgangssignals mit einem gleitenden Mittelwert über 8 Werte konnten die hochfrequenten Anteile bei geringem Phasenverlust deutlich reduziert werden.

Ursache für die Anregung der Aktorresonanz im Regelungsalgorithmus B liegt.

Nachdem im Regelungsalgorithmus B ein zusätzliches Kerbfilter bei 31 Hz implementiert worden war, trat die Instabilität nicht mehr auf. Bei den Algorithmen A und C war diese Maßnahme nicht erforderlich, da bei diesen die Aktorresonanz durch die inverse Übertragungsfunktion des Aktorsystems bereits kompensiert war.

### Bewegte Vorschubachsen

Ferner wurde die Reaktion der aktiven Dämpfungssysteme auf die Verfahrbewegungen der Vorschubachsen untersucht. Hierzu wurde der Verstärkungsfaktor wiederum so eingestellt, dass sich bei einer Spindeldrehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  ein Aktor-Effektivstrom von ca. 0,8 A einstellte. Bei Eilgangfahrten ( $v_f = 40 \text{ m/min}$ ) trat beim Anfahren eine Übersteuerung des Inertialaktors, welche sich als deutlich hörbares Anschlagen von dessen Reaktionsmasse äußerte, auf. Abb. 7.3 zeigt dieses Phänomen exemplarisch an einer Eilgangfahrt in X-Richtung mit dem Regelungsalgorithmus A auf. Der Strompeak führte dabei zur Überstromabschaltung.

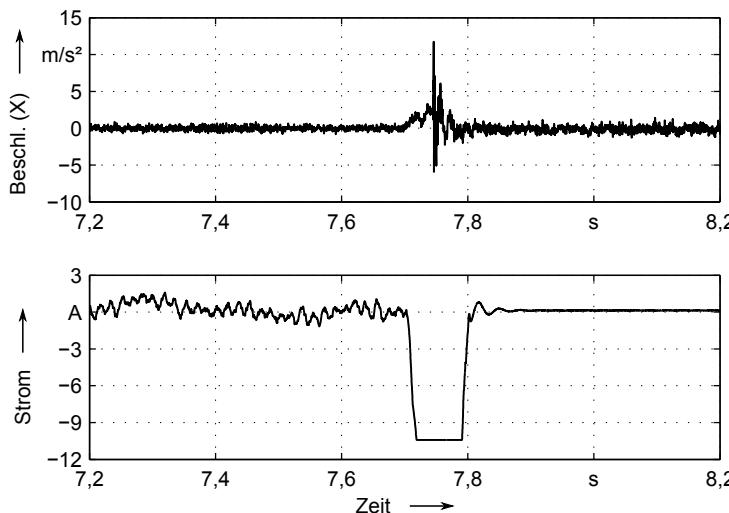


Abbildung 7.3: Schwingbeschleunigung an der Spindelnase und Aktorstrom bei einer Eilgangfahrt in X-Richtung (Regelungsalgorithmus A)

Die anderen Regelungsalgorithmen (B und C) wiesen ein vergleichbares Verhalten auf, jedoch waren die Strompeaks (und somit auch das Anschlagen

der Reaktionsmasse) etwas schwächer ausgeprägt. Bei geringeren Vorschubgeschwindigkeiten ( $v_f < 2000 \text{ mm/min}$ ) waren zwar auch Strompeaks beim Anfahren messbar; diese führten aber nicht zum Anschlagen der Reaktionsmasse.<sup>32</sup>

Dieses Überschwing-Phänomen kann vermieden werden, indem das aktive Dämpfungssystem bei jeder Eilgangfahrt deaktiviert wird – dieses Vorgehen wurde bei den nachfolgenden Zerspanungsversuchen manuell umgesetzt. Für den industriellen Einsatz könnte dies automatisiert durch die Übertragung eines (z. B. über M-Befehle im NC-Programm zu steuernden) Freigabesignals von der Werkzeugmaschinensteuerung an die Dämpfungsregelung bewerkstelligt werden. Eine Reduktion des Beschleunigungswerts der Vorschubachsen würde zwar ebenfalls Abhilfe schaffen, ist aufgrund des Verlusts an Verfahrdynamik in praxi aber inakzeptabel.

## Fazit

Die Inbetriebnahme-Experimente haben gezeigt, dass aktive Dämpfungssysteme sowohl Resonanzen der zu bedämpfenden Struktur wie auch der Dämpfungsaktorik selbst unerwünschterweise anregen können. Um derartigen Instabilitäten entgegenzuwirken, ist es erforderlich, die kritischen Frequenzen durch Kerbfilter in der Dämpfungsregelung zu unterdrücken. Die kritischen Resonanzfrequenzen können durch vorherige Frequenzgangmessungen an der Regelstrecke wie auch empirisch während der Inbetriebnahme ermittelt werden. Bei der empirischen Ermittlung können jedoch hohe Schwingungs- bzw. Kraftamplituden auftreten, welche im Extremfall zur Beschädigung der Maschine und/oder des Dämpfungsaktors führen können. Daher sind hier entsprechende Vorsichtsmaßnahmen zu treffen, wie z. B. der Einsatz von Überstrombegrenzern.

## 7.4 Messung der dynamischen Nachgiebigkeit

Nachdem die Regelungsalgorithmen durch die Unterdrückung störender Resonanzen mit Hilfe von Kerbfiltern hinsichtlich ihres Stabilitätsverhaltens verbessert werden konnten, wurde eine erste Validierung der Wirksamkeit des AVC-Systems anhand von Impulshammer-Messungen der dynamischen Nachgiebigkeit an der Spindelnase durchgeführt (vgl. Abschnitt 4.3). Die Nachgiebigkeitsfrequenzgänge wurden dabei in Matlab<sup>®</sup> jeweils durch eine komplexe Mittelwertbildung aus drei Einzelmessungen gebildet.

<sup>32</sup>Ohne die Kerbfilter auf 15,2 bzw. 18,2 Hz in der Dämpfungsregelung führte der kurzzeitige Kraftstoß beim Anfahren auch bei geringen Vorschubgeschwindigkeiten zur Anregung der Aufstellmoden.

Es wurde die folgende Messtechnik verwendet:

- Impulshammer vom Typ Kistler 9726A5000, Messbereich 5000 N, Empfindlichkeit  $1,15 \frac{\text{mV}}{\text{N}}$ , mittelharte Gummispitze (Typ 9910: rot)
- Triaxial-Beschleunigungsaufnehmer vom Typ Kistler 8762A10, Messbereich 10 g, Empfindlichkeit  $500 \frac{\text{mV}}{\text{g}}$
- USB-Datenerfassungsbox vom Typ National Instruments USB-4431

### **Einfluss der Dämpfungsaktoren auf das passive Maschinenverhalten**

Zuerst wurde überprüft, ob sich durch die Anbringung der Inertialaktoren an der Spindelnase eine Veränderung des dynamischen Verhaltens der Versuchsmaschine ergibt. Dazu wurden Nachgiebigkeitsmessungen mit montierten Aktoren bei deaktivierter Dämpfungsregelung (Verstärkungsfaktor  $g = 0$ ) und ohne Aktorik durchgeführt. Abb. 7.4 belegt, dass die Montage der Aktorik an der Spindelnase nur einen sehr geringen Einfluss auf das Nachgiebigkeitsverhalten hat (vgl. die schwarzen Frequenzgänge).

### **Reduktion der dynamischen Nachgiebigkeit**

Im nächsten Schritt wurde untersucht, ob durch den Einsatz des aktiven Dämpfungssystems eine Reduktion der Resonanznachgiebigkeit der kritischen Eigenschwingungsform (Pendelschwingung des Spindelstocks bei 68 Hz) bewirkt werden kann. Hierfür wurden Nachgiebigkeitsmessungen an der aktiv geregelten Maschinenstruktur mit den auf S. 91 zusammengestellten Regelungsalgorithmen vorgenommen.

Abb. 7.4 zeigt am Beispiel des Regelungsalgorithmus C auf, dass das AVC-System in der Lage ist, die kritische Resonanznachgiebigkeit der Versuchsmaschine in X-Richtung zu verringern; bei einem Verstärkungsfaktor von  $g = 20$  ist der Resonanzpeak nahezu „eingeebnet“. Eine weitere Erhöhung von  $g$  war jedoch nicht sinnvoll, da bei  $g = 40$  der Verstärker bereits übersteuert war und bei  $g = 80$  eine sofortige Überstromabschaltung beim Hammerschlag folgte. Zudem ist erkennbar, dass das absolut wirkende Dämpfungssystem keinen Einfluss auf die niederfrequente Aufstellschwingung der Versuchsmaschine hat.

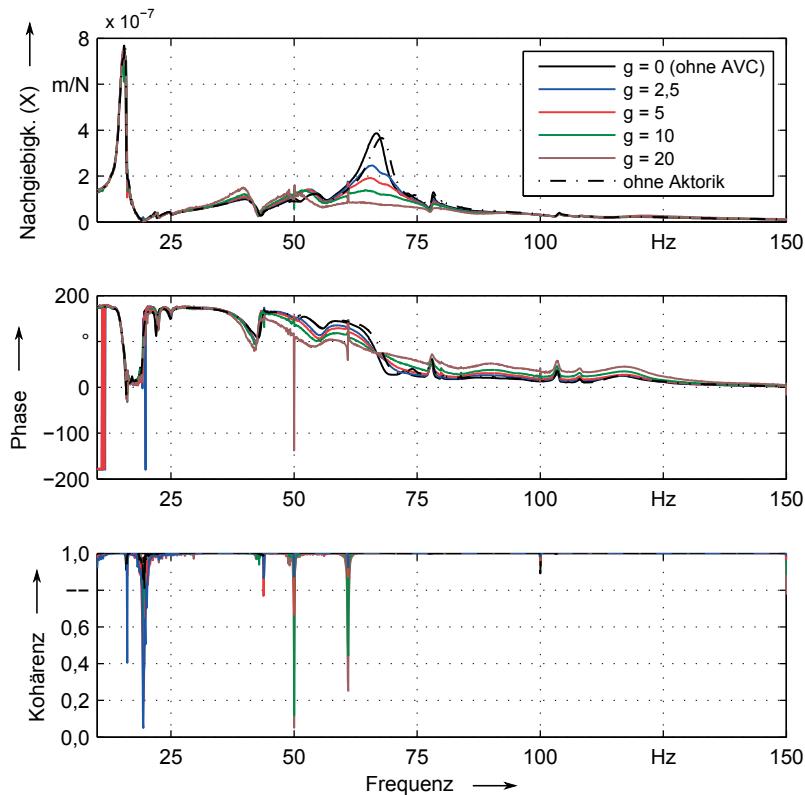


Abbildung 7.4: Nachgiebigkeitsmessungen an der Spindelnase in X-Richtung mit unterschiedlichen Verstärkungsfaktoren  $g$  (Regelungsalgorithmus C)

Die Messungen sind als valide zu betrachten, da die Kohärenz – abgesehen von wenigen Abfällen – bei 1 liegt. Der Kohärenz-Abfall bei 19 Hz ist dabei auf die Antiresonanz bei 19 Hz zurückzuführen, der Kohärenz-Abfall bei 50 Hz auf Netzstörungen, welche dem Beschleunigungssignal überlagert sind

Der Kohärenz-Abfall bei 61 Hz röhrt von einer 61-Hz-Schwingung geringer Amplitude her, welche bei aktiviertem Dämpfungssystem kontinuierlich im Ausgangssignal des Beschleunigungsaufnehmers (und auch im Aktorstrom) enthalten ist. Diese Schwingung ist somit als Eigenfrequenz des aktiv ge-regelten Systems zu interpretieren und steht nicht im Zusammenhang mit

der Hammeranregung.<sup>33</sup> Daher fällt die Kohärenz bei 61 Hz ab. Das Setzen eines Kerbfilters auf 61 Hz führte lediglich zu einer Frequenzverschiebung auf 62 Hz und war somit wirkungslos. Darüber hinaus war festzustellen, dass zwischen dem Verstärkungsfaktor und der Resonanznachgiebigkeit kein linearer Zusammenhang besteht (Abb. 7.5).

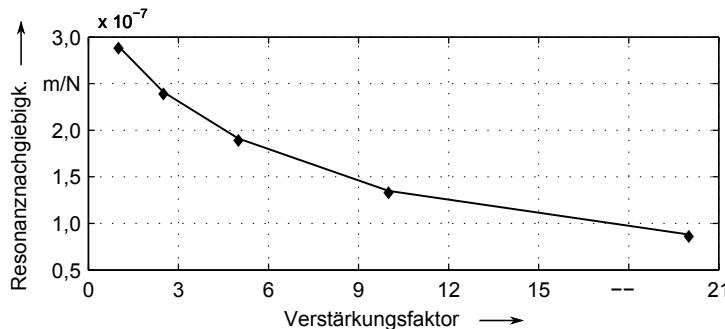


Abbildung 7.5: Nachgiebigkeitsmessungen an der Spindelnase in X-Richtung mit unterschiedlichen Verstärkungsfaktoren  $g$  (Regelungsalgorithmus C): Zusammenhang von Verstärkungsfaktor und Resonanznachgiebigkeit bei 68 Hz

Aufgrund der dem Ausgangs- bzw. Antwortsignal überlagerten Störungen wurden die in Abb. 7.4 dargestellten Frequenzgänge über die  $H_1$ -Methode berechnet (siehe S. 39 f.). Abb. 7.6 illustriert, dass bei Verwendung der  $H_2$ -Methode aufgrund des gestörten Ausgangssignals die Nachgiebigkeit im Bereich der Störfrequenzen deutlich überschätzt wird – wohingegen außerhalb der Störfrequenzen kein Unterschied erkennbar ist.

Mit den Regelungsalgorithmen A und B konnten ähnliche Verbesserungen des Nachgiebigkeitsverhaltens wie mit dem Regelungsalgorithmus C erzielt werden. Der simultane Betrieb des X- und des Y-Aktorsystems brachte nur eine unwesentliche Verbesserung des dynamischen Verhaltens in X-Richtung gegenüber dem alleinigen Betrieb der X-Dämpfungsaktorik.

## Fazit

Durch die Impulshammer-Messungen konnte nachgewiesen werden, dass das aktive Dämpfungssystem die Resonanznachgiebigkeit der Versuchsmaschine

<sup>33</sup>Im Kraftsignal des Impulshammers waren keine dominanten spektralen Anteile bei 50 bzw. 61 Hz enthalten.

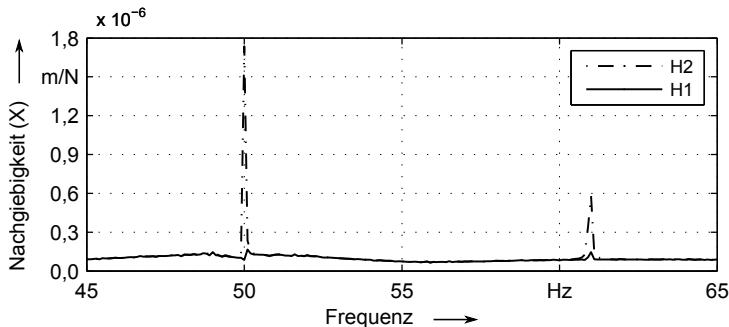


Abbildung 7.6: Einfluss des Schätzverfahrens ( $H_1$  oder  $H_2$ , siehe S. 39 f.) auf den berechneten Frequenzgang bei gestörtem Ausgangssignal

um ca. 80 % reduziert, ohne eine Verschlechterung des dynamischen Verhaltens in anderen Frequenzbereichen zu bewirken. Im nächsten Schritt war daher ausführlich zu untersuchen, ob und inwieweit das AVC-System auch eine Verbesserung der Stabilität des Fräsvorganges ermöglicht.

## 7.5 Untersuchungen im Zerspanungsprozess

### 7.5.1 Allgemeines

Die Zerspanung des Vergütungsstahls C45 mit Vorschub in Y-Richtung weist das geringste Stabilitätsniveau der im Rahmen der Voruntersuchungen analysierten Zerspanungsprozesse auf (siehe Abschnitt 5.2). Daher wurde das aktive Dämpfungssystem auch an diesem Bearbeitungsfall validiert. Da der Vorrat an C45 im Rahmen der Voruntersuchungen (ohne AVC) vollständig aufgebraucht worden war, wurde für die Zerspanungsversuche mit aktiver Schwingungsdämpfung neuer C45 (gewalzt, keine weitere Wärmebehandlung) beschafft.

Die einzelnen Versuchswerkstücke wurden jeweils von einem längeren Halbzeug abgesägt und entstammen daher derselben Werkstoffcharge, so dass von identischen Zerspanungseigenschaften ausgegangen werden kann. Da aber nicht ausgeschlossen werden konnte, dass die alte und die neue Charge an C45 unterschiedliche Zerspanungseigenschaften aufweisen, wird kein direkter Vergleich der in diesem Abschnitt beschriebenen Versuche mit den Voruntersu-

chungen (Abschnitt 5.2) vorgenommen.<sup>34</sup> Die als Vergleichsbasis erforderlichen Referenzfräsversuche ohne aktive Dämpfung wurden daher mit der neuen Werkstoffcharge wiederholt.

Zudem wurden alle nachfolgend beschriebenen Versuche mit demselben Fräser vom Typ HAM 434 durchgeführt, so dass ein evtl. Einfluss von Fertigungstoleranzen der Fräswerkzeuge ausgeschlossen werden kann. Um den Einfluss des Werkzeugverschleißes zu minimieren, wurden mit diesem Werkzeug vor Beginn der eigentlichen Untersuchungen einige Bahnen gefräst, damit sich ein möglichst stationärer Verschleißzustand einstellen konnte.

Sofern in den nachfolgenden Abschnitten nicht anders angegeben, gilt:

- Es ist ein Dämpfungsaktor an der Spindelnase in X-Richtung montiert.
- Der Zahnvorschub  $f_z$  beträgt 0,055 mm.

### 7.5.2 Einfluss des Verstärkungsfaktors auf die Prozessstabilität

Im Rahmen der Impulshammermessungen hatte sich ein Verstärkungsfaktor von  $g = 20$  als optimal erwiesen (Regelungsalgorithmus C, abgestimmt auf 75 Hz). Daher wurde exemplarisch für eine Spindeldrehzahl von  $2500 \text{ min}^{-1}$  untersucht, ob dieser Verstärkungsfaktor auch im Fräsvorprozess optimale Ergebnisse liefert. Die Prozessparameter sind in Tab. 7.1 zusammengestellt.

Fräser	HAM 434	Werkstückstoff	C45
$\varnothing_{\text{Fräser}}$	16 mm	$z_{\text{Fräser}}$	3
$n$	$2500 \text{ min}^{-1}$	$f_z$	0,055 mm
$a_e$	16 mm	Vorschubrichtung	Y
Stufenhöhe	0,333 mm	Stufenanzahl	7

Tabelle 7.1: Prozessparameter bei der Untersuchung des Einflusses des Verstärkungsfaktors  $g$

Ohne AVC-Einsatz wurde zunächst eine Grenzschnitttiefe  $a_{p,\text{grenz}}$  von 2,0 mm ermittelt. Danach wurden die Fräsversuche bei aktiver Dämpfung mit unterschiedlichen Werten von  $g$  wiederholt, wobei sich die erhoffte Steigerung von  $a_{p,\text{grenz}}$  einstellte (siehe Abb. 7.7). Bei Erreichen der Stabilitätsgrenze fand eine Überstromabschaltung des Leistungsverstärkers statt, woraufhin starke

<sup>34</sup> Gespräche mit einem namhaften Hersteller von Zerspanungswerkzeugen bestätigten, dass unterschiedliche Chargen eines nominell identischen Werkstoffs oftmals signifikant unterschiedliche Zerspanungseigenschaften aufweisen.

Ratterschwingungen mit einer Frequenz von 77 Hz einsetzen. Um Beschädigungen von Werkzeug und Maschine zu vermeiden, wurde der Versuch in diesem Fall sofort abgebrochen.

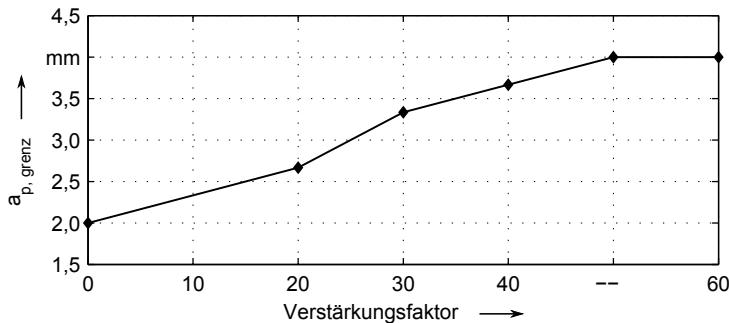


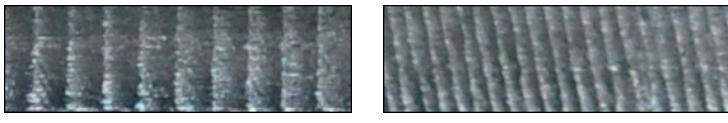
Abbildung 7.7: Einfluss des Verstärkungsfaktors  $g$  des AVC-Systems auf die Grenzschnitttiefe  $a_{p, \text{grenz}}$  (Regelungsalgorithmus  $C$ ,  $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ )

Im industriellen Einsatz ist daher auf jeden Fall ein geeignetes Überwachungssystem vorzusehen, das bei einem Ausfall des AVC-Systems den Zerspanungsprozess sofort unterbricht (z. B. durch Stoppen der Vorschubantriebe und Werkzeugrückzug) und so Schäden aufgrund der hohen Ratterschwingungsamplituden verhindert. Algorithmen zur schnellen Rattererkennung können beispielsweise FAASSEN (2007, S. 77 ff.) entnommen werden.

Der Überstromabschaltung ging jeweils ein hochfrequentes Pfeifen im Bereich von 1,5 kHz voran, welches sich in Form kurzwelliger, schräg verlaufender Rattermarken auf dem Werkstück abbildete. Dieses Hochfrequenz-Rattern ist vermutlich auf die Anregung dynamischer Schwachstellen im Bereich des Werkzeugs und/oder der Hauptspindel zurückzuführen, da das Auftreten des niederfrequenten strukturseitigen Ratters durch das AVC-System unterdrückt wird.<sup>35</sup> Zur Veranschaulichung sind in Abb. 7.8 die langwelligen Rattermarken bei niederfrequentem Rattern den kurzwelligen Rattermarken bei hochfrequentem Rattern gegenübergestellt.

Die in Abb. 7.7 – und auch im weiteren Verlauf dieser Arbeit – durch die rautenförmigen Marker (◆) dargestellten Stabilitätsgrenzen repräsentieren dabei diejenigen Schnitttiefen, bei denen erstmals deutliches hochfrequentes *oder* niederfrequentes Rattern aufgetreten war.

<sup>35</sup>Eine Anregung der Aktorresonanz bei 1,5 kHz (vgl. Abb. 6.4) ist unwahrscheinlich, da das Amplitudenspektrum des Aktorstroms in diesem Frequenzbereich nur wenige mA betrug.



(a) Niederfrequentes Rattern

(b) Hochfrequentes Rattern

Abbildung 7.8: Gegenüberstellung der Werkstückoberflächen bei niederfrequentem und bei hochfrequentem Rattern (Abmessung der Bildausschnitte:  $8,4 \times 2,5 \text{ mm}^2$ )

Die Zerspanungsversuche haben zudem gezeigt, dass die im Werkzeugmaschinenbereich häufig eingesetzten Nachgiebigkeitsmessungen mittels Impulshammer zur Beurteilung aktiv gedämpfter Strukturen nur begrenzt geeignet sind. Ursächlich hierfür sind die Tatsachen, dass

- die Anregung durch den kurzen, impulsförmigen Hammerschlag nicht vergleichbar ist mit der periodischen Anregung durch den Zerspanungsprozess und dass
- aktiv gedämpfte mechanische Strukturen ein nichtlineares Verhalten aufweisen, da der Dämpfungsaktor und der zugehörige Leistungsverstärker nur eine begrenzte Leistung haben<sup>36</sup>.

So war bei den Nachgiebigkeitsmessungen gemäß Abschnitt 7.4 der Leistungsverstärker bei  $g = 40$  aufgrund des kräftigen Hammerschlags bereits übersteuert, wohingegen sich im Prozess ein deutlich höherer Verstärkungsfaktor von 50 bis 60 als optimal erwiesen hat. Daraus folgt, dass die Reglerparameter eines AVC-Systems nur unter den realen Betriebsbedingungen optimal eingestellt werden können. Insbesondere ist zur Erzielung des maximalen Zeitspanvolumens für jede Bearbeitungssituation eine separate Reglereinstellung erforderlich.

### 7.5.3 Robustheit der Dämpfungsregelung

Neben dem Verstärkungsfaktor ist die Ratterfrequenz der wesentliche Parameter, welcher in der Dämpfungsregelung einzustellen ist. Wie die Voruntersuchungen gezeigt haben und wie auch aus der Literatur bekannt ist, hängt die Ratterfrequenz von der Spindeldrehzahl ab (vgl. Abb. 5.5). Zudem ist zu beachten, dass sich beim Verfahren der Vorschubachsen im Allgemeinen die Massenverteilung der Maschinenstruktur ändert (vgl. SCHWARZ (2010, S. 41)), was eine Verschiebung der Resonanzfrequenzen – und somit auch der

<sup>36</sup>In diesem Zusammenhang ist zu berücksichtigen, dass auch die passive Maschinenstruktur bereits Nichtlinearitäten, welche die Prozessstabilität beeinflussen, aufweist.

Ratterfrequenz – zur Folge hat. Daher wurde in Abschnitt 6.4 die Robustheit der Dämpfungsregelung gegen (leichte) Variationen der Ratterfrequenz als Pflichtanforderung an das AVC-System definiert.<sup>37</sup>

Nachdem durch Frequenzgang-Betrachtungen (vgl. Abb. 6.14) bereits theoretisch nachgewiesen werden konnte, dass sich die Regelungsalgorithmen robust gegen Abweichungen der tatsächlichen von der programmierten Ratterfrequenz verhalten, war dies experimentell zu bestätigen. Hierzu wurden bei einer Spindeldrehzahl von  $2500 \text{ min}^{-1}$  entsprechende Fräsversuche vorgenommen, wobei die Regelungsalgorithmen jeweils auf eine Ratterfrequenz von 60, 75 und 90 Hz abgestimmt waren – die Ratterfrequenz ohne AVC-Einsatz betrug dabei 73,6 Hz. Die vollständigen Prozessparameter sind in Tab. 7.1 dargestellt.

Die Zerspanungsversuche wiesen nach, dass alle drei Regelungsalgorithmen robust gegen die beschriebenen Frequenzvariationen sind – d. h., es wurden trotz unterschiedlicher Parametrierung jeweils dieselben Grenzschnitttiefen erzielt. Abb. 7.9 illustriert diesen Sachverhalt beispielhaft für den Regelungsalgorithmus A. Dargestellt ist eine Fotografie der Nutflanken von drei nebeneinanderliegenden Fräsbahnen auf einem gestuften Werkstück. Die drei Bahnen wurden bei gleicher Spindeldrehzahl und gleichem Schnitttiefenverlauf mit jeweils unterschiedlich parametrierter Dämpfungsregelung gefräst (programmierte Ratterfrequenzen siehe Bildbeschriftung), wobei keine Unterschiede in der Prozessstabilität erkennbar waren.



Abbildung 7.9: Fotografie der Nutflanken an einem gestuften Werkstück bei unterschiedlich parametrierter Dämpfungsregelung  
( $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ , Regelungsalgorithmus A, programmierte Ratterfrequenzen siehe Bildbeschriftung)

Für alle weiteren Untersuchungen wurde daher auf eine spindeldrehzahlabhängige Anpassung der Ratterfrequenz in der Dämpfungsregelung verzichtet. Stattdessen wurde jeweils eine konstante Ratterfrequenz von 75 Hz implementiert.

<sup>37</sup> Alternativ kann die Anpassung der Dämpfungsregelung an veränderliche Ratterfrequenzen auch durch den Einsatz adaptiver Regelstrategien realisiert werden (vgl. WAIBEL (2013, S. 104 ff.)).

### 7.5.4 Ermittlung von experimentellen Stabilitätskarten

Im nächsten Schritt wurde – analog zu den Voruntersuchungen (Abschnitt 5.2) – in einem breiteren Drehzahlbereich der Einfluss des aktiven Dämpfungssystems auf die Prozessstabilität untersucht. Um eine valide Vergleichsbasis zu generieren, wurden zuerst die Grenzschnitttiefen ohne AVC-Einsatz ermittelt; anschließend wurden die Stabilitätsgrenzen mit AVC-Einsatz bestimmt. Die Prozessparameter sind in Tab. 7.2 zusammengestellt.

Fräser	HAM 434	Werkstückstoff	C45
$\varnothing_{\text{Fräser}}$	16 mm	$z_{\text{Fräser}}$	3
$n$	$1500 : 500 : 4000 \text{ min}^{-1}$	$f_z$	0,055 mm
$a_e$	16 mm	Vorschubrichtung	Y
Stufenhöhe	0,333 mm	Stufenzahl	7

Tabelle 7.2: Prozessparameter bei der Erstellung der Stabilitätskarten

Konkret wurden Zerspanungsversuche mit den in Tab. 7.3 aufgeführten Konfigurationen des aktiven Dämpfungssystems vorgenommen:

Nummer	Regelungsalgorithmus
1–7	Vorversuche (siehe Abschnitt 5.2)
8	Referenzfräspannprozess ohne AVC
9	Regelungsalgorithmus A (X-Aktor)
10	Regelungsalgorithmus B (X-Aktor)
11	Regelungsalgorithmus C (X-Aktor)
12	Regelungsalgorithmus A (X- und Y-Aktor)

Tabelle 7.3: Versuchsplan zur Validierung des AVC-Systems im Zerspanungsprozess

Dabei wurde der Verstärkungsfaktor über das Gain-Potenziometer am Leistungsverstärker für jede Drehzahl so eingestellt, dass im Spindelleerlauf ein Aktor-Effektivstrom von ca. 0,8 A am Verstärker angezeigt wurde, da sich diese Einstellung in zahlreichen Vorversuchen als günstig erwiesen hatte. Eine Einzeloptimierung des Verstärkungsfaktors für jeden Versuch (wie in Abschnitt 7.5.2) wurde nicht durchgeführt, um den Versuchsaufwand in Grenzen zu halten. Die Resultate der Fräspannversuche sind in Form von Stabilitätskarten graphisch dargestellt (Abb. 7.10); die einzelnen Versuchsreihen werden nachfolgend näher erläutert.

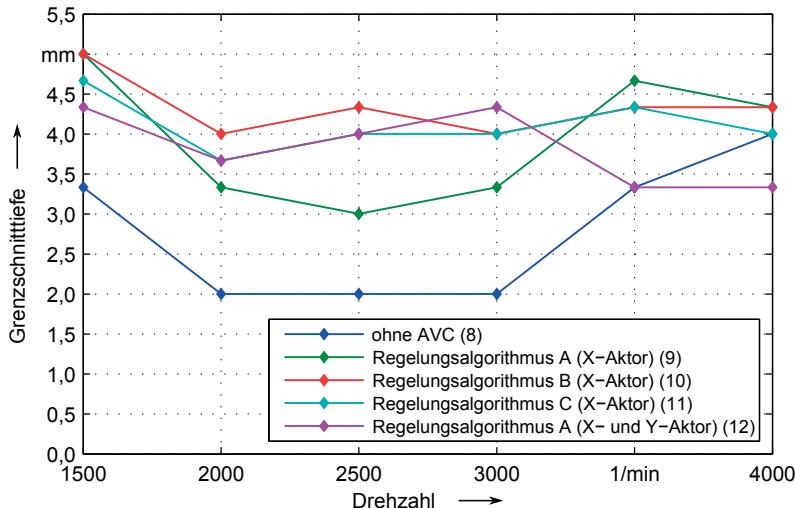


Abbildung 7.10: Experimentell ermittelte Stabilitätskarten – Einfluss des aktiven Dämpfungssystems

## 8. Referenzfräsprozess ohne AVC

Der Referenzfräsprozess ohne aktive Schwingungsdämpfung (8) ist geprägt durch ein deutliches Stabilitätsminimum im Bereich von  $2000$  bis  $3000\text{ min}^{-1}$ ; in diesem Drehzahlbereich wird typischerweise Stahl mit den häufig eingesetzten Vollhartmetall-Schaftfräsern mittleren Durchmessers ( $10$ – $15\text{ mm}$ ) zerspant. Zu höheren Drehzahlen hin ( $> 3000\text{ min}^{-1}$ ) stieg die Grenzschnitttiefe jedoch deutlich an. Nach Überschreiten der Stabilitätsgrenze traten bei jeder Drehzahl niederfrequente Ratterschwingungen im Bereich von  $75\text{ Hz}$  auf.

## 9. Regelungsalgorithmus A (X-Aktor)

Durch den Einsatz des AVC-Systems mit Regelungsalgorithmus A (Leistungsverstärker im Voltage Mode) wurde gegenüber dem Referenzfräsprozess eine Anhebung der Stabilitätsgrenze um ca.  $1,5\text{ mm}$  erreicht (9) – dies bei qualitativ ähnlichem Verlauf. Lediglich bei einer Spindeldrehzahl von  $4000\text{ min}^{-1}$  war nur noch ein sehr geringer Zugewinn an Prozessstabilität zu erzielen. Des Weiteren ist zu erwähnen, dass bis zu einer Drehzahl von  $3000\text{ min}^{-1}$  niederfrequente Ratterschwingungen (NF-Rattern) auftraten, wohingegen sich die Instabilität bei den höheren Drehzahlen als hochfrequentes Pfeifen (HF-Rattern) äußerte.

## 10./11. Regelungsalgorithmen B und C (X-Aktor)

Mit den Regelungsalgorithmen B (10) und C (11), bei denen der Leistungsverstärker im Current Mode betrieben wird, konnte über den gesamten untersuchten Drehzahlbereich eine nahezu konstante Grenzschnitttiefe realisiert werden, d. h. insbesondere das lokale Stabilitätsminimum im Bereich von 2000 bis  $3000 \text{ min}^{-1}$  konnte vollständig kompensiert werden. Bei  $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ , wo der Fräsvorgang bereits ohne AVC-Einsatz ein günstiges Stabilitätsverhalten aufwies, war auch hier nur mehr eine geringe Steigerung der Grenzschnitttiefe möglich. Die Ratterschwingungen traten dabei immer als hochfrequentes Pfeifen auf, niederfrequentes Rattern konnte nicht beobachtet werden. Wie auf S. 106 bereits beschrieben, sind die hochfrequenten Ratterschwingungen vermutlich auf eine Anregung von dynamischen Schwachstellen im Bereich des Werkzeugs bzw. der Hauptspindel zurückzuführen, da der Spindelstock – welcher für das Niederfrequenz-Rattern verantwortlich ist – durch das AVC-System in Ruhe gehalten wird.

Ergänzende Stichversuche mit einem Einzelaktor in der Y-Richtung ergaben erwartungsgemäß eine geringere (aber dennoch signifikante) Prozessstabilisierung als mit einem Einzelaktor in der X-Richtung (= Hauptschwingungsrichtung). Der Einsatz von aktiven Dämpfungssystemen kann folglich dennoch lohnend sein, auch wenn es (z. B. aus konstruktiven Gründen) nicht möglich sein sollte, die Dämpfungsaktorik in der Hauptschwingungsrichtung zu installieren.

## 12. Regelungsalgoritmus A (X-und Y-Aktor)

In einer weiteren Versuchsreihe wurde ein zusätzlicher Inertialaktor an der Spindelnase in Y-Richtung montiert. Da der für die Ansteuerung des zweiten Aktors benötigte LDS-Leistungsverstärker nur im Voltage Mode betrieben werden kann, wurde für das X-Y-Doppelaktorsystem der Regelungsalgoritmus A gewählt (12); beide Dämpfungssysteme arbeiteten dabei unabhängig voneinander. Im Drehzahlbereich bis  $3000 \text{ min}^{-1}$  war eine ähnliche Performance wie mit dem Einzelaktorsystem im Current Mode festzustellen, wohingegen bei  $4000 \text{ min}^{-1}$  die Grenzschnitttiefe sogar geringer als ohne AVC-Einsatz war. Dieses Verhalten lässt darauf schließen, dass sich die beiden AVC-Systeme – entgegen den Beobachtungen in Abschnitt 7.3 – zu höheren Drehzahlen hin durch die Kopplung über den Zerspanungsprozess evtl. doch gegenseitig negativ beeinflussen.

## Fazit

Mit dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten aktiven Dämpfungssystem konnte die Grenzschnitttiefe eines (für das Auftreten von Ratterschwingungen besonders anfälligen) Nut-Fräsvorganges deutlich – z. T. um über 100 % –

gesteigert werden. Zur Veranschaulichung der prozessstabilisierenden Wirkung des aktiven Dämpfungssystems sind in Abb. 7.11 die Fotografien von Nutgrund und Nutflanke beim Überfräsen eines Stufenwerkstücks ohne und mit AVC-Einsatz bei einer Spindeldrehzahl von  $2500 \text{ min}^{-1}$  einander gegenübergestellt. Es ist offensichtlich, dass das aktive Dämpfungssystem das Anklingen der Ratterschwingungen bei ca. 75 Hz verhindert.

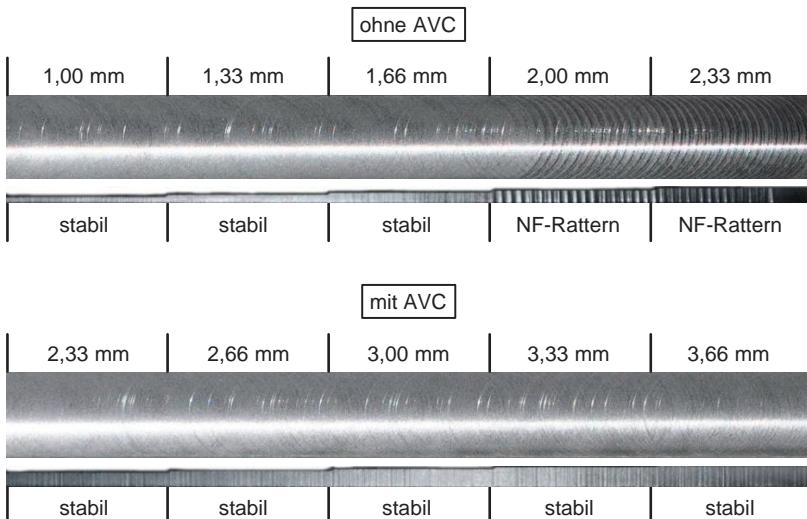


Abbildung 7.11: Gegenüberstellung von Nutgrund und Nutflanke bei unterschiedlichen Schnitttiefen (angegeben über den Fotografien) mit und ohne aktives Dämpfungssystem  
( $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ , Regelungsalgorithmus B)

Die zu den Fotografien in Abb. 7.11 zugehörigen Betriebsschwingungsspektren sind in Abb. 7.12 zusammengestellt. Auch hier ist erkennbar, dass beim Fräsen mit aktiviertem Dämpfungssystem – auch bei höheren Schnitttiefen – keine Ratterschwingungen mehr auftreten.

Die Regelungsalgorithmen B und C, bei denen der Leistungsverstärker im Current Mode betrieben wird, zeigten dabei eine bessere Performance als der Regelalgorithmus A, bei dem der Leistungsverstärker im Voltage Mode arbeitet. Da die Regelungsalgorithmen B und C bzgl. der Prozessstabilisierung vergleichbar sind, Regelungsalgorithmus B jedoch (aus Sicht des Verfassers) das systematischere Entwurfsvorgehen aufweist, kam für die weiteren experimentellen Untersuchungen der Regelungsalgorithmus B zum Einsatz.

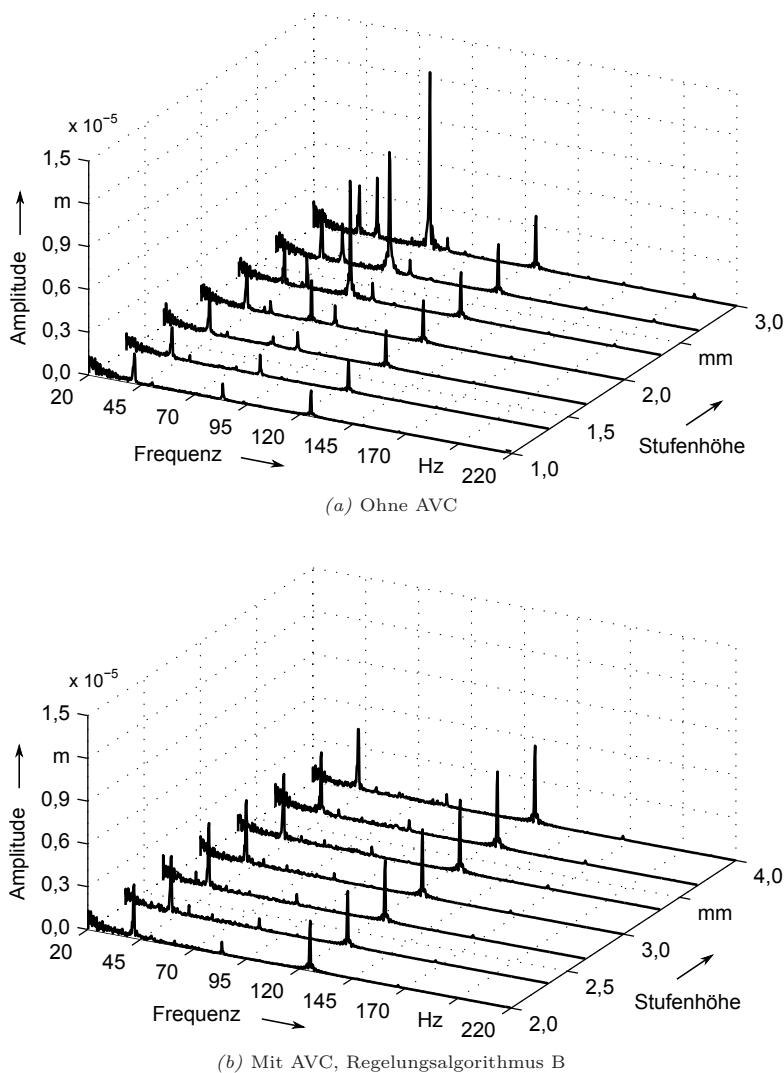


Abbildung 7.12: Betriebsschwingungsspektren der Verlagerung an der Spindelnase ( $X$ -Richtung) bei  $n = 2500 \text{ min}^{-1}$  in Wasserfalldarstellung (verwendete Sensorik an der Spindelnase siehe Abb. 4.3)

Abb. 7.13 illustriert zudem das Instabilwerden des aktiv stabilisierten Schnitts durch das Anklingen hochfrequenter Ratterschwingungen, die als pfeifendes Geräusch akustisch wahrnehmbar sind.



Abbildung 7.13: Nutflanke eines aktiv stabilisierten Fräsprozesses  
 $(n = 2500 \text{ min}^{-1}$ , Regelungsalgorithmus B): Übergang vom stabilen Schnitt ( $a_p = 4 \text{ mm}$ ) zum Hochfrequenz-Rattern ( $a_p = 4,33 \text{ mm}$ )  
 $(\text{Abmessung des Bildausschnitts: } 29,5 \times 3,5 \text{ mm}^2)$

Ferner war zu klären, welche Frequenzanteile im Aktorstrom dominant sind und welchen Effekt der auf die Schneideneintrittsfrequenz abgestimmte Kerbfilter hierauf hat. Hierzu wurden aktiv stabilisierte Schnitte (Regelungsalgorithmus B mit/ohne Kerbfilter) bei einer Drehzahl von  $2500 \text{ min}^{-1}$  und einer konstanten Schnitttiefe von  $3,5 \text{ mm}$  untersucht (siehe Abb. 7.14).

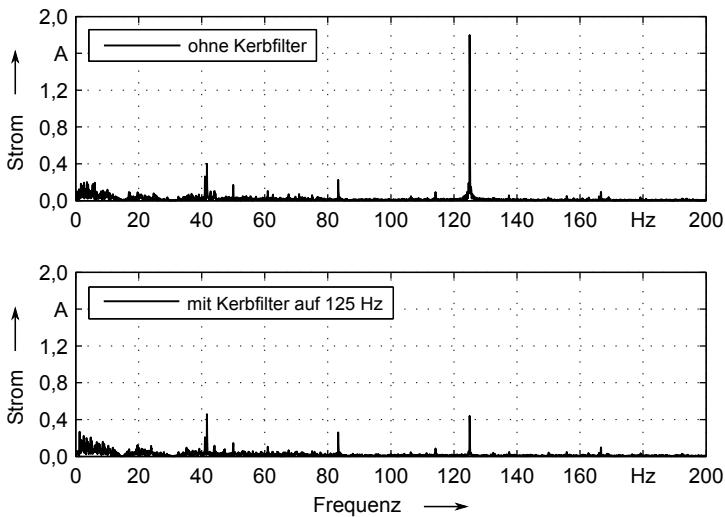


Abbildung 7.14: Spektrale Zusammensetzung des Aktorstroms im aktiv stabilisierten Schnitt mit und ohne Kerbfilter  
 $(n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ,  $f_{SE} = 125 \text{ Hz}$ ,  $a_p = 3,5 \text{ mm}$ , Regelungsalgorithmus B)

Abb. 7.14 belegt, dass

- im aktiv stabilisierten Schnitt die Spindeldrehfrequenz und deren Harmonische im Aktorstrom und somit auch in der vom Aktor generierten Dämpfungskraft dominant sind, wohingegen keine spektrale Komponente in der Ratterfrequenz auftritt und dass
- ohne das Kerbfilter der spektrale Anteil der Schneideneintrittsfrequenz (SEF) um ein Mehrfaches höher ist, da das Kerbfilter zwar eine deutliche Abschwächung, jedoch keine vollständige Elimination der SEF bewirkt.

Dies bedeutet, dass ohne das Kerbfilter bereits bei deutlich niedrigeren Schnitttiefen eine Überstromabschaltung aufgrund der Dominanz der Schneideneintrittsfrequenz erfolgt. Somit würde ein Teil der Leistungsfähigkeit des AVC-Systems „verschenkt“ werden.

Bei den im Rahmen der Erstellung dieser Dissertation durchgeführten Zerspanungsversuchen wurde das Kerbfilter manuell auf die entsprechende Schneideneintrittsfrequenz abgestimmt. Für den industriellen Einsatz wäre auch eine automatisierte Parametrierung des Kerbfilters mit Hilfe der in der CNC-Steuerung hinterlegten Spindeldrehzahlen und Werkzeugzähnezahlen denkbar.

Ergänzend wurde noch untersucht, inwieweit es möglich ist, bereits instabil gewordene Fräsprozesse wieder zu stabilisieren. In diesem Zusammenhang wurde mit  $n = 2500 \text{ min}^{-1}$  und  $a_p = 3,5 \text{ mm}$  ein Nut-Fräsprozess ohne aktive Dämpfung begonnen, so dass sich sofort Rattern einstellte. Durch die Zuschaltung des AVC-Systems nach 6,28 s ab Messbeginn konnte das Rattern innerhalb von ca. 50 ms beendet werden; Abb. 7.15 zeigt den zeitlichen Verlauf des Aktorstroms. Dabei fällt auf, dass der Aktorstrom direkt nach der Aktivierung des AVC-Systems stark anstieg, was evtl. zu einer Überstromabschaltung oder einer Beschädigung des Aktors führen kann. Daher sollte in praxi vermieden werden, dass der Zerspanungsprozess überhaupt instabil wird (auch im Hinblick auf die am Werkstück entstehenden Rattermarken).

Bei zusätzlichen Stichversuchen mit einem Hydrodehnspannfutter, welches um ca. 60 mm länger ist als das sonst eingesetzte ER-Spannzangenfutter, traten bereits bei einer Schnitttiefe von 1 mm hochfrequente Ratterschwingungen im Bereich von 800 Hz auf, die sich in Form eines lauten Pfeifgeräusches und kurzwelliger Rattermarken äußerten. Dieser Sachverhalt verdeutlicht, dass neben der Maschinenstruktur und dem Werkzeug auch die Werkzeugaufnahme einen signifikanten Einfluss auf die Prozessstabilität hat – und daher zur Erzielung eines möglichst hohen Zeitspanvolumens ebenfalls anzupassen ist.

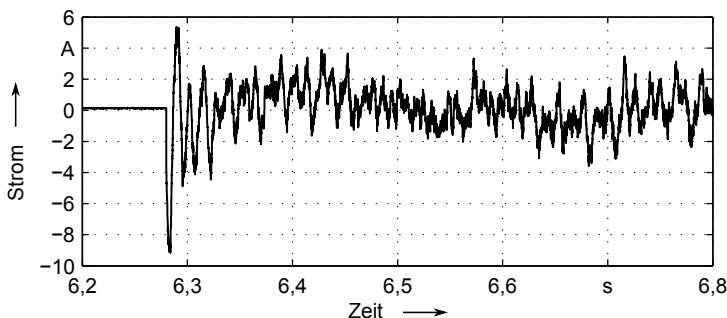


Abbildung 7.15: Zeitlicher Verlauf des Aktorstroms bei der Stabilisierung eines ratternden Fräsprozesses  
( $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ,  $a_p = 3,5 \text{ mm}$ , Regelungsalgorithmus B)

### 7.5.5 Einfluss des Zahnvorschubs auf die Prozessstabilität

HUANG & WANG (2007) konnten nachweisen, dass mit steigendem Zahnvorschub  $f_z$  die Prozessdämpfung zunimmt. Daher stellte sich die Frage, ob das Hochfrequenz-Rattern durch eine Erhöhung von  $f_z$  beseitigt werden kann, um die Leistung des aktiven Dämpfungssystems noch besser ausnutzen zu können. Hierfür wurden exemplarisch bei einer Spindeldrehzahl von  $2500 \text{ min}^{-1}$  die Grenzschnitttiefen für Zahnvorschubwerte von 0,055 und 0,11 mm (jeweils mit und ohne AVC) bestimmt. Die weiteren Prozessparameter sind identisch mit denen in Tab. 7.1.

Ohne den Einfluss des aktiven Dämpfungssystems ergaben sich für beide Vorschubwerte die identischen Grenzschnitttiefen. Mit aktiviertem AVC-System konnte bei  $f_z = 0,11 \text{ mm}$  jedoch eine um  $0,666 \text{ mm}$  ( $\hat{=} 2$  Stufen) höhere Grenzschnitttiefe als bei  $f_z = 0,055 \text{ mm}$  erzielt werden. D. h., aufgrund der erhöhten Prozessdämpfung treten die hochfrequenten Ratterschwingungen erst bei höheren Schnitttiefen auf.

Durch den höheren Zahnvorschub nimmt die Schneidenbelastung zu, so dass mit gesteigertem Werkzeugverschleiß zu rechnen ist; entsprechende Verschleißuntersuchungen wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit aber nicht angestellt. Es ist jedoch denkbar, dass trotz erhöhten Werkzeugverschleißes aufgrund der Verkürzung der Bearbeitungszeit dennoch wirtschaftliche Schnittbedingungen gegeben sind. Auch der Einsatz von speziellen Hochvorschubwerkzeugen kann in diesem Zusammenhang sinnvoll sein.

### 7.5.6 Untersuchung des Ein- und Ausschnittverhaltens

Bei einigen der zahlreichen Nut-Fräsversuche mit aktiviertem AVC-System traten beim Einschneiden in das Werkstück oder beim Ausschneiden aus dem Werkstück Überstromabschaltungen auf (insbesondere bei hohen Schnitttiefen), wohingegen im Volleingriff eine stabile Zerspanung möglich war. Der zeitliche Verlauf des Aktorstroms beim Fräsen einer Nut wurde daher näher betrachtet.

In diesem Zusammenhang war auch zu bedenken, dass zur Ermittlung der Stabilitätskarten gestufte Werkstücke überfräst wurden – d. h. die Schnitttiefe nahm, ausgehend von einem Startwert, in  $\frac{1}{3}$ -mm-Schritten zu. Daher stellte sich – insbesondere vor dem Hintergrund der o. g. Überstromabschaltungen – die Frage, ob es überhaupt möglich ist, direkt mit der als Stabilitätsgrenze ermittelten Schnitttiefe (siehe Abb. 7.10) ins Werkstück einzuschneiden.

Hierzu wurden bei aktiviertem AVC-System mit den in Tab. 7.4 beschriebenen Parametern Nuten mit konstanter Tiefe gefräst. Eine Fase für ein weiches Einschneiden mit allmählich zunehmender Schnitttiefe – wie an den gestuften Platten für die Ermittlung der Stabilitätskarten (siehe Abb. 4.2) – war nicht vorhanden.

Fräser	HAM 434	Werkstückstoff	C45
$\emptyset$ Fräser	16 mm	$z_{\text{Fräser}}$	3
$n$	$2500 \text{ min}^{-1}$	$f_z$	$0,055 / 0,12 \text{ mm}$
$a_e$	16 mm	$v_f$	$412 / 900 \text{ mm/min}$
$a_p$	4 mm	Vorschubrichtung	Y

Tabelle 7.4: Prozessparameter bei der Untersuchung des Ein- und Ausschnittverhaltens

Abb. 7.16 zeigt, dass ein direktes Einschneiden mit der Grenzschnitttiefe ohne Überstromabschaltung grundsätzlich möglich ist. Beim Einschneiden und beim Ausschneiden steigt der Aktorstrom jedoch gegenüber der stationären Zerspanung im Volleingriff stark an. Dies ist umso stärker ausgeprägt, je höher die Vorschubgeschwindigkeit ist. So musste bei einer Vorschubgeschwindigkeit von 900 mm/min die Überstromabschaltschwelle am Leistungsverstärker deutlich erhöht werden, um eine Abschaltung beim Einschneiden zu verhindern.

Ursächlich hierfür sind die unterschiedlichen Eingriffsverhältnisse beim Ein- / Ausschneiden und beim Volleingriff. In diesem Zusammenhang ist der Schnittbogenwinkel  $\varphi_S$  (siehe Abb. 7.17) von Bedeutung.

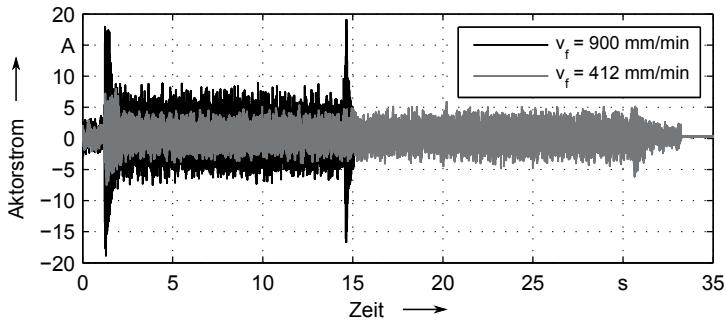


Abbildung 7.16: Vergleichende Darstellung des Aktorstroms beim Nut-Fräsen mit unterschiedlichen Vorschubgeschwindigkeiten ( $a_p = 4 \text{ mm}$ , Einschneiden ins Werkstück bei ca.  $1,2 \text{ s}$ , Regelungsalgorithmus B)

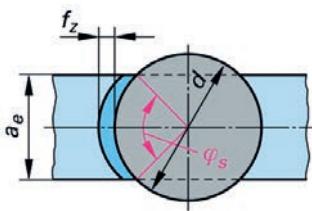


Abbildung 7.17: Definition des Schnittbogenwinkels  $\varphi_s$  (BRAUN 1996, S. 167)

Beim Volleingriff ( $\varphi_s = 180^\circ$ ) treten die Fräserzähne jeweils bei Spanungsdicke 0 in den Werkstoff ein bzw. aus dem Werkstoff aus. Dadurch ergibt sich ein weicher Schnitt mit einer geringen Fremderregung durch die Zahneintrittsstöße. Beim Einschneiden in die Nut bzw. beim Ausschneiden aus der Nut hingegen ist  $\varphi_s < 180^\circ$ , was zu einem Eintreten der Fräserzähne in den Werkstoff mit einer Spanungsdicke  $> 0$  und somit zu einer starken Fremderregung durch die Zahneintrittsstöße führt. Folglich ist dabei der spektrale Anteil der Schneideneintrittsfrequenz im Aktorstrom (trotz Kerbfilter) hoch.

Ein Ansatz zur Reduktion der Strompeaks ist das Ein-/Ausschneiden mit reduzierter Vorschubgeschwindigkeit; erst nachdem  $\varphi_s = 180^\circ$  erreicht ist, wird die Vorschubgeschwindigkeit auf 100 % erhöht. Analog dazu ist beim Ausschneiden die Vorschubgeschwindigkeit zu reduzieren. Fräsversuche, bei denen die Vorschubgeschwindigkeit beim Ein-/Ausschneiden manuell am Vorschub-Override-Potensiometer verringert wurde, bestätigten die Wirksamkeit dieser Strategie. Für eine industrielle Anwendung müssten daher bei der Erstellung der NC-Programme entsprechende Vorschubgeschwindigkeitsrampen vorgese-

hen werden. Ein weiterer Ansatz zur Vermeidung von Überstromabschaltungen beim Ein-/Ausschneiden könnte im Herunterskalieren des Reglerausgangssignals durch eine mitlaufende Hüllkurve bestehen.

### 7.5.7 Vergleichende Betrachtung von Schnitt- und Dämpfungskräften

Neben den weiter oben bereits behandelten Aspekten stellen sich beim Einsatz von aktiven Dämpfungssystemen an spanenden Werkzeugmaschinen u. a. die folgenden Fragen:

- Wie stark reduziert sich die Schnittkraft durch die Stabilisierung eines instabilen Schnitts?
- Wie groß ist die hierfür erforderliche Dämpfungskraft im Verhältnis zur Schnittkraft?

Zur Beantwortung dieser Fragen wurden beim Nut-Fräsen (Prozessparameter siehe Tab. 7.1) mit aktiviertem AVC-System die Schnittkräfte mit einem Dreikomponentendynamometer vom Typ Kistler 9257A erfasst (Abb. 7.18). Die währenddessen auf den Spindelstock wirkenden Dämpfungskräfte wurden aus dem Aktorstrom mit Hilfe der Aktorübertragungsfunktion nach Gl. (6.17) rekonstruiert. Aufgrund der Eingriffsverhältnisse ( $\varphi_S = 180^\circ$ ,  $z = 3$ ) wiesen die Schnittkraftverläufe einen statischen Anteil auf. Der statische Schnittkraftanteil bzw. die daraus resultierende statische Verlagerung haben jedoch keinen Einfluss auf die Prozessstabilität und können auch nicht von den Beschleunigungsaufnehmern detektiert werden. Daher wurde für die Auswertung der Schnittkraftmessungen der statische Anteil aus den Zeitsignalen eliminiert.

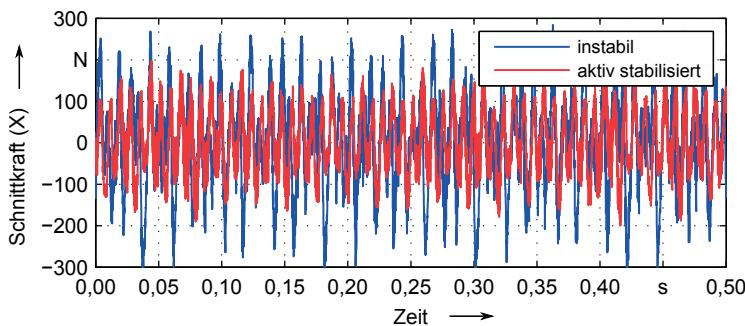


Abbildung 7.18: Vergleich der dyn. Schnittkraft (X-Richtung) eines ratternden und eines aktiv stabilisierten Schnitts ( $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ,  $a_p = 4 \text{ mm}$ , Regelungsalgorithmus B)

Abb. 7.18 illustriert, dass die aktive Stabilisierung eines ratternden Fräsprozesses mit einer signifikanten Reduktion der Schnittkräfte einhergeht. Dadurch wird die Belastung des Werkzeugs und der Werkzeugmaschine verringert, was zu einer entsprechend höheren Lebensdauer führt.

Abb. 7.19 zeigt das Verhältnis der dynamischen Schnittkraft in X-Richtung zur ebenfalls in X-Richtung wirkenden Dämpfungskraft für unterschiedliche Schnitttiefen auf. Bei allen drei untersuchten Schnitttiefen war der Fräsprozess mit AVC-Einsatz stabil; ohne aktive Dämpfung trat bereits bei  $a_p = 2 \text{ mm}$  Rattern auf.

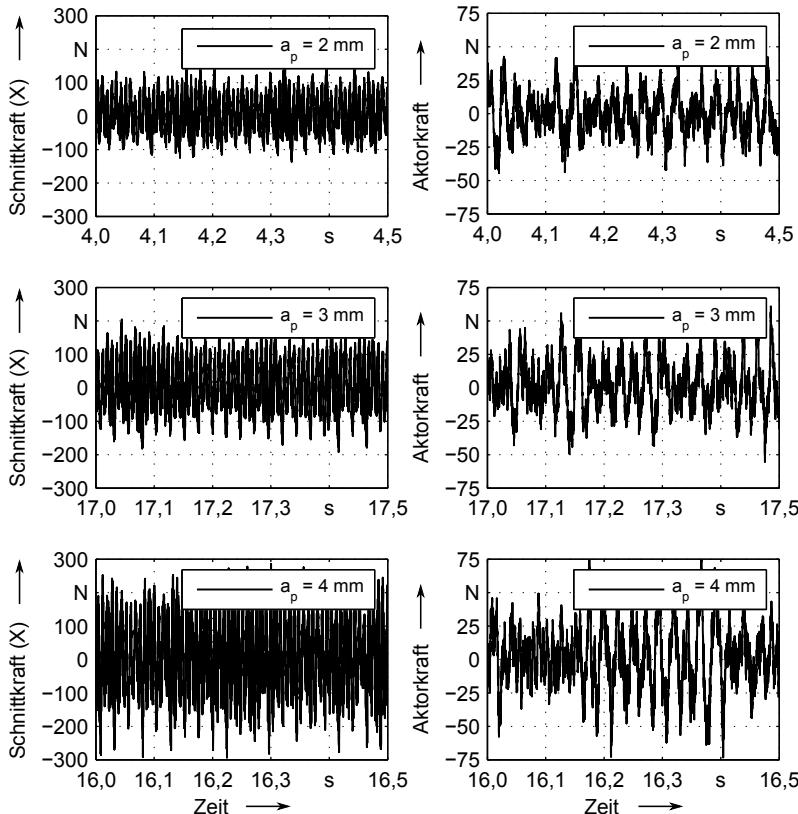


Abbildung 7.19: Zeitsignale der dyn. Schnittkraft (X-Richtung) und der Aktorkraft während aktiv stabilisierten Nut-Fräsprozessen ( $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ , Regelungsalgorismus B)

Es ist ersichtlich, dass der Dämpfungsaktor zur Ratterunterdrückung *nicht* in der Lage sein muss, Dämpfungskräfte in der Größe der Schnittkräfte aufzubringen. Im vorliegenden Fall haben bereits maximale Dämpfungskräfte, die nur ca. einem Drittel der dynamischen Schnittkraftamplitude entsprechen, dazu genügt. Diese Erkenntnis ist insbesondere für die Auslegung der Dämpfungsktorik von Bedeutung. Es sei an dieser Stelle explizit darauf hingewiesen, dass zur Ratterunterdrückung keine Kompensation der durch den Schneideneintritt bedingten Fremderregungs Kräfte erforderlich ist.

### 7.5.8 Einfluss des AVC-Systems auf die Oberflächenrauigkeit

Ratterschwingungen sind mit dem Auftreten von als *Rattermarken* bezeichneten Oberflächendefekten an den fertigten Werkstücken verbunden. Aus diesem Grund wurde untersucht, inwieweit durch den Einsatz des aktiven Dämpfungssystems eine Verbesserung der Oberflächengüte erzielt werden kann.

Konkret wurden mit den in Tab. 7.1 dargestellten Prozessparametern Nuten mit einer konstanten Schnitttiefe von 1,5 mm (stabil ohne AVC) und 3,5 mm (aktiv stabilisiert) gefräst. Die Fräsversuche wurden

- ohne aktive Schwingungsdämpfung,
- mit aktiver Schwingungsdämpfung (mit Kerbfilter auf der Schneideneintrittsfrequenz) und
- mit aktiver Schwingungsdämpfung (ohne Kerbfilter auf der Schneiden-eintrittsfrequenz)

durchgeführt. Anschließend wurden die Versuchswerkstücke (Länge 100 mm) zersägt und sowohl der Nutgrund als auch die Nutflanke mit einem Tastschnittgerät vom Typ Perthometer S6P vermessen. Zur Charakterisierung der Oberflächen wurde aus den vom Perthometer ertasteten Primärprofilen gemäß Gl. (4.10) der  $P_z$ -Wert berechnet (vgl. Abschnitt 4.5).

Durch das für die Vermessung erforderliche Zersägen haben sich die Proben z. T. verzogen, was zu gekrümmten Primärprofilen führte. Da dies eine Verfälschung des  $P_z$ -Wertes zur Folge gehabt hätte, wurde der Verzug (respektive die Krümmung) sämtlicher gemessener Primärprofile mit Hilfe der Software Matlab<sup>®</sup> korrigiert. Die Resultate der Rauigkeitsmessungen sind komprimiert in den Tabellen 7.5 und 7.6 wiedergegeben. Zwei wesentliche Erkenntnisse können aus den Messungen abgeleitet werden.

Zum einen wird durch die Stabilisierung eines instabilen Fräsvorganges eine deutliche Verbesserung der Oberflächenqualität erzielt. Am Nutgrund wird im aktiv stabilisierten Schnitt dabei die Oberflächengüte eines passiv stabilen

Schnitts erreicht, wohingegen an der Nutflanke die Oberflächengüte etwas schlechter als im passiv stabilen Schnitt ist. Da der Fokus der aktiven Ratterunterdrückung ohnehin auf der Schruppbearbeitung liegt, ist dies aber unkritisch.<sup>38</sup> Ferner ist es für die Oberflächenqualität ohne Bedeutung, ob in der Dämpfungsregelung die Schneideneintrittsfrequenz abgeschwächt wird oder nicht.

Zum anderen lässt sich feststellen, dass das AVC-System keine Verbesserung bei passiv stabilen Fräsprozessen ( $a_p = 1,5 \text{ mm}$ ) bewirkt. An der Nutflanke tritt sogar eine leichte Verschlechterung der Oberflächengüte auf. Die Ursache hierfür ist darin zu sehen, dass die Dämpfungsregelung auch (unvermeidliche) Störsignale wie das Spindellaufgeräusch oder das Grundrauschen der Schnittkräfte erfasst und in ein Stellsignal bzw. die entsprechende Aktorkraft, welche den Spindelstock – und somit auch das Werkzeug – auslenkt, umsetzt.

Schnitttiefe	Regelungsalgorithmus	$P_z$ -Wert
$a_p = 1,5 \text{ mm}$	ohne AVC	$8,4 \mu\text{m}$
	Regelungsalgorithmus B (mit Kerbfilter)	$8,1 \mu\text{m}$
	Regelungsalgorithmus B (ohne Kerbfilter)	$8,3 \mu\text{m}$
$a_p = 3,5 \text{ mm}$	ohne AVC	$17,8 \mu\text{m}$
	Regelungsalgorithmus B (mit Kerbfilter)	$7,9 \mu\text{m}$
	Regelungsalgorithmus B (ohne Kerbfilter)	$8,0 \mu\text{m}$

Tabelle 7.5: Oberflächenrauigkeiten am Nutgrund bei unterschiedlichen Schnitttiefen und AVC-Parametern ( $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ )

Schnitttiefe	Regelungsalgorithmus	$P_z$ -Wert
$a_p = 1,5 \text{ mm}$	ohne AVC	$4,0 \mu\text{m}$
	Regelungsalgorithmus B (mit Kerbfilter)	$7,1 \mu\text{m}$
	Regelungsalgorithmus B (ohne Kerbfilter)	$6,6 \mu\text{m}$
$a_p = 3,5 \text{ mm}$	ohne AVC	$18,6 \mu\text{m}$
	Regelungsalgorithmus B (mit Kerbfilter)	$5,3 \mu\text{m}$
	Regelungsalgorithmus B (ohne Kerbfilter)	$5,8 \mu\text{m}$

Tabelle 7.6: Oberflächenrauigkeiten an der Nutflanke bei unterschiedlichen Schnitttiefen und AVC-Parametern ( $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ )

<sup>38</sup>Zur Erzielung der bestmöglichen Oberflächengüte sollte einem aktiv gedämpften Schruppprozess ein passiv stabiler Schlichtschnitt (ohne AVC) nachfolgen.

Zur Veranschaulichung sind in den Abb. 7.20 und 7.21 die Oberflächenverläufe für einen instabilen und einen aktiv stabilisierten Schnitt bei einer Schnitttiefe von 3,5 mm dargestellt.

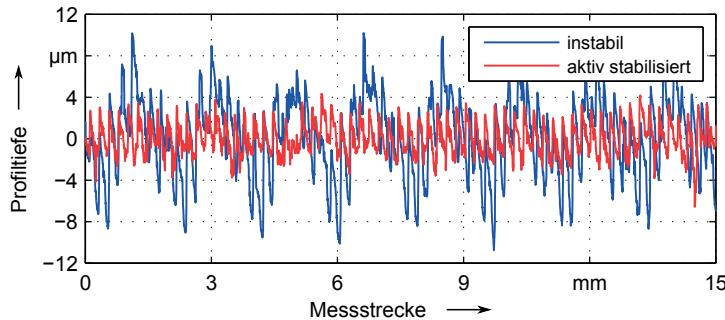


Abbildung 7.20: Beispielhaftes Oberflächenprofil am Nutgrund  
( $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ,  $a_p = 3,5 \text{ mm}$ , Regelalgorithmus B)

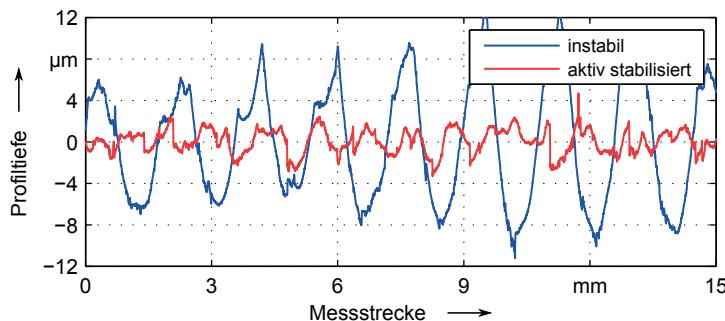


Abbildung 7.21: Beispielhaftes Oberflächenprofil an der Nutflanke  
( $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ,  $a_p = 3,5 \text{ mm}$ , Regelalgorithmus B)

### 7.5.9 Verhalten des AVC-Systems im Störfall

Eine durch einen Bedienfehler verursachte Kollision mit Fräserbruch führte aufgrund der hohen transienten Schwingungsamplituden zu einem massiven Anschlagen der Aktorschwingungsmasse an den Endanschlägen. Dabei zeigte sich, dass der Überstrombegrenzer des Leistungsverstärkers zur Unterdrückung derartiger transienter Störfälle zu träge ist. Da solch extreme Überlastungen des Aktors Schäden an diesem hervorrufen können, sind für den industriellen Dauereinsatz eines AVC-Systems in der Dämpfungsregelung geeignete Grenzwerte für das Reglerausgangssignal vorzusehen. Direkte Beschädigungen des

Aktors durch die Kollision selbst sind jedoch ausgeschlossen, da dieser nicht seriell im Kraftfluss der Maschinenstruktur liegt.

### 7.5.10 Strategien zur Störung des Regenerativeffekts

Wie in Abschnitt 6.4.4 erläutert, ist in der Aufbringung einer Fremderregungskraft großer Amplitude auf die Maschinenstruktur eine weitere Möglichkeit zur Ratterunterdrückung zu sehen.<sup>39</sup> Da sich diese Strategie durch ihre Einfachheit und den geringen Systemaufwand auszeichnet, wurde ergänzend untersucht, ob auch durch die ungeregelte Aufbringung einer Fremderregungskraft der Frequenz  $f_{\text{fremd}}$  eine Verbesserung der Prozessstabilität erzielt werden kann.

Die Qualifikation dieser Ratterunterdrückungsstrategien erfolgte wiederum durch Nut-Fräsversuche gemäß Tab. 7.1 mit einer Start-Schnitttiefe von 1 mm. Konkret wurden während der Zerspanungsprozesse die nachfolgend beschriebenen Signale in den Leistungsverstärker des Inertialaktors eingespeist:

- Festfrequenz-Sinus in der Ratterfrequenz ( $f_{\text{fremd}} = 73 \text{ Hz}$ ,  $I_{\text{Aktor, eff}} = 3 \text{ A}$ ): Verschlechterung der Prozessstabilität, bereits ab  $a_p = 1 \text{ mm}$  deutliches Rattern.
- Festfrequenz-Sinus oberhalb der Ratterfrequenz ( $f_{\text{fremd}} = 130 \text{ Hz}$ ,  $I_{\text{Aktor, eff}} = 3,6 \text{ A}$ ): Keine Verbesserung der Prozessstabilität.
- Festfrequenz-Sinus oberhalb der Ratterfrequenz ( $f_{\text{fremd}} = 270 \text{ Hz}$ ,  $I_{\text{Aktor, eff}} = 3,6 \text{ A}$ ): Keine Verbesserung der Prozessstabilität.
- Sinus-Sweep ( $f_{\text{fremd}} = 100 \dots 300 \text{ Hz}$  innerhalb 1 s,  $I_{\text{Aktor, eff}} = 3 \text{ A}$ ): Keine Verbesserung der Prozessstabilität.
- Bandbegrenztes weißes Rauschen ( $f_{\text{fremd}} = 100 \dots 200 \text{ Hz}$ ,  $I_{\text{Aktor, eff}} = 3,5 \text{ A}$ ): Verschlechterung der Prozessstabilität, bereits ab  $a_p = 1 \text{ mm}$  deutliches Rattern.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass keiner der untersuchten Ansätze zur ungeregelten Störung des Regenerativeffekts erfolgreich war; z. T. konnte sogar eine Verschlechterung der Prozessstabilität beobachtet werden. Darüber hinaus ist anzumerken, dass mit den geregelten Ansätzen (Abschnitt 6.4.3) bereits mit einem deutlich geringeren Aktor-Effektivstrom  $I_{\text{Aktor, eff}} < 2 \text{ A}$  Steigerungen der Grenzschnitttiefe möglich waren. Da aber nur einige wenige Arten von Störsignalen in Form von Stichversuchen erprobt wurden, ist es

<sup>39</sup>PRATT (1997, S. 152 ff.) zeigte in Zeitbereichssimulationen (jedoch ohne experimentelle Validierung), dass die Aufbringung von Fremderregungskräften eine Verbesserung der Prozessstabilität bewirken kann.

denkbar, dass mit anderen Signalformen oder Aktorkräften dennoch eine prozessstabilisierende Wirkung erzielt werden könnte.

## 7.6 Aktive Schwingungsdämpfung bei werkzeugseitigem Rattern

Die Voruntersuchungen (Kap. 5) hatten ergeben, dass beim Fräsen mit einem lang auskragenden Werkzeug weniger die Maschinenstruktur, sondern vorwiegend das Werkzeug rattert. Die hochfrequenten, werkzeugseitigen Ratterschwingungen bewirken jedoch nur sehr geringe Verlagerungen des Spindelstocks im Sub- $\mu\text{m}$ -Bereich (siehe Abb. 5.6).

Das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Dämpfungssystem mit kollokalem Aktor-Sensor-Paar zielt darauf ab, den dynamischen Verlagerungen der Spindelnase entgegenzuwirken. Daraus kann abgeleitet werden, dass dieses AVC-System nicht geeignet ist, werkzeugseitige Ratterschwingungen zu dämpfen. Denn selbst wenn die Spindelnase vollkommen in Ruhe gehalten werden würde, hätte dies aufgrund des nachgiebigen Werkzeugschafts nur einen sehr geringen Einfluss auf das Schwingungsverhalten am TCP (vgl. hierzu auch die Ausführungen zum Hochfrequenz-Rattern auf S. 106).

Um die Ratterschwingungen eines nachgiebigen Werkzeugschafts zu kompensieren, müsste der vergleichsweise steife Spindelstock folglich signifikant ausgelenkt werden. Hierfür würde ein äußerst leistungsfähiges Aktorsystem benötigt werden (auch im Hinblick auf die hohen Ratterfrequenzen). Zudem würde die Werkzeugmaschinenstruktur durch die ständigen Ausgleichsbewegungen stark belastet werden.

Darüber hinaus ist zu bedenken, dass, um die im Eingriff befindliche Werkzeugspitze stabilisieren zu können, deren Schwingungszustand erfasst werden müsste. WILL (2008, S. 100f.) kam in diesem Zusammenhang aber zu der Erkenntnis, dass die Rekonstruktion des Schwingungszustandes des TCPs anhand von Messungen an der Spindelnase aufgrund der geringen dortigen Amplituden nicht möglich ist. D.h., es müsste zusätzliche Sensorik im Bereich des Werkzeugschafts angebracht werden. Diese Sensorik würde aber den Bearbeitungsbereich einschränken und den automatischen Werkzeugwechsel behindern. Aus den genannten Gründen wurde die Unterdrückung werkzeugseitiger Ratterschwingungen im Rahmen der vorliegenden Dissertation nicht weiter untersucht.

## 7.7 Fazit

Das im Rahmen der vorliegenden Dissertation entwickelte aktive Dämpfungs- system ist in der Lage, die Stabilität von Fräsprozessen signifikant – z.T. um

über 100 % – zu erhöhen. Mit den kollokalen Regelungsalgorithmen B und C, bei denen der Leistungsverstärker im Current Mode betrieben wird, konnte dabei ein über den untersuchten Drehzahlbereich nahezu konstantes und durchweg erhöhtes Stabilitätsniveau erzielt werden, was in der industriellen Anwendung eine flexible Prozessgestaltung ermöglicht. Die zur Prozessstabilisierung erforderlichen Dämpfungs Kräfte waren dabei um ca. den Faktor 3 kleiner als die Zerspankräfte. Diverse Ansätze zur ungeregelten Unterdrückung der Ratterschwingungen waren dagegen wirkungslos.

Die Fräsversuche haben bewiesen, dass das aktive Dämpfungssystem effektiv das Aufklingen von Ratterschwingungen des Spindelstocks verhindern kann. Die Stabilisierung instabiler Fräsvorgänge ist zudem mit einer signifikanten Verbesserung der Oberflächengüte verbunden; die Oberflächengüten eines passiv stabilen Schnitts werden in einem aktiv stabilisierten Schnitt aber dennoch nicht ganz erreicht. Höherfrequente Ratterschwingungen, die aus der Werkzeugaufnahme bzw. der Hauptspindel oder vom Werkzeug selbst herrühren, können durch das AVC-System prinzipiell nicht beeinflusst werden.

Falls das aktive Dämpfungssystem während eines Zerspanungsprozesses ausfällt oder überlastet wird, setzen sofort vehemente Ratterschwingungen ein, die aufgrund ihrer hohen Amplitude zu einer Beschädigung von Werkzeug und Maschine führen können. Bei Werkzeugmaschinen, die im industriellen Einsatz ohne Aufsicht betrieben werden, ist daher eine Überwachung nötig, welche das Produktionssystem beim Auftreten von starkem Rattern unverzüglich stillsetzt.

Beim Einschneiden in das Werkstück bzw. beim Ausschneiden aus dem Werkstück waren häufig Überstromabschaltungen aufgetreten. Durch eine entsprechend angepasste Bearbeitungsstrategie mit einer reduzierten Vorschubgeschwindigkeit beim Ein-/Ausschneiden konnte dies verhindert werden.

Um stets die maximale Steigerung der Grenzschnitttiefe realisieren zu können, ist eine empirische Ermittlung des Verstärkungsfaktors für jeden Betriebszustand erforderlich.<sup>40</sup> Gegen geringe Abweichungen der tatsächlichen von der programmierten Ratterfrequenz sind die vorgestellten Regelungsalgorithmen ausreichend robust.

Bei der Inbetriebnahme des aktiven Dämpfungssystems ist außerdem zu beachten, dass unerwünschte Eigenschwingungen der Werkzeugmaschine (z. B. Aufstellschwingungen) angeregt werden können. Durch die Implementierung

<sup>40</sup>Das in diesem Zusammenhang erforderliche Umschalten des Verstärkungsfaktors (Gain Scheduling) könnte von der Werkzeugmaschinensteuerung anhand der im CNC-Programm hinterlegten Informationen vorgenommen werden.

entsprechender Kerbfilter können die kritischen Frequenzen unterdrückt und die Stabilität der Dämpfungsregelung somit verbessert werden.



## 8 Aktive Ratterunterdrückung beim Wälzschleifen

### 8.1 Allgemeines

Nachdem die Wirksamkeit des aktiven Dämpfungssystems beim Fräsen nachgewiesen werden konnte, galt es, dessen Übertragbarkeit auf andere Werkzeugmaschinen/Zerspanungsprozesse aufzuzeigen. Hierzu wurde das AVC-System an einer Wälzsleifmaschine installiert und dort ebenfalls erfolgreich erprobt.

Da mit dem Maschinenhersteller strikte Geheimhaltung vereinbart ist, gelten für dieses Kapitel die folgenden Einschränkungen:

- Die Kinematik der als Versuchsträger dienenden Wälzsleifmaschine wird stark abstrahiert dargestellt (siehe Abb. 8.3).
- Eine nähere Beschreibung des gefertigten Werkstücks erfolgt nicht.
- Bei den gemessenen Nachgiebigkeitsfrequenzgängen werden keine absoluten Zahlenwerte in  $m/N$ , sondern lediglich relative Zahlenwerte in % angegeben.

### 8.2 Das Fertigungsverfahren „kontinuierliches Wälzschleifen“

Das *kontinuierliche Wälzschleifen* ist ein Feinbearbeitungsverfahren für die evolventischen Zahnflanken typischerweise vorgefräster Stirnzahnräder (GROTE & FELDHUSEN 2005; WECK & BRECHER 2005). Dabei wälzt eine als Schleifwerkzeug ausgeführte zylindrische, geradflankig profilierte Schnecke mit einem Stirnrad; diese Paarung ist kinematisch analog zu einem Schnecken-Getriebe. Durch die gleichzeitige Vorschubbewegung der Schleifschncke entlang der Werkadachse werden alle Zahnflanken auf ihrer ganzen Breite bearbeitet. Das Adjektiv *kontinuierlich* meint in diesem Zusammenhang, dass nicht jede einzelne Zahnlücke bzw. -flanke separat bearbeitet wird, sondern dass der Schleifprozess durch das Abwälzen kontinuierlich verläuft, bis alle Zähne auf ihrer gesamten Breite bearbeitet sind. Die kinematische Kopplung der Werkzeug- und der Werkstückachse erfolgte früher über entsprechende Getriebe und wird heute elektronisch realisiert. Das Erzeugungsprinzip evolventischer Zahnflanken durch geradflankige Werkzeuge wird in Abb. 8.1 verdeutlicht.

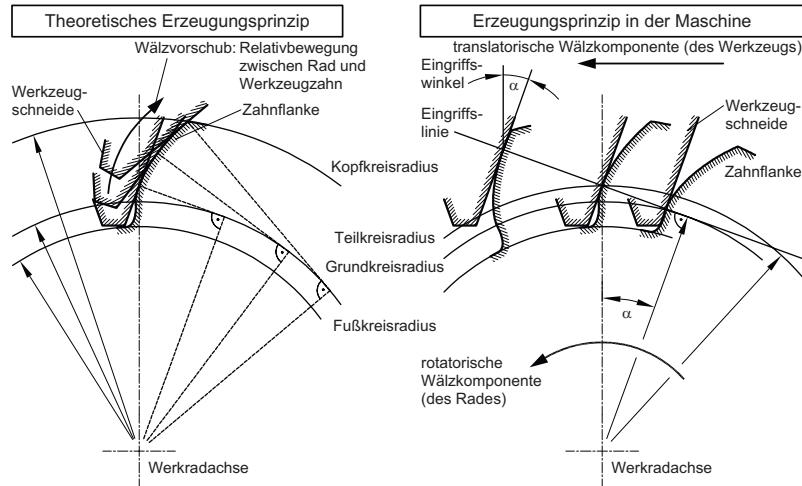


Abbildung 8.1: Erzeugung evolventischer Zahnflanken durch Abwälzen mit geradflankigen Werkzeugen (WECK & BRECHER 2005, S. 330)

Zur weiteren Veranschaulichung ist in Abb. 8.2 der Blick in den Arbeitsraum einer kontinuierlich arbeitenden Wälzschleifmaschine mit horizontaler Werkstückspindel dargestellt.



Abbildung 8.2: Arbeitsraum einer kontinuierlichen Wälzschleifmaschine (WECK & BRECHER 2005, S. 375)

### 8.3 Beschreibung des dynamischen Störfalls

Die betreffende Wälzschleifmaschine dient zur Feinbearbeitung vorgefräster Schrägstirnräder; der Aufbau der Maschine ist in Abb. 8.3 stark vereinfacht dargestellt.

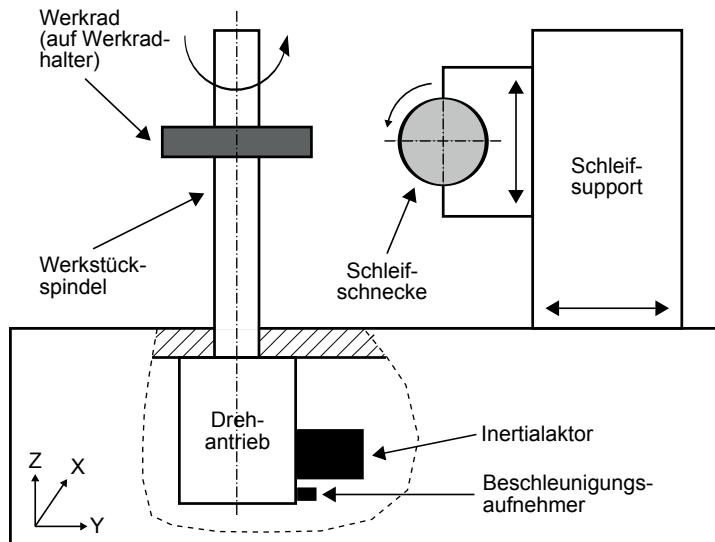


Abbildung 8.3: Schematische Darstellung des Aufbaus der Wälzschleifmaschine mit integriertem aktiven Dämpfungssystem

Um im konkreten Fall die Kollisionsfreiheit des Bearbeitungsprozesses sicherzustellen, musste ein gegenüber der Standardkonfiguration um 75 mm höherer Werkradhalter eingesetzt werden, woraus eine deutliche Erhöhung der Nachgiebigkeit auf der Werkstückseite resultierte. Im Zuge der Inbetriebnahme beim Hersteller trat aufgrund der erhöhten Nachgiebigkeit sowohl im Schrubb- als auch Schlichtschnitt eine Instabilität auf. Infolgedessen entstanden deutlich sichtbare Rattermarken auf den Zahnflanken, wodurch die vom Kunden geforderte Verzahnungsqualität nicht erreicht werden konnte.

Zur Untersuchung dieser Prozessinstabilität wurden mit einem Triaxial-Beschleunigungsaufnehmer vom Typ Kistler 8692C10M1 Betriebsschwingungsmessungen am Motorgehäuse des Drehantriebs vorgenommen.<sup>41</sup> Im für die

<sup>41</sup> Eine Schwingungsmessung direkt an der Zerspanstelle war aufgrund der Rotation des Werkrades und der Flutkühlung mit Öl nicht möglich.

Werkstückqualität entscheidenden Schlichtschnitt ergab sich eine dominante Ratterschwingung mit  $f_{\text{Rattern}} = 211,5 \text{ Hz}$  (Abb. 8.4); die Amplitude in Y-Richtung war dabei wesentlich höher als die in X-Richtung. Im Schruppschnitt konnte ein vergleichbares Schwingungsverhalten ( $f_{\text{Rattern}} = 220,7 \text{ Hz}$ ) mit jedoch um ca. den Faktor 3,5 erhöhten Amplitudenwerten ermittelt werden.

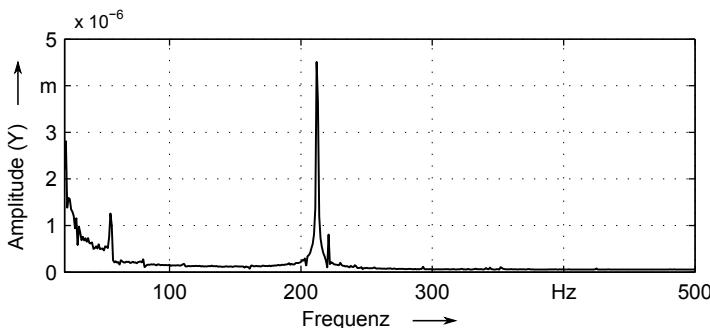


Abbildung 8.4: Betriebsschwingungsspektrum der Verlagerung am Motorgehäuse des Drehantriebs während eines instabilen Schlichtschleifprozesses

Mittels einer Finite-Elemente-Simulation der Maschinenstruktur konnte der Hersteller die erste Biegeeigenschwingungsform der Werkstückspindel als die für das Rattern verantwortliche Eigenschwingungsform identifizieren. Weitere Erkenntnisse aus der Simulation waren, dass die Resonanznachgiebigkeit der kritischen Eigenschwingungsform direkt am Werkrad deutlich höher als am Drehantrieb ist und dass das Werkrad gegenphasig zum Drehantrieb schwingt. Dieser Sachverhalt konnte auch messtechnisch bestätigt werden.

## 8.4 Integration des aktiven Dämpfungssystems

Um den insbesondere im Schlichtschnitt unerwünschten Ratterschwingungen entgegenzuwirken, sollte daher der bereits an einer Portalfräsmaschine erfolgreich eingesetzte elektrodynamische Inertialaktor vom Typ SA10 an der Wälzschleifmaschine installiert werden.

Grundsätzlich sollte der Inertialaktor im Sinne einer bestmöglichen Ratterunterdrückung direkt an der Wirkstelle im Bereich der höchsten Schwingungsamplituden platziert werden (EHMANN 2004, S. 31). Da der gesamte Arbeitsraum Kühlsmierstoff-(KSS)-exponiert ist, der Inertialaktor und der Beschleunigungsaufnehmer aber über keine ausreichende Abdichtung gegen

die Einwirkung von KSS verfügen<sup>42</sup>, wurde das System in Absprache mit dem Maschinenhersteller mittels einer Flanschplatte am Motorgehäuse des Drehantriebs montiert (siehe Abb. 8.3). Aufgrund der begrenzten Platzverhältnisse musste der Aktor dabei in einem Winkel von 32° zur Y-Achse angebracht werden, d. h. zur Bedämpfung der dominanten Schwingungen in Y-Richtung standen nur 85 % der Aktorkraft zur Verfügung ( $\cos 32^\circ = 0,85$ ).

Zur Speisung des Aktors kam wiederum der Leistungsverstärker vom Typ BEAK BAA 1000 V2 zum Einsatz. Der zur Erfassung der Schwingungen des Drehantriebs dienende Beschleunigungsaufnehmer vom Typ PCB 308 B02 (Empfindlichkeit  $1000 \frac{\text{mV}}{\text{g}}$ ) wurde mittels eines Magnetfußes ebenfalls an der Flanschplatte (koaxial zum Aktor) befestigt. Die Eckfrequenzen des leaking integrators und des Hochpass-Filters wurden an die gemessene dominante Ratterfrequenz von 211,5 Hz angepasst. Die Einstellung des Verstärkungsfaktors erfolgte wiederum empirisch.

## 8.5 Experimenteller Funktionsnachweis

### 8.5.1 Allgemeines

Zur experimentellen Validierung des aktiven Dämpfungssystems wurden Messungen der dynamischen Nachgiebigkeit sowie Schleifversuche durchgeführt. Den Abschluss der Untersuchungen bildete die Flankenlinienmessung der gefertigten Zahnräder.

Aufgrund der im Vergleich zu Drehantrieb und Werkstückspindel geringen Masse des Dämpfungssystems von ca. 3,5 kg ist davon auszugehen, dass durch dessen Anbringung keine signifikante Beeinflussung der passiven Maschinen-eigenschaften eintritt (vgl. Abb. 7.4). In Anbetracht der geringen für die experimentellen Untersuchungen zur Verfügung stehenden Zeit wurden keine vergleichenden Untersuchungen des Maschinenverhaltens ohne Aktorik und mit montierter, aber deaktivierter Aktorik vorgenommen. Da es sich bei der Werkstückspindel um eine fest eingebaute Rotationsachse handelt, kann die Applikation eines translatorisch wirkenden Zusatzsystems an deren Drehantriebsgehäuse auch keine Verschlechterung des Positionierverhaltens bewirken.

<sup>42</sup>Durch die Nachrüstung einer geeigneten Kabelverschraubung wäre der Einsatz des Aktors in KSS-exponierten Bereichen möglich. Zudem müsste ein Beschleunigungsaufnehmer in geeigneter Schutzart eingesetzt werden.

### 8.5.2 Messung der dynamischen Nachgiebigkeit

Im ersten Schritt wurde die Wirksamkeit des aktiven Dämpfungssystems durch Impulshammer-Messungen der dynamischen Nachgiebigkeit am Werkrad in Y-Richtung überprüft (vgl. Abschnitt 4.3). Die Vorschubachsen befanden sich dabei in Regelung. Es wurde die folgende Messtechnik verwendet:

- Impulshammer vom Typ Kistler 9726A5000, Messbereich 5000 N, Empfindlichkeit  $1,15 \frac{\text{mV}}{\text{N}}$ , harte Gummispitze (Typ 9908: grün)
- Beschleunigungsaufnehmer vom Typ PCB 308 B02, Messbereich 5 g, Empfindlichkeit  $1000 \frac{\text{mV}}{\text{g}}$
- USB-Datenerfassungsbox vom Typ National Instruments USB-4431

Die Nachgiebigkeitsfrequenzgänge wurden in Matlab<sup>®</sup> jeweils durch Mittelung aus drei Einzelmessungen über die  $H_2$ -Methode (siehe Abschnitt 4.3) bestimmt, da keine Störungen im Antwortsignal festzustellen waren und dieses Vorgehen im Bereich der interessierenden Resonanzüberhöhungen genauere Ergebnisse als die einfache Berechnung des Übertragungsverhaltens als Quotient der Fourierspektren von Antwort- und Anregungssignal liefert (vgl. Tab. 4.2).

Um diejenige Reglereinstellung, bei der die maximale Dämpfungswirkung erzielt wird, zu identifizieren, wurde der Verstärkungsfaktor  $g$  ausgehend von Erfahrungswerten in einer geometrischen Folge erhöht ( $g = 3,75 \cdot 10^4 / 7,5 \cdot 10^4 / 15 \cdot 10^4 / 30 \cdot 10^4$ ). Eine Nachgiebigkeitsmessung mit deaktiviertem Aktorsystem diente hierfür als Referenz. Es zeigte sich, dass ein Verstärkungsfaktor von  $7,5 \cdot 10^4$  das beste Ergebnis liefert; damit wurde eine Reduktion der dominanten Resonanznachgiebigkeit bei 198 Hz um ca. ein Drittel erzielt (Abb. 8.5). Ein Überschreiten dieses Wertes ( $g = 15 \cdot 10^4$ ) führte zu einer Verschlechterung der Dämpfungswirkung bis hin zur Überstromabschaltung des Leistungsverstärkers bei  $g = 30 \cdot 10^4$ .

Abb. 8.5 belegt ferner, dass auch die höherfrequente Mode bei 336 Hz gedämpft wird. Dies bestätigt die bereits an der Portalfräsmaschine gewonnene Erkenntnis, dass der gewählte Regelalgorithmus robust gegen Änderungen der Regelstrecke bzw. der dominanten Eigenfrequenz ist.

Zudem ist ersichtlich, dass die Kohärenz im Bereich der Resonanzmaxima nahe 1 ist – d. h. es besteht eine lineare Abhängigkeit zwischen dem Anregungs- und dem Antwortsignal. Der bei den Messungen mit aktiviertem Dämpfungssystem aufgetretene Abfall der Kohärenz im Bereich von 230 bis 310 Hz ist vermutlich auf eine Interaktion des AVC-Systems mit dem mechatronischen System *Wälzschleifmaschine* zurückzuführen.

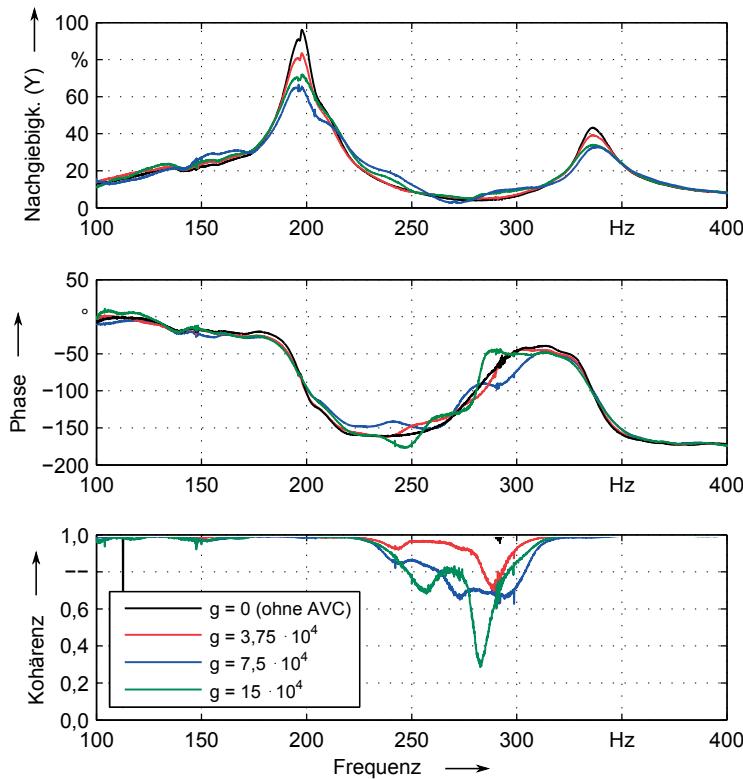


Abbildung 8.5: Impulshammer-Messungen der dynamischen Nachgiebigkeit am Werkrad in Y-Richtung mit unterschiedlichen Verstärkungsfaktoren  $g$  für das AVC-System

### 8.5.3 Untersuchungen im Wälzschleifprozess

Nachdem der erste Funktionsnachweis des aktiven Dämpfers anhand der Impulshammermessungen erbracht war, wurden Schleifversuche zur Systemqualifikation im Prozess durchgeführt. Jeder Schleifvorgang setzte sich dabei aus einem Schrupschnitt (radiale Zustellung  $a = 0,067$  mm) und einem Schlichtschnitt (radiale Zustellung  $a = 0,014$  mm) zusammen.

Der erste Versuch wurde mit dem in Abschnitt 8.5.2 identifizierten Verstärkungsfaktor  $g = 7,5 \cdot 10^4$  vorgenommen, was im Schrupschnitt das sofortige Ansprechen des Überstrombegrenzers im Leistungsverstärker zur Folge hatte. Zur Verhinderung der Überstromabschaltung war eine Reduktion des Verstärkungsfaktors auf  $g = 2,5 \cdot 10^4$  erforderlich. Im weiteren Verlauf war

jedoch festzustellen, dass das Aktorsystem nicht über ausreichend Leistung verfügt, um im Schruppschnitt das Aufklingen von Ratterschwingungen zu verhindern.

Bei den folgenden Schleifversuchen wurde daher der Fokus auf die Stabilisierung des Schlichtschnitts gelegt und es wurde das Dämpfungssystem erst nach dem Ende des Schruppvorgangs manuell aktiviert. Dabei konnte die Regelverstärkung auf  $g = 15 \cdot 10^4$  erhöht werden – dies entspricht einer Steigerung um den Faktor 6 gegenüber dem Schruppen. Mit dieser Einstellung gelang es, den Schlichtschnitt dauerhaft und reproduzierbar stabil zu halten.

Abb. 8.6 illustriert die Wirkung des AVC-Systems durch die Gegenüberstellung eines Zahnrades mit Rattermarken und eines Zahnrades ohne Rattermarken als Ergebnis eines aktiv stabilisierten Schlichtprozesses.

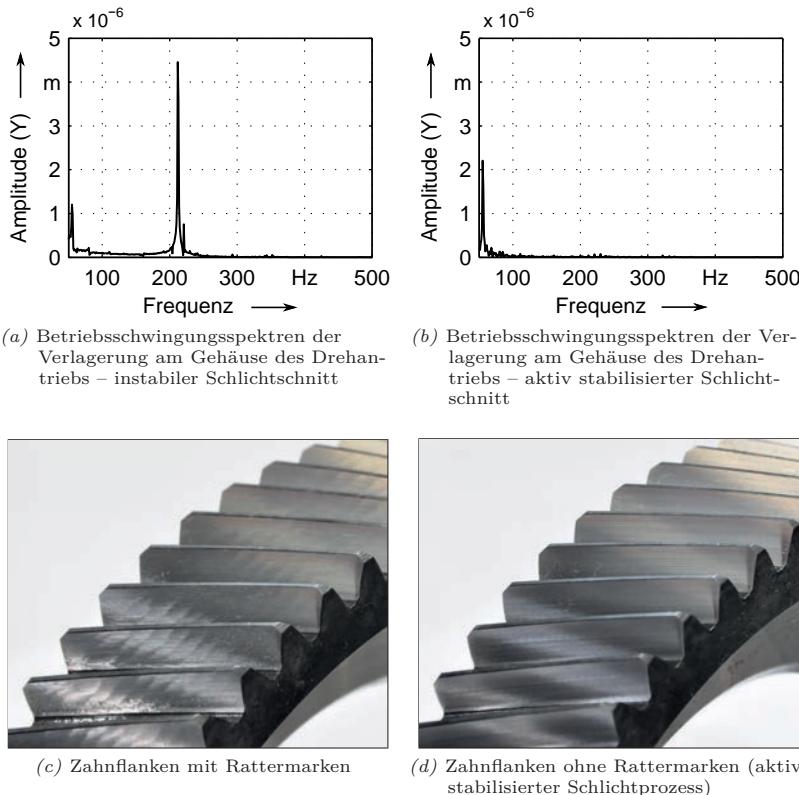


Abbildung 8.6: Verbesserung der Flankengeometrie durch aktive Ratterunterdrückung

Die Abb. 8.7 und 8.8 zeigen ergänzend die zugehörigen Flankenlinienmessungen.

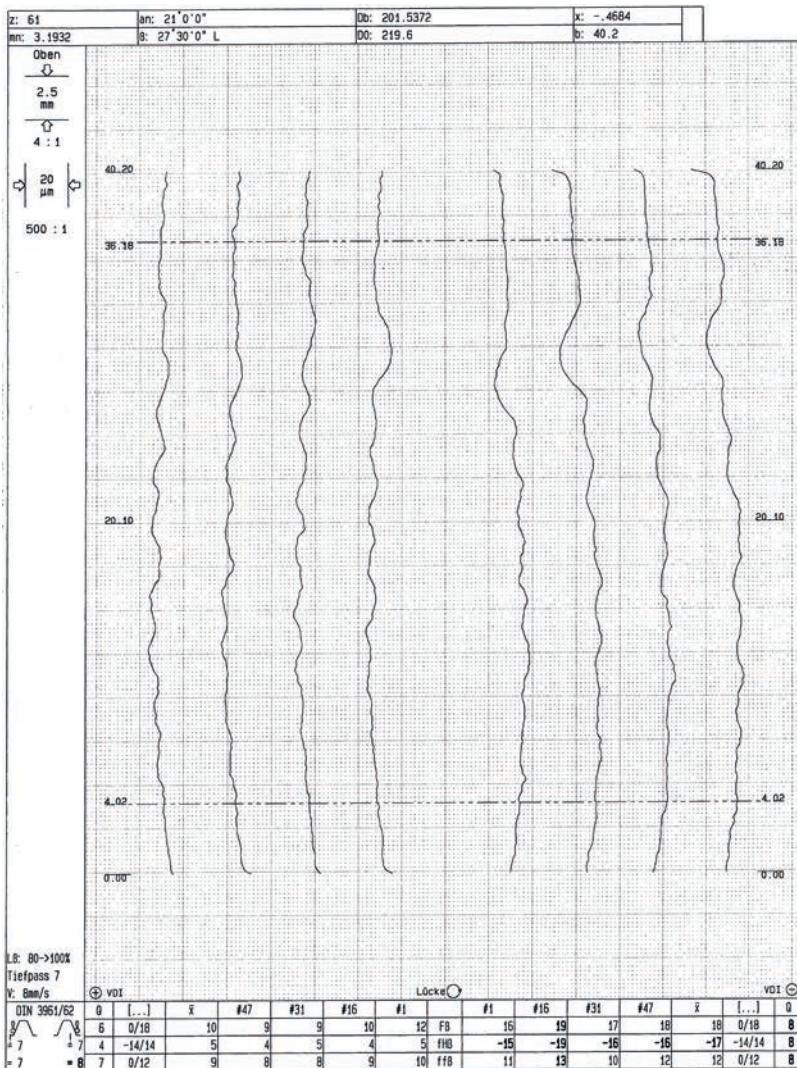


Abbildung 8.7: Flankenlinienmessung an einem Schrägstirnrad mit Rattermarken (vgl. Abb. 8.6c)

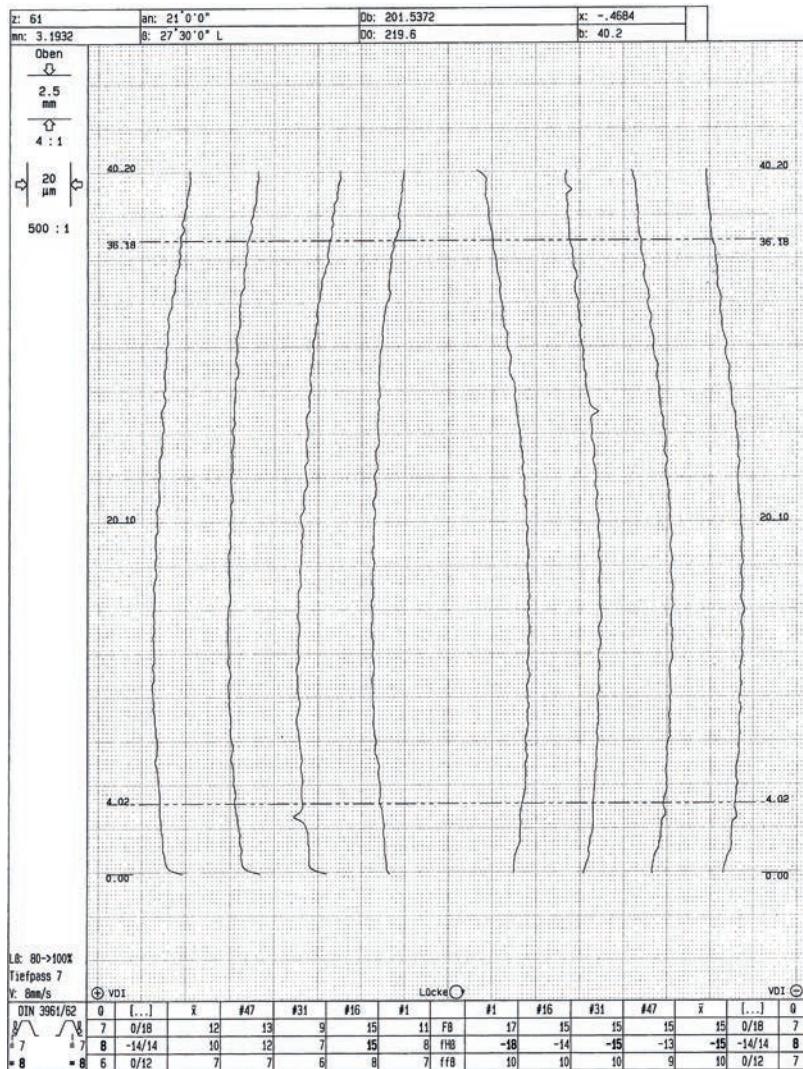


Abbildung 8.8: Flankenlinienmessung an einem Schrägstirnrad (aktiv stabilisierter Prozess, vgl. Abb. 8.6d)

## 8.6 Fazit

In Kap. 8 konnte die Übertragbarkeit des bereits an einer Portalfräsmaschine erfolgreich erprobten aktiven Dämpfungssystems (siehe Kap. 7) auf eine Wälzschleifmaschine nachgewiesen werden. Durch die Applikation eines als viskoser Dämpfer betriebenen Inertialaktors an der Wälzschleifmaschine wurde in diesem Anwendungsbeispiel ein instabiler Schlichtschleifprozess reproduzierbar stabilisiert. Eine Stabilisierung des vorangehenden Schruppvorgangs war nicht möglich, da das Aktorsystem hierbei an seine Leistungsgrenzen stieß. Da das Schlichtschleifen den letzten Bearbeitungsschritt der Prozesskette der Zahnrädbearbeitung darstellt, konnten aber dennoch Guteile gefertigt werden. Ein Lösungsansatz zur Stabilisierung des Schruppschnittes könnte die Anbringung eines weiteren Aktors zur Erhöhung der Dämpfungskraft sein; dazu wären jedoch konstruktive Änderungen am Maschinenbett notwendig.

Zudem bestätigten die Experimente die Erkenntnis aus Abschnitt 7.5.2, dass der Verstärkungsfaktor  $g$  an den jeweiligen Prozess bzw. an die jeweilige Störgröße anzupassen ist, um eine optimale Dämpfungswirkung zu erzielen. Zur Veranschaulichung sind untenstehend die an der Wälzschleifmaschine eingesetzten  $g$ -Werte zusammengefasst:

- Impulshammermessung:  $g = 7,5 \cdot 10^4$
- Schlichtschnitt:  $g = 15 \cdot 10^4$

Um in jedem Teilprozess die bestmögliche Schwingungsunterdrückung zu erzielen, wäre folglich ein prozessangepasstes Umschalten des Verstärkungsfaktors erforderlich. Dies könnte mit modernen CNC-Steuerungen z. B. durch die programmierbare Ausgabe von digitalen Umschaltsignalen an die Dämpfungsregelung aufwandsarm realisiert werden.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde aber keine Integration der Dämpfungsregelung in die Werkzeugmaschinensteuerung vorgenommen – dies war für die Durchführung der wissenschaftlichen Untersuchungen auch nicht erforderlich. Folglich wäre die steuerungstechnische Integration der nächste Schritt in Richtung der industriellen Einsetzbarkeit. Eine detaillierte Reifegradbewertung des entwickelten AVC-Systems mit Blick darauf folgt in Kap. 9.



## 9 Technologische und wirtschaftliche Bewertung

### 9.1 Allgemeines

Für den industriellen Einsatz aktiver Systeme zur Ratterunterdrückung spielen neben den bereits ausführlich beleuchteten zerspanungstechnischen Aspekten auch wirtschaftliche und andere Gesichtspunkte eine wesentliche Rolle. An dieser Stelle erfolgt daher eine Bewertung des in den vorangegangenen Kapiteln vorgestellten AVC-Systems hinsichtlich des technologischen Reifegrades, der Energieeffizienz und der Investitionskosten.

### 9.2 Reifegradbewertung

Die praktische Einsetzbarkeit innovativer Technologien – wie z. B. aktiver Dämpfungssysteme – kann anhand des sog. *Technology Readiness Levels* (TRL), zu deutsch Technologie-Reifegrad, bewertet werden. Das TRL-Schema wurde ursprünglich von der NASA<sup>43</sup> zur Bewertung der Einsatzfähigkeit von Raumfahrtsystemen entwickelt (MANKINS 1995) und findet mittlerweile auch in anderen Bereichen Anwendung.

Nachfolgend ist die neunstufige TRL-Skala (auf deutsch übersetzt) dargestellt:

- TRL 1: Beobachtung und Beschreibung des Funktionsprinzips
- TRL 2: Beschreibung der Anwendung einer Technologie
- TRL 3: Nachweis der Funktionstüchtigkeit einer Technologie
- TRL 4: Versuchsaufbau im Labor
- TRL 5: Versuchsaufbau in der Einsatzumgebung
- TRL 6: Prototyp in der Einsatzumgebung
- TRL 7: Prototyp im Einsatz
- TRL 8: Qualifiziertes System mit Nachweis der Funktionstüchtigkeit im Einsatzbereich
- TRL 9: Qualifiziertes System mit Nachweis des erfolgreichen Einsatzes

---

<sup>43</sup>National Aeronautics and Space Administration: Luft- und Raumfahrtbehörde der Vereinigten Staaten von Amerika

Im Rahmen der vorliegenden Dissertation wurde ein AVC-System zur Ratterunterdrückung entwickelt, als Funktionsmuster aufgebaut und an zwei unterschiedlichen Werkzeugmaschinen erfolgreich erprobt. Dies entspricht der TRL-Stufe 5 „Versuchsaufbau in der Einsatzumgebung“.

Der nächste Schritt zur Entwicklung eines serienreifen Produkts wäre folglich die Erprobung des Systems in der Serienfertigung, um dessen Dauerfestigkeit und Zuverlässigkeit beurteilen zu können. Voraussetzung hierfür wäre der Schutz der im Arbeitsraum befindlichen Aktorik und Sensorik gegen die dauerhafte Einwirkung von Kühlenschmierstoff und Spänen. Weiterhin müsste das bisher auf der Rapid-Control-Prototyping-Plattform xPC-Target<sup>®</sup> realisierte Regelungssystem auf einen industriellen Controller übertragen und dessen Kommunikation mit der Werkzeugmaschinensteuerung realisiert werden.

## 9.3 Untersuchung der Energieeffizienz

### 9.3.1 Allgemeines

Der effiziente Einsatz von Energie gewinnt in den produzierenden Unternehmen immer mehr an Bedeutung. Wesentliche Ursachen hierfür sind die stetig steigenden Energiekosten sowie der zunehmende globale Wettbewerbsdruck (FRAUNHOFER-GESELLSCHAFT 2008; HERRMANN & THIEDE 2009; MÜLLER ET AL. 2009; ABELE & REINHART 2011). Ferner ist zu bedenken, dass die Erzeugung elektrischer Energie in den hoch entwickelten Industrieländern – trotz intensiver Förderung der regenerativen Energien – noch großteils auf fossilen Energieträgern (Kohle, Öl und Gas) basiert (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY 2011). Diese Energieträger sind aber nur begrenzt verfügbar; zudem entstehen bei deren Verstromung schädliche Emissionen (CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, SO<sub>2</sub> usw.).

In diesem Abschnitt wird daher erörtert, ob der Einsatz aktiver Dämpfungs- systeme einen Beitrag zur Steigerung der Energieeffizienz in der spanenden Fertigung leisten kann. Als Bewertungsgröße hierfür wird der Energieverbrauch pro zerspantem Werkstoffvolumen herangezogen. Diese Größe wird im weiteren Verlauf als spezifischer Energieverbrauch  $K$  (in  $\frac{\text{J}}{\text{mm}^3}$ ) bezeichnet.

### 9.3.2 Messung der elektrischen Leistungsaufnahme der Portalfräsmaschine

Zur Bestimmung von  $K$  sind Messungen der elektrischen Leistungsaufnahme der Werkzeugmaschine während der Zerspanung erforderlich. Daher wurde

an der Portalfräsmaschine Virtumat ein dreiphasiger Power Analyzer<sup>44</sup> vom Typ Fluke 435 installiert. Das Gerät ermöglicht mit einer Abtastrate von 200 kHz die simultane Messung der Spannungen und Ströme in einem Drei-Phasen-Wechselspannungsnetz mit einer Grundfrequenz von 50 oder 60 Hz. Aus den gemessenen Größen berechnet das Fluke 435 die Wirkleistung  $P$ , die Scheinleistung  $S$  und die Blindleistung  $Q$  sowie den Leistungsfaktor  $\lambda$ . Alle Daten werden jeweils über 1 s gemittelt und im Speicher des Gerätes abgelegt; über eine optische Schnittstelle können die Daten anschließend an einen PC übertragen werden.

Abb. 9.1 stellt das grundsätzliche Anschlusschema der Strom- und Spannungsaufnehmer dar. Die Spannungen wurden vom Power Analyzer direkt, die Ströme hingegen über Messzangen vom Typ Fluke i400s erfasst. Die Strommesszangen wurden dabei direkt an den vom Hauptschalter wegführenden Leitungen angebracht, so dass alle Energieverbraucher in der Werkzeugmaschine (Steuerung, Antriebe, Lüfter, Beleuchtung usw.) mitgemessen werden konnten.

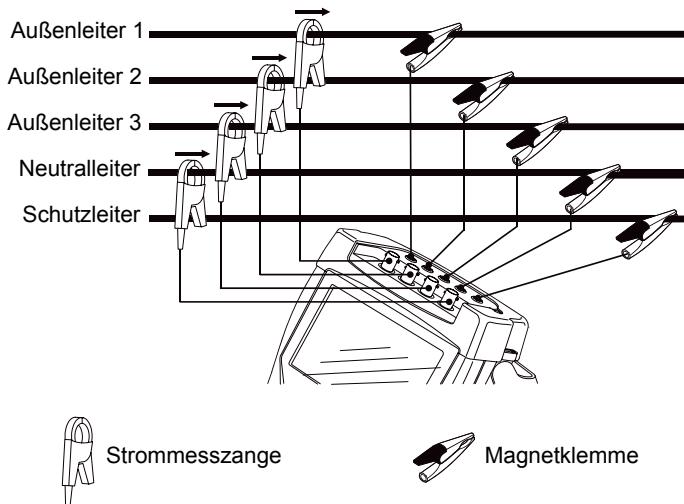


Abbildung 9.1: Anschlusschema der Spannungsaufnehmer und der Strommesszangen (FLUKE CORPORATION 2011, S. 6-2)

Der Leistungsverstärker für den Betrieb des aktiven Dämpfungssystems war an einer Steckdose innerhalb des Werkzeugmaschinenschaltschranks angeschlossen,

<sup>44</sup>Power Analyzer: Leistungsmessgerät, das meist über zahlreiche Zusatzfunktionen (z. B. Ermittlung von Oberschwingungen) verfügt.

wodurch die Leistungsaufnahme des Verstärkers ebenfalls mitgemessen wurde. Die Spannungen wurden aufgrund der günstigen Anschlussmöglichkeit mittels Magnetklemmen an den Netzzuleitungen der Antriebsverstärker (parallel zum Hauptschalter) abgegriffen.

### 9.3.3 Ermittlung des spezifischen Energieverbrauchs

Um an einem konkreten Beispiel das Energieeinsparpotenzial von AVC-Systemen in der Zerspanung zu ermitteln, wurde für zwei Fräsvorgänge mit identischen Prozessparametern (Tab. 9.1) – einmal ohne und einmal mit aktiviertem Dämpfungssystem (Regelungsalgorithmus A) – der spezifische Energieverbrauch bestimmt. Dazu wurden jeweils 200 mm lange Nuten mit in 0,3-mm-Schritten zunehmender axialer Schnitttiefe  $a_p$  gefräst und währenddessen die von der Werkzeugmaschine (und ggf. vom AVC-System) aufgenommene Wirkleistung gemessen.

Im ersten Versuch ohne aktive Dämpfung wurde eine Stabilitätsgrenze von 1,8 mm ermittelt. Daher wurde für den zweiten Schnitt mit aktiver Dämpfung eine Anfangsschnitttiefe von 1,5 mm gewählt – der Prozess blieb dabei bis zu  $a_{p,\text{grenz}} = 3,3$  mm stabil.

Fräser	HAM 434	Werkstückstoff	C45
$\varnothing$ Fräser	16 mm	$z$ Fräser	3
$n$	$1990 \text{ min}^{-1}$	$f_z$	0,1 mm
$a_e$	16 mm	Vorschubrichtung	Y
$a_p$ (ohne AVC)	0,3 : 0,3 : 2,7 mm		
$a_p$ (mit AVC)	1,5 : 0,3 : 3,9 mm		

Tabelle 9.1: Prozessparameter der Zerspanungsversuche für die Leistungsmessung

Abb. 9.2 zeigt die Zeitverläufe der Wirkleistung bei den Fräsversuchen. Die Plateau-Phasen repräsentieren dabei jeweils eine Fräsbahn konstanter Schnitttiefe. Die Peaks nach den Plateaus sind durch den Werkzeug-Rückzug im Eilgang in der Z-Achse bedingt.

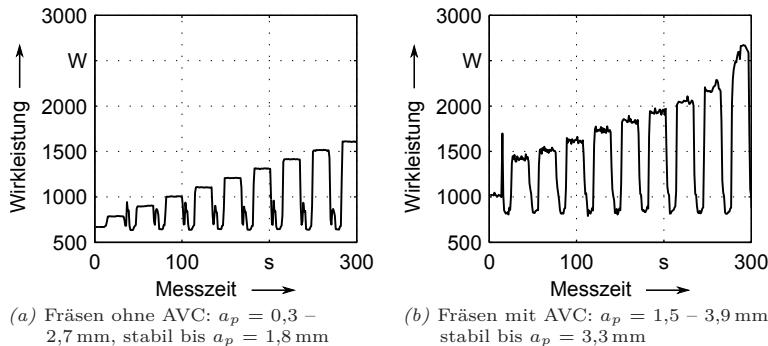


Abbildung 9.2: Zeitverläufe der Wirkleistung beim Nut-Fräsen mit ansteigender Schnitttiefe (mit und ohne AVC)

Zur Bestimmung des spezifischen Energieverbrauchs wurde im ersten Schritt die mittlere Leistung  $\bar{P}$  in den einzelnen Plateau-Phasen bestimmt. Anschließend wurde das Zeitspanvolumen  $Q$  als Produkt von Schnitttiefe  $a_p$ , Arbeitseingriff  $a_e$  und Vorschubgeschwindigkeit  $v_f$  berechnet:

$$Q = a_p \cdot a_e \cdot v_f \quad (9.1)$$

Der spezifische Energieverbrauch  $K$  (in  $\frac{\text{J}}{\text{mm}^3}$ ) ergab sich schließlich zu:

$$K = \frac{\bar{P}}{Q} \quad (9.2)$$

Abb. 9.3 gibt die Verläufe des spez. Energieverbrauchs  $K$  in Abhängigkeit von der Schnitttiefe wieder. Ausgefüllte Marker symbolisieren stabile Schnitte, wohingegen nicht ausgefüllte Marker ratternde Schnitte verkörpern.

Dabei fällt auf, dass bei gleichen Schnitttiefen die Leistungsaufnahme der Werkzeugmaschine bei aktiviertem AVC-System höher war als ohne AVC-Einsatz. Das aktive Dämpfungssystem ermöglichte jedoch eine Steigerung der Grenzschnitttiefe von 1,8 auf 3,3 mm.

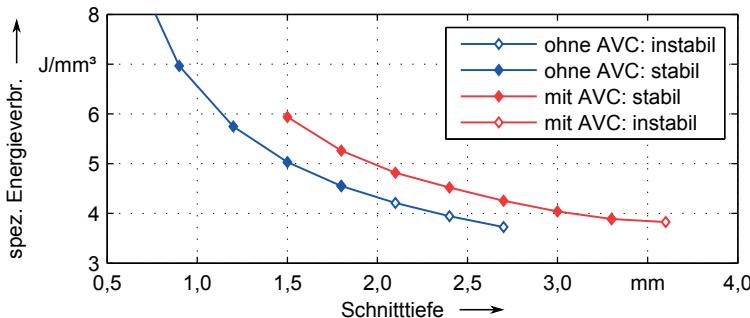


Abbildung 9.3: Vergleich des spezifischen Energieverbrauchs  $K$  beim Fräsen mit und ohne aktive Dämpfung

Unter Berücksichtigung dieser Tatsache ergaben sich für die Zerspanung an der Stabilitätsgrenze die folgenden  $K$ -Werte:

- $K_{\text{ohne AVC}} = 4,552 \frac{\text{J}}{\text{mm}^3} = 4552 \frac{\text{J}}{\text{cm}^3}$  (bei  $a_p = 1,8 \text{ mm}$ )
- $K_{\text{mit AVC}} = 3,887 \frac{\text{J}}{\text{mm}^3} = 3887 \frac{\text{J}}{\text{cm}^3}$  (bei  $a_p = 3,3 \text{ mm}$ )

Somit konnte durch den Einsatz des AVC-Systems für den in Tab. 9.1 beschriebenen Fräspannprozess (bei Zerspanung an der Stabilitätsgrenze) eine ca. 45%ige Reduktion der Hauptzeit bei gleichzeitiger Reduktion des Energieverbrauchs um 15 % realisiert werden. Dabei ist zu bedenken, dass durch die höhere mögliche Schnitttiefe auch weniger Einzelschnitte zur Zerspanung eines bestimmten Werkstoffvolumens nötig sind, wodurch sich zusätzlich noch die Nebenzeiten (Rückpositionieren usw.) verringern.

### 9.3.4 Beurteilung des Wirkungsgrades des eingesetzten Leistungsverstärkers

In weiteren Untersuchungen wurde der eingesetzte Leistungsverstärker vom Typ BAA 1000 BEAK V2 isoliert betrachtet, um Aussagen über dessen Wirkungsgrad  $\eta$  treffen zu können. Der Wirkungsgrad  $\eta$  ergibt sich als Quotient aus der vom Verstärker an den Aktor abgegebenen mittleren Wirkleistung  $\bar{P}_{\text{Aktor}}$  und der vom Verstärker aus dem Netz aufgenommenen mittleren Wirkleistung  $\bar{P}_{\text{Netz}}$ :

$$\eta = \frac{\bar{P}_{\text{Aktor}}}{\bar{P}_{\text{Netz}}} \quad (9.3)$$

Konkret wurde der Verstärkerwirkungsgrad für den aktiv gedämpften Fräspannprozess mit den in Tab. 9.1 genannten Parametern bei  $a_p = 3,3 \text{ mm}$  ermittelt.

Dazu wurden die netz- und die aktorseitige Wirkleistung während der Zerspanung simultan gemessen. Für die netzseitige Leistungsmessung wurde dabei der PowerAnalyzer Fluke 435 verwendet, wohingegen die aktorseitige Leistungsmessung mit dem xPC-Target<sup>®</sup>-System und entsprechender Verrechnung der Spannungs- und Stromzeitsignale in Matlab<sup>®</sup> vorgenommen wurde. Für die Wirkungsgradberechnung wurden anschließend die mittleren Wirkleistungen während des Nut-Fräsprozesses ermittelt.

Für den untersuchten Zerspanprozess ergab sich ein elektrischer Wirkungsgrad des Leistungsverstärkers von  $\eta \approx 0,06$ . Die mittlere Wirkleistungsaufnahme des Aktors betrug dabei 15,4 W bei einer mittleren Effektivspannung von ca. 7 V. Dieser sehr schlechte Wirkungsgrad ist vor dem Hintergrund zu sehen, dass der BAA 1000 BEAK V2 als Analogverstärker mit einer Zwischenkreis-Gleichspannung von ca. 100 V ausgeführt ist. Daraus ergibt sich, dass bei der geringen Betriebsspannung des Aktors an den Leistungstransistoren des Verstärkers hohe Verlustleistungen auftreten. Zudem ist zu berücksichtigen, dass der Verstärker eine Nennscheinleistung von 1250 VA zu liefern vermag, das Gerät also deutlich überdimensioniert ist. So nimmt der BAA 1000 BEAK V2 beispielsweise im Leerlauf, d. h. ohne Energieabgabe an die Last, bereits eine Wirkleistung von  $P = 53$  W auf.

Ein besserer Wirkungsgrad könnte durch die Wahl eines günstiger dimensionierten Leistungsverstärkers mit Digital-Endstufe erzielt werden. Dadurch würde sich auch die Energieeffizienz des gesamten AVC-Systems nochmals deutlich steigern.

## 9.4 Wirtschaftliche Bewertung

Zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit einer Investition in ein aktives Dämpfungssystem für eine spanende Werkzeugmaschine stellt die Investitionskostenrechnung geeignete Berechnungsverfahren, wie z. B. die Kapitalwertmethode, zur Verfügung (MÜLLER 2006; SPECHT ET AL. 2006; CARSTENSEN 2008). Derartige Berechnungen haben jedoch nur Sinn, wenn umfassende Kosten- und Erlösinformationen vorliegen.

In einem universitären Umfeld sind entsprechende betriebswirtschaftliche Informationen aber nicht verfügbar. Daher werden an dieser Stelle lediglich allgemeine Aussagen zur Wirtschaftlichkeit des Einsatzes von AVC-Systemen in der spanenden Fertigung getroffen.

Die vorangegangenen Untersuchungen haben gezeigt, dass durch aktive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion eine signifikante Erhöhung der Grenz-

schnitttiefe realisierbar ist.<sup>45</sup> Somit kann insbesondere bei der Volumenzerspanung (Schruppen), bei der große Schnitttiefen angestrebt werden, eine Verkürzung der Bearbeitungszeit erzielt werden. Gleichzeitig sinkt durch die verbesserte Auslastung der Werkzeugmaschinenantriebe der spezifische Energieverbrauch pro zerspantem Werkstoffvolumen. Die Einsparungen an Zeit und Energie führen wiederum zu einer Reduktion der Fertigungskosten.

Um eine maximale Steigerung des Zeitspanvolumens – und somit minimale Hauptzeiten – zu erreichen, ist eine empirische Anpassung der Parameter des Zerspanungsprozesses und der Dämpfungsregelung erforderlich. Der Einsatz von AVC-Systemen in der Einzelteifertigung ergibt daher nur bedingt Sinn, da dem Initialaufwand zur Systemanpassung nur eine einmalige Ersparnis an Zeit und Energie gegenüber stünde. In der Serienfertigung hingegen fällt der Initialaufwand gegenüber den kumulierten Einsparungen kaum ins Gewicht, weswegen der AVC-Einsatz hier lohnend zu sein verspricht.

Darüber hinaus ist zu bedenken, dass durch die Ausrüstung einer Werkzeugmaschine mit einem aktiven Zusatzsystem zur Ratterunterdrückung die Systemkomplexität steigt – und die Zuverlässigkeit/Verfügbarkeit damit tendenziell sinkt. Der erste Ansatz zur Erhöhung der Zerspanleistung einer Werkzeugmaschine sollte folglich stets die Optimierung der Bearbeitungsstrategie (z. B. durch Ändern der Vorschubrichtung, Verwendung ungleichgeteilter Werkzeuge, trochoidales statt lineares Nut-Fräsen usw.) sein.

## 9.5 Fazit

In Kap. 9 wurde festgestellt, dass zur Erreichung der industriellen Einsetzbarkeit des entwickelten AVC-Systems insbesondere die steuerungstechnische Integration der Dämpfungsregelung sowie die Abdichtung der im Arbeitsraum befindlichen Aktorik und Sensorik gegen Kühlenschmierstoff erforderlich ist. Des Weiteren zeigten Messungen der elektrischen Leistungsaufnahme, dass die Erhöhung der Grenzschnitttiefe mittels aktiver Ratterunterdrückung mit einer Reduktion des Energieverbrauchs bei der Zerspanung einhergeht. Da für die Versuche nur deutlich überdimensionierte Leistungsverstärker zur Verfügung standen, wäre durch die Verwendung eines bedarfsgerecht dimensionierten Leistungsverstärkers eine weitere Steigerung der Energieeffizienz möglich. Außerdem wurde dargelegt, dass die Investitionskostenrechnung – bei Vorliegen entsprechender Kosten- und Erlösinformationen – geeignete Verfahren zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit eines AVC-Systems zur Verfügung stellt.

<sup>45</sup>Es ist zu beachten, dass das im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte aktive Dämpfungssystem nur maschinenseitiges Rattern, nicht jedoch werkzeug- oder werkstückseitiges Rattern unterdrücken kann.

## 10 Auslegung aktiver Dämpfungssysteme zur Ratterunterdrückung

### 10.1 Auslegungsmethodik

Wie bereits in Kap. 2 dargelegt wurde, haben aktive Dämpfungssysteme zur Ratterunterdrückung trotz ihres enormen Potenzials bis dato noch kaum Eingang in die produktionstechnische Anwendung gefunden. Ein wesentlicher Grund hierfür ist im Fehlen einer praxisorientierten und wirtschaftlichen Methodik zu deren Auslegung zu sehen. In diesem Kapitel wird daher – ausgehend von den im Rahmen der Forschungsarbeiten gewonnenen Erkenntnisse – eine praxisorientierte Vorgehensweise zur Verringerung der Ratterneigung von spanenden Werkzeugmaschinen mittels aktiver Dämpfungssysteme vorgestellt.

Die wesentliche Randbedingung beim Entwurf der Methodik war die Sicherstellung der einfachen und schnellen Einsetzbarkeit. Dies wird insbesondere durch den Verzicht auf zeit- und kostenintensive Untersuchungen der Strukturdynamik mittels Finite-Elemente-Simulationen bzw. Modalanalysen erreicht. Damit wird außerdem der Tatsache, dass derartige Informationen bei älteren Werkzeugmaschinen i. d. R. nicht existent sind bzw. bei neueren Maschinen vom Hersteller normalerweise unter Verschluss gehalten werden, Rechnung getragen.

Die Methodik ist in Abb. 10.1 in Form eines Programmablaufplans dargestellt und steht unter den nachfolgenden Prämissen:

- Es liegt strukturseitiges Rattern vor (d. h. das Maschinengestell und nicht das Werkzeug rattert), welches durch die hohe dynamische Nachgiebigkeit lang auskragender Strukturkomponenten bedingt ist.
- Als aktive Dämpfer werden Inertialaktoren verwendet, wodurch eine hohe konstruktive Freiheit bei der Aktorplatzierung erzielt wird. Zudem wird durch die Anbringung des Aktors außerhalb des Kraftflusses sichergestellt, dass die (passiven) Maschinenstruktur nicht geschwächt wird.

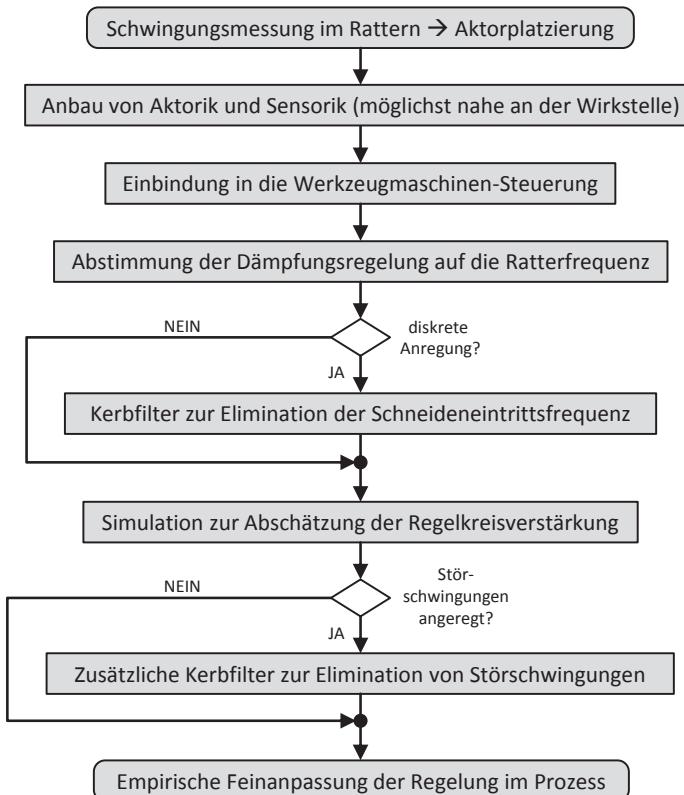


Abbildung 10.1: Auslegungsmethodik für AVC-Systeme

Die einzelnen Vorgehensschritte werden im Folgenden näher erläutert:

1. Den Ausgangspunkt bilden dreiachsige Betriebsschwingungsmessungen an der Werkzeugmaschine während eines instabilen Schnittes. Das Ziel dieser Messungen ist die Platzierung des Dämpfungsaktors an derjenigen Strukturkomponente, die mit der größten Amplitude schwingt. Die Ausrichtung des Aktors orientiert sich an der Raumrichtung, in der die größte Schwingungsamplitude gemessen wird. Die Aktorposition ist dabei möglichst nahe an der Zerspanstelle vorzusehen.<sup>46</sup> Um die dynamische

<sup>46</sup>Eine Platzierung des Aktors in größerer Distanz zur Zerspanstelle sollte folglich nur dann erwogen werden, wenn dies aus technischen Gründen unbedingt erforderlich ist, wie es beispielsweise bei der Wälzschleifmaschine der Fall war (vgl. Kap. 8).

Schwachstelle eindeutig identifizieren zu können, sind die Betriebsschwingungsmessungen sowohl auf Seiten des Werkzeugs (z. B. an der Spindelnase) wie auch auf Seiten des Werkstücks (z. B. am Maschinentisch) vorzunehmen. Hierbei ist es sinnvoll, den Beschleunigungsaufnehmer an Stellen zu platzieren, an denen auch der Dämpfungsaktor installiert werden könnte. Bei einer werkstückseitigen Aktoranbringung ist dabei mit veränderlichen Resonanzfrequenzen aufgrund unterschiedlicher Werkstückmassen zu rechnen.

2. Auf Basis der Betriebsschwingungsmessungen ist dann der Dämpfungsaktor an der Maschinenstruktur zu installieren. Zudem ist ein Beschleunigungsaufnehmer, welcher das Feedback-Signal liefert, kollokal zum Aktor anzubringen. Durch die Kollokation von Aktor und Sensor wird ein gutes Stabilitätsverhalten der Dämpfungsregelung erreicht (PREUMONT 2002, S. 92). Ggf. sind noch Schutzmaßnahmen gegen die Einwirkung von Kühlenschmierstoff und Spänen vorzusehen.
3. Um das AVC-System (in einem industriellen Umfeld) automatisiert betreiben zu können, ist die Einbindung der Dämpfungsregelung in die Werkzeugmaschinen-Steuerung erforderlich.<sup>47</sup>
4. Im nächsten Schritt erfolgt die Abstimmung der Dämpfungsregelung auf die gemessene Ratterfrequenz, d. h. die Eckfrequenzen von Filtern u. Ä. sind entsprechend anzupassen.
5. Falls ein Fertigungsprozess mit diskreter Anregung, wie beispielsweise Fräsen, vorliegt, wird die Dämpfungsregelung um ein Kerbfilter zur Elimination der Schneideneintrittsfrequenz ergänzt.
6. Durch eine Zeitbereichssimulation der Dämpfungsregelung mit den im Rattern gemessenen Betriebsschwingungsdaten kann anschließend der erforderliche Verstärkungsfaktor überschlägig ermittelt werden.<sup>48</sup>
7. Sollten im Zuge der Inbetriebnahme Störschwingungen, wie z. B. Aufstellschwingungen der Werkzeugmaschine, durch das aktive Dämpfungs- system angeregt werden, sind diese mittels zusätzlicher Kerbfilter zu unterdrücken. Dadurch wird ein höherer Verstärkungsfaktor ermöglicht.
8. Abschließend erfolgt die Feinanpassung des Verstärkungsfaktors während des Zerspanungsprozesses.

<sup>47</sup>Im Rahmen der vorliegenden Dissertation wurde die Dämpfungsregelung lediglich prototypisch umgesetzt und nicht in die Werkzeugmaschinen-Steuerung eingebunden (vgl. S. 91), da dies zur Durchführung der Forschungsarbeiten nicht erforderlich war.

<sup>48</sup>Durch den Eingriff des AVC-Systems werden sich zwar nicht die während der Betriebsschwingungsmessung aufgezeichneten Ratteramplituden einstellen, doch für eine grobe Abschätzung ist dieses Vorgehen ausreichend.

Der Einsatz rechnergestützter Optimierungsverfahren zur Aktorplatzierung, wie sie beispielsweise von WAIBEL (2013) vorgestellt wurden, mag evtl. etwas bessere Ergebnisse als die zuvor beschriebene Vorgehensweise liefern, benötigt aber zwingend ein strukturdynamisches Modell der Werkzeugmaschinenstruktur als Eingangsinformation. Derartige rechnergestützte Verfahren bieten sich daher vorzugsweise für die Anwendung durch einen Maschinenhersteller während der Konstruktion eines Produktionssystems an. Denn die hierfür erforderlichen Strukturdynamik-Modelle werden in dieser Phase meist ohnehin zur Auslegung der Maschinenstruktur erstellt. Die in Abb. 10.1 dargestellte Vorgehensweise fokussiert hingegen die Verbesserung der Prozessstabilität bereits in der Anwendung befindlicher Werkzeugmaschinen.

## 10.2 Überlegungen zur Dimensionierung des Dämpfungsaktors

Ein wesentlicher Aspekt bei der Auslegung eines aktiven Dämpfungssystem zur Ratterunterdrückung ist die Frage: Welche Kraft muss der Dämpfungsaktor aufbringen können?

In Abschnitt 7.5.7 wurde dargelegt, dass bei dem untersuchten aktiv stabilisierten Nut-Fräsprozess eine Dämpfungskraftamplitude in der Größenordnung von einem Drittel der dynamischen Schnittkraftamplitude zur Ratterunterdrückung genügt. Ob dieser Zusammenhang auch für andere Zerspanungsprozesse auf anderen Maschinen gilt, kann im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht beantwortet werden. Teilweise sind bei bestehenden Maschinen Messungen der auftretenden Schnittkräfte ohne konstruktive Änderungen zur Integration eines Dynamometers gar nicht möglich (wie z. B. bei der Wälzschleifmaschine in Kap. 8).

Alternativ könnte zur Dimensionierung des Dämpfungsaktors auf eine gekoppelte Simulation von Maschinenstruktur, Zerspanprozess und aktivem Dämpfungssystem zurückgegriffen werden. Um hierbei verlässliche Aussagen über die zur Erreichung einer bestimmten Grenzschnitttiefe erforderliche Aktorleistung zu gewinnen, werden jedoch sehr genaue Modelle der einzelnen Subsysteme benötigt, was einen aufwändigen Modellierungsprozess bedingt. Insbesondere die für die Ratterstabilität entscheidenden Dämpfungseigenschaften der Maschinenstruktur können bis dato nur durch einen experimentellen Abgleich korrekt modelliert werden.<sup>49</sup> Auch die Abbildung stochastischer Vor-

<sup>49</sup> Die Dämpfungseigenschaften der Maschinenstruktur müssen dabei auch für die höherfrequenten Eigenmoden korrekt abgebildet werden, da sich in Abschnitt 7.5.2 gezeigt hatte, dass trotz der aktiven Bedämpfung niederfrequenter Eigenformen auch hochfrequente Eigenformen zu Ratterschwingungen angeregt werden können.

gänge, wie des vom Beschleunigungsaufnehmer des Dämpfungsregelkreises erfassten Spindellaufgeräusches, ist nicht trivial.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die zielgerichtete Dimensionierung von Dämpfungsaktoren für eine konkrete Bearbeitungsaufgabe immer noch eine Herausforderung darstellt. Um eine simulative Dimensionierung mit vertretbarem Aufwand durchführen zu können, sind weitere Fortschritte in der Simulationstechnologie hinsichtlich der Modellqualität und des Modellierungsaufwands erforderlich. Weiterführende experimentelle Arbeiten können zudem zum Aufbau eines breiteren Erfahrungsschatzes für die heuristische Auslegung von AVC-Systemen beitragen.

### 10.3 Wissenschaftstheoretischer Exkurs: Das „Induktionsproblem“

Die vorgestellte Entwurfsmethodik wurde, wie bereits in Abschnitt 10.1 erwähnt, aus der Verallgemeinerung der im Rahmen der Forschungsarbeiten gewonnenen empirischen Erkenntnisse abgeleitet. In der Wissenschaftstheorie und in der Philosophie wird diese Art des Schlussfolgerns als *Induktion*<sup>50</sup> bezeichnet. In diesem Zusammenhang formulierte David Hume in seinem Werk „A Treatise of Human Nature“ im Jahre 1739 das *Induktionsproblem*:

„From the mere repetition of any past impression, even to infinity, there never will arise any new original idea, such as that of a necessary connexion; and the number of impressions has in this case no more effect than if we confined ourselves to one only.“

(HUME 1739, Buch I, Teil III, Abschnitt VI)

Damit ist gemeint, dass der Mensch dazu neigt, zwischen Ereignissen, welche er wiederholt aufeinander folgend gesehen hat, automatisch einen kausalen Ursache-Wirkungs-Zusammenhang anzunehmen – und (irrtümlicherweise) zu glauben, dass die schon mehrfach beobachtete Ereignisfolge auch in Zukunft stets so eintreten werde.

Konkret bedeutet dies nun das Folgende: Es ist zwar sehr wahrscheinlich, dass durch die Anwendung der in Abb. 10.1 beschriebenen Entwurfsmethodik erfolgreich ein AVC-System zur Ratterunterdrückung ausgelegt werden kann. Eine Gewähr dafür, dass dies immer und in jeder erdenklichen Bearbeitungssituation der Fall sein wird, gibt es jedoch nicht. Induktiv abgeleitete Zusammenhänge können somit durchaus als praktisches Erfahrungswissen dienen, jedoch (aus formallogischen Gründen) ohne den Anspruch auf absolute Allgemeingültigkeit.

---

<sup>50</sup>lat. *inducere*: einführen, hineinführen

## 10.4 Fazit

In Kap. 10 wurde eine praxisorientierte Auslegungsmethodik für aktive Systeme zur Ratterunterdrückung erarbeitet, die sich durch den Verzicht auf komplexe strukturdynamische Untersuchungen der Werkzeugmaschinenstruktur auszeichnet. Des Weiteren war festzustellen, dass bis dato jedoch noch kein zufriedenstellender Ansatz zur Dimensionierung des Dämpfungsaktors für konkrete Bearbeitungsaufgaben existiert, weshalb hier Forschungsbedarf besteht. Darüber hinaus wurde in einem abschließenden wissenschaftstheoretischen Exkurs dargelegt, dass induktiv abgeleitete Zusammenhänge, wie die vorgestellte Auslegungsmethodik, aus formallogischen Gründen keinen Anspruch auf absolute Allgemeingültigkeit haben können.

## 11 Zusammenfassung und Ausblick

### 11.1 Zusammenfassung

Ratterschwingungen sind nach wie vor ein häufig anzutreffendes Problem in der spanenden Fertigung. Die Entwicklung aktiver Dämpfungssysteme zur Ratterunterdrückung war und ist daher Gegenstand zahlreicher Forschungsprojekte. Trotz des erwiesenermaßen hohen Potenzials von AVC-Systemen bleibt jedoch festzustellen, dass diese praktisch keine produktionstechnische Anwendung finden. Die wesentlichen Gründe hierfür sind darin zu sehen, dass in den bisherigen Projekten das Betriebsverhalten aktiv bedämpfter Werkzeugmaschinen bislang nur unzureichend untersucht und meist proprietäre, kommerziell nicht verfügbare Systemtechnik entwickelt wurde.

Es war daher das primäre Ziel der vorliegenden Dissertation, durch umfangreiche experimentelle Untersuchungen an einer Portalfräsmaschine ein profundes Systemverständnis des Wechselwirkens von Werkzeugmaschine, Zerspanungsprozess und aktivem Zusatzsystem zu generieren, um die technologisch-wissenschaftlichen Grundlagen für die Beurteilung der Möglichkeiten und Grenzen des Einsatzes aktiver Dämpfungssysteme in der spanenden Fertigung zu schaffen. Hierzu war mit kommerziell verfügbaren Komponenten ein flexibel einsetzbares aktives Zusatzsystem zur Ratterunterdrückung zu konzipieren, als Funktionsmuster aufzubauen und dessen Leistungsfähigkeit zu validieren.

Die Basis für die Konzeptionierung des AVC-Systems (und auch für dessen spätere Validierung) bildeten dabei ausführliche Voruntersuchungen an der als Versuchsträger dienenden Portalfräsmaschine. Durch die Kombination von Betriebsschwingungsmessungen und einer experimentellen Modalanalyse konnte das bei der Verwendung kurzer, steifer Werkzeuge auftretende niedrfrequente Rattern einer Pendelschwingung des Spindelstocks zugeordnet werden; wohingegen bei langen, schlanken Werkzeugen keine Anregung der Maschinenstruktur erfolgte, sondern das Werkzeug selbst ratterte.

Ausgehend von der Analyse der an das aktive Zusatzsystem zu stellenden Anforderungen wurden dann absolut wirkende, elektrodynamische Inertialaktoren und Beschleunigungsaufnehmer als Systemkomponenten ausgewählt und an der Spindelnase des Versuchsträgers montiert. Im nächsten Schritt wurden robuste Regelungsalgorithmen zum Betrieb der Inertialaktoren als viskose Dämpfer

entwickelt und auf der Rapid-Control-Prototyping-Plattform MathWorks xPC-Target® implementiert; ein vorgeschaltetes Kerbfilter dient der Abschwächung der im stabilen Schnitt dominanten Schneideneintrittsfrequenz. Eine Portierung der Dämpfungsregelung auf industrielle Steuerungskomponenten wäre dabei mit geringem Aufwand möglich.

Bei der Inbetriebnahme des AVC-Systems zeigte sich, dass durch den absolut wirkenden Inertialaktor eine Aufstellschwingung der Versuchsmaschine angeregt wird; durch ein zusätzliches Kerbfilter konnte diese Störschwingung jedoch unterdrückt werden. Anhand von Messungen der dynamischen Nachgiebigkeit an der Spindelnase wurde die Funktion des AVC-Systems erstmals nachgewiesen; eine direkte Ableitung des zu erwartenden Zugewinns an Prozessstabilität (gemessen in einer Erhöhung der ratterfreien Grenzschnitttiefe) aus den Nachgiebigkeitsmessungen ist aufgrund des nichtlinearen Verhaltens aktiv bedämpfter Werkzeugmaschinenstrukturen jedoch nicht möglich.

In Nut-Fräsversuchen mit kurzen, steifen Werkzeugen konnten signifikante Steigerungen des Zeitspanvolumens, z. T. um über 100 %, erreicht werden. Somit konnte über einen breiten Drehzahlbereich ein nahezu konstantes Stabilitätsniveau geschaffen werden, was eine flexible Prozessgestaltung ermöglicht. Die für die Ratterunterdrückung erforderlichen Dämpfungskräfte waren dabei deutlich geringer als die dynamischen Schnittkräfte. Anhand von elektrischen Leistungsmessungen wurde des Weiteren festgestellt, dass die Erhöhung der Zerspanungsleistung mit einer Verbesserung der Energieeffizienz der Werkzeugmaschine einhergeht. Aufgrund der zur Rüstzeit hinzuzurechnenden nötigen Abstimmung der Dämpfungsregelung auf den jeweiligen Fertigungsprozess bietet der AVC-Einsatz daher insbesondere in der Serienfertigung das größte Rationalisierungs-Potenzial.

Durch die aktive Stabilisierung von ratternden Fräsprozessen wurde zudem eine deutliche Verbesserung der Oberflächenqualität erzielt. Am Nutgrund konnten dabei die Oberflächengüten eines passiv stabilen Schnitts erreicht werden, wohingegen dies an der Nutflanke nicht möglich war. Der AVC-Einsatz im passiv stabilen Schnitt brachte allerdings keine Verbesserung der Oberflächenqualität.

Als Einschränkung beim Betrieb des vorgestellten AVC-Systems ist die Tatsache zu sehen, dass werkzeugseitige Ratterschwingungen damit prinzipiell nicht bedämpft werden können. In diesem Zusammenhang war auch festzustellen, dass durch die aktive Bedämpfung der niederfrequenten Struktureigenschwingungsform des Spindelstocks zu größeren Schnitttiefen hin höherfrequente Ratterschwingungen, die dem Werkzeug bzw. der Hauptspindel zuzuordnen sind, aufklingen. Die mit steigender Vorschubgeschwindigkeit zunehmende Prozessdämpfung erwies sich dabei als wirkungsvoll im Hinblick auf

die Verminderung des Hochfrequenz-Ratterns. Hohe Vorschubgeschwindigkeiten führten beim Einschneiden in die Nut bzw. beim Ausschneiden aus der Nut jedoch häufig zu Überstromabschaltungen aufgrund der hierbei dominanten Anregung in der Schneideneintrittsfrequenz – eine angepasste Bearbeitungsstrategie (Reduktion der Vorschubgeschwindigkeit beim Ein-/Ausschneiden) schuf diesbezüglich Abhilfe.

Des Weiteren wurde das elektrodynamische AVC-System auf eine Wälzschleifmaschine übertragen, wo instabile Schlichtschleifprozesse an Zahnrädern stabilisiert werden konnten. Abschließend wurde eine praxisorientierte Methodik zum Entwurf aktiver Dämpfungssysteme zur Ratterunterdrückung vorgestellt.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass im Rahmen der vorliegenden Dissertation zahlreiche praxisrelevante Aspekte des Einsatzes aktiver Dämpfungssysteme an spanenden Werkzeugmaschinen beleuchtet wurden und so die wissenschaftlichen Grundlagen für die Beurteilung der Möglichkeiten und Grenzen dieser innovativen Technologie geschaffen worden sind. Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit wurde daher in vollem Umfang erreicht.

Grundsätzlich sei an dieser Stelle noch angemerkt, dass der erste Schritt bei der Auslegung eines spanenden Fertigungsprozesses stets die Optimierung der Bearbeitungsstrategie und der Werkzeuge sein sollte und dass erst nach Ausschöpfen dieser Potenziale der Einsatz komplexer mechatronischer Zusatzsysteme ins Auge gefasst werden sollte. Insbesondere bei der Verbesserung der Zerspanleistung bereits bestehender Maschinen, an denen umfangreiche konstruktive Änderungen aus Zeit- und Kostengründen unwirtschaftlich wären, stellen AVC-Systeme dann aber eine sinnvolle Option dar.

## 11.2 Ausblick

Weitere Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der aktiven Ratterunterdrückung können in unterschiedliche Richtungen führen. Zum einen sollten Simulationsmethoden erarbeitet werden, die eine effiziente Dimensionierung der Dämpfungsaktorik für konkrete Bearbeitungssituationen bzw. die Berechnung des mit einem bestimmten Aktor möglichen Zugewinns an Prozessstabilität ermöglichen. Wesentliche Herausforderungen hierbei sind in der Abbildung der Dämpfungseigenschaften der Maschinenstruktur sowie in der Erstellung von Prozessmodellen für komplexe Zerspanungsoperationen (z. B. Wälzsleifen) zu sehen.

Zum anderen ist für die Inbetriebnahme von aktiven Dämpfungssystemen nach wie vor Regelungstechnisches Fachwissen nötig. Damit AVC-Systeme in der spanenden Fertigung breite Anwendung finden können, müssen diese aber von den Maschineneinrichtern, die typischerweise über eine Facharbeiter-Ausbildung

verfügen, bedient werden können. Daher sind weitere Anstrengungen notwendig, um die vorgestellten Regelungsalgorithmen dergestalt zu erweitern, dass eine automatisierte Inbetriebnahme von AVC-Systemen ermöglicht wird („Green-Button-AVC-Systeme“). Für die Schaffung der hierfür erforderlichen Schnittstellen zur Werkzeugmaschinensteuerung bedarf es jedoch der Kooperation von Anwendern sowie von Maschinen- und Steuerungsherstellern.

Zusätzlich vermag die Erprobung des vorgestellten AVC-Systems bei der Fertigung komplexer Bauteile im industriellen Umfeld weitere Forschungsbedarfe zu identifizieren.<sup>51</sup> Daraüber hinaus ist in der vorliegenden Arbeit auch der Bedarf an Zusatzsystemen zur Unterdrückung werkzeugseitiger Ratterschwingungen – wie sie bei der Zerspanung mit langen, schlanken Fräsern auftreten – deutlich geworden.

---

<sup>51</sup>In diesem Zusammenhang ist insbesondere der Einfluss der bei Kurvenfahrten auftretenden Zentrifugalbeschleunigung auf die Stabilität des AVC-Systems zu untersuchen (vgl. Abschnitt 7.3).

## **Literaturverzeichnis**

### **Abele & Reinhart 2011**

ABELE, E. ; REINHART, G.: *Zukunft der Produktion: Herausforderungen, Forschungsfelder, Chancen*. München: Hanser, 2011

### **Ahmadi & Ismail 2011**

AHMADI, K. ; ISMAIL, F.: Analytical stability lobes including nonlinear process damping effect on machining chatter. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 51 (2011), Nr. 4, S. 296–308

### **Åkesson 2007**

ÅKESSON, H.: *Active control of vibration and analysis of dynamic properties concerning machine tools*. Karlskrona (Schweden): Blekinge Institute of Technology, 2007

### **Al-Regib et al. 2003**

AL-REGIB, E. ; NI, J. ; LEE, S.-H.: Programming spindle speed variation for machine tool chatter suppression. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 43 (2003), Nr. 12, S. 1229–1240

### **Albizuri et al. 2007**

ALBIZURI, J. ; FERNANDES, M. H. ; GARITAONANDIA, I. ; SABALZA, X. ; URIBE-ETXEBERRIA, R. ; HERNÁNDEZ, J. M.: An active system of reduction of vibrations in a centerless grinding machine using piezoelectric actuators. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 47 (2007), Nr. 10, S. 1607–1614

### **Alizadeh Roshdi 2005**

ALIZADEH ROSHDI, A.: *Robuste Regelung zur aktiven Schwingungsdämpfung elastischer Rotoren mit Piezo-Stapelaktoren*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2005

### **Altintas et al. 1999**

ALTINTAS, Y. ; ENGIN, S. ; BUDAK, E.: Analytical Stability Prediction and Design of Variable Pitch Cutters. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 121 (1999), Nr. 2, S. 173–178

**Altintas et al. 2008**

ALTINTAS, Y. ; EYNIAN, M. ; ONOZUKA, H.: Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping. In: *CIRP Annals – Manufacturing Technology* 57 (2008), Nr. 1, S. 371–374

**Altintas & Weck 2004**

ALTINTAS, Y. ; WECK, M.: Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding. In: *CIRP Annals – Manufacturing Technology* 53 (2004), Nr. 2, S. 619–642

**Altintas 2000**

ALTINTAS, Y.: *Manufacturing automation: Metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design*. Cambridge (England): Cambridge University Press, 2000

**Aoyama & Inasaki 1997**

AOYAMA, T. ; INASAKI, I.: Application of Electrorheological Fluid Dampers to Machine Tool Elements. In: *CIRP Annals – Manufacturing Technology* 46 (1997), Nr. 1, S. 309–312

**Ast et al. 2007**

AST, A. ; BRAUN, S. ; EBERHARD, P. ; HEISEL, U.: Adaptronic Vibration Damping for Machine Tools. In: *CIRP Annals – Manufacturing Technology* 56 (2007), Nr. 1, S. 379–382

**Bediaga et al. 2009**

BEDIAGA, I. ; MUÑOA, J. ; HERNÁNDEZ, J. ; LÓPEZ LACALLE, L. N. d.: An automatic spindle speed selection strategy to obtain stability in high-speed milling. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 49 (2009), Nr. 5, S. 384–394

**Braun 1996**

BRAUN, H.: *Fachkunde Metall*. Haan-Gruiten: Europa-Lehrmittel, 1996 (Europa-Fachbuchreihe für metalltechnische Berufe)

**Breit 2006**

BREIT, H.: *Auslegung und Erprobung einer aktiv gelagerten Spindel zur Schwingungsdämpfung in Werkzeugmaschinen*. Aachen: Shaker, 2006 (Reihe Fluidtechnik Nr. 41)

**Brock 1946**

BROCK, J. E.: A note on the damped vibration absorber. In: *Journal of Applied Mechanics* 68 (1946), Nr. 4, S. 284

**Buchholz & Grünhagen 2005**

BUCHHOLZ, J. J. ; GRÜNHAGEN, W. v.: *Inversion dynamischer Systeme mit Matlab*. <http://buchholz.hs-bremen.de/inversion/inversion.htm>, Abruf: 20.10.2006

**Buchholz & Grünhagen 2006**

BUCHHOLZ, J. J. ; GRÜNHAGEN, W. v.: *Inversion Impossible?* <http://buchholz.hs-bremen.de/inversion/inversion.htm>, Abruf: 20.10.2006

**Budak 2003**

BUDAK, E.: An Analytical Design Method for Milling Cutters With Nonconstant Pitch to Increase Stability, Part I: Theory. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 125 (2003), Nr. 1, S. 29–34

**Carstensen 2008**

CARSTENSEN, P.: *Investitionsrechnung kompakt: Eine anwendungsorientierte Einführung*. Wiesbaden: Gabler, 2008

**Chen & Knospe 2007**

CHEN, M. ; KNOSPE, C. R.: Control Approaches to the Suppression of Machining Chatter Using Active Magnetic Bearings. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 15 (2007), Nr. 2, S. 220–232

**Chiu & Chan 1997**

CHIU, W. M. ; CHAN, K. W.: Design and testing of piezoelectric actuator-controlled boring bar for active compensation of cutting force induced errors. In: *International Journal of Production Economics* 51 (1997), Nr. 1-2, S. 135–148

**Chung et al. 1997**

CHUNG, B. ; SMITH, S. ; TLUSTY, J.: Active Damping of Structural Modes in High-Speed Machine Tools. In: *Journal of Vibration and Control* 3 (1997), Nr. 3, S. 279–295

**Den Hartog 1947**

DEN HARTOG, J. P.: *Mechanical Vibrations*. New York (USA): McGraw-Hill, 1947

**Denkena et al. 2004**

DENKENA, B. ; HARMS, A. ; HESSE, P.: Adaptronischer Werkzeugadapter zur aktiven Schwingungsdämpfung in CNC-Drehmaschinen. In: *Tagungsband „Adaptronic Congress“*. Hildesheim, 27./28.04.2004

**DMG MORI SEIKI Europe AG 2013**

DMG MORI SEIKI EUROPE AG (Hrsg.): *DMG Technologie-Zyklen*.  
[http://de.dmgmoriseki.com/webspecial/mai\\_universal\\_drehen\\_13/de-DE/lifecycle.htm](http://de.dmgmoriseki.com/webspecial/mai_universal_drehen_13/de-DE/lifecycle.htm), Abruf: 02.03.2013

**Dohner et al. 2001**

DOHNER, J. L. ; LAUFFER, J. P. ; HINNERICHS, T. D. ; SHANKAR, N. ;  
REGELBRUGGE, M. ; KWAN, C.-M. ; XU, R. ; WINTERBAUER, B. ;  
BRIDGER, K.: *Mitigation of Chatter Instabilities in Milling by Active Structural Control*. Albuquerque (New Mexico, USA), 2001

**Dregger 1966**

DREGGER, E. U.: *Untersuchungen des instabilen und des stabilen Fräsprozesses*. Dissertation, RWTH Aachen, 1966

**Edhi & Hoshi 2001**

EDHI, E. ; HOSHI, T.: Stabilization of high frequency chatter vibration in fine boring by friction damper. In: *Precision Engineering* 25 (2001), Nr. 3, S. 224–234

**Ehmann & Nordmann 2004**

EHMANN, C. ; NORDMANN, R.: Gegenüberstellung von Reglerstrategien zur aktiven Schwingungsdämpfung am Beispiel einer Werkzeugmaschine. In: *Tagungsband „Adaptronic Congress“*. Hildesheim, 27./28.04.2004

**Ehmann 2004**

EHMANN, C.: *Methoden und Komponenten für die Realisierung aktiver Schwingungsdämpfung*. Aachen: Shaker, 2004 (Forschungsberichte Mechatronik & Maschinenakustik)

**Ema & Marui 2000**

EMA, S. ; MARUI, E.: Suppression of chatter vibration of boring tools using impact dampers. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 40 (2000), Nr. 8, S. 1141–1156

**Enk 2009**

ENK, D.: *Untersuchungen zum dynamischen Stabilitätsverhalten von Fräswerkzeugen zur HSC-Bearbeitung*. Essen: Vulkan, 2009 (Schriftenreihe des ISF Nr. 48)

**Ewins 1992**

EWINS, D. J.: *Modal testing: Theory and practice*. Taunton (England): Research Studies Press, 1992

**Faassen 2007**

FAASSEN, R.: *Chatter Prediction and Control for High-Speed Milling: Modelling and Experiments*. Eindhoven (Niederlande): University Press Facilities, 2007

**Fernandes et al. 2009**

FERNANDES, M. H. ; GARITAONANDIA, I. ; ALBIZURI, J. ; HERNÁNDEZ, J. M.: Simulation of an active vibration control system in a centerless grinding machine using a reduced updated FE model. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 49 (2009), Nr. 3–4, S. 239–245

**Fluke Corporation 2011**

FLUKE CORPORATION (Hrsg.): *Bedienungs-Handbuch Fluke 434/435*. [http://assets.fluke.com/manuals/434\\_435\\_umger0300.pdf](http://assets.fluke.com/manuals/434_435_umger0300.pdf), Abruf: 28.10.2011

**Föllinger & Dörrscheidt 2008**

FÖLLINGER, O. ; DÖRRSCHEIDT, F.: *Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. Heidelberg: Hüthig, 2008

**Fraunhofer-Gesellschaft 2008**

FRAUNHOFER-GESELLSCHAFT (Hrsg.): *Abschlussbericht Energieeffizienz in der Produktion: Untersuchung zum Handlungs- und Forschungsbedarf*. <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e01fb09/59008982X.pdf>, Abruf: 22.01.2012

**Fritz & Schulze 2001**

FRITZ, A. H. ; SCHULZE, G.: *Fertigungstechnik*. Berlin: Springer, 2001

**Ganguli 2005**

GANGULI, A.: *Chatter reduction through active vibration damping*. Dissertation, Université de Bruxelles (Belgien), 2005

**Gather 1977**

GATHER, M.: *Adaptive Grenzregelung für das Stirnfräsen – Leistungsregelung, Ratterbeseitigung, selbsttätige Schnitttaufteilung*. Dissertation, RWTH Aachen, 1977

**Grab 1976**

GRAB, H.: *Vermeiden von Ratterschwingungen durch periodische Drehzahlvariation*. Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, 1976

**Gradišek et al. 1998**

GRADIŠEK, J. ; GOVEKAR, E. ; GRABEC, I.: Using Coarse-Grained Entropy Rate to Detect Chatter in Turning. In: *Journal of Sound and Vibration* 214 (1998), Nr. 5, S. 941–952

**Grote & Feldhusen 2005**

GROTE, K.-H. ; FELDHUSEN, J.: *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin: Springer, 2005

**Haase 2005**

HAASE, F.: *The Investigation and Design of a Piezoelectric Active Vibration Control System for Vertical Machining Centers*. Dissertation, University of Huddersfield (England), 2005

**Haykin 2002**

HAYKIN, S.: *Adaptive filter theory*. Upper Saddle River (New Jersey, USA): Prentice Hall, 2002

**Herrmann & Thiede 2009**

HERRMANN, C. ; THIEDE, S.: Process chain simulation to foster energy efficiency in manufacturing. In: *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 1 (2009), Nr. 4, S. 221–229

**Heylen et al. 1997**

HEYLEN, W. ; LAMMENS, S. ; SAS, P.: *Modal analysis theory and testing*. Leuven (Belgien): Katholieke Universiteit Leuven Departement Werktuigkunde, 1997

**Hilbing 2004**

HILBING, R.: *Genauigkeitssteigerung von Präzisionsdrehmaschinen durch aktive Kompensation dynamischer Störungen*. Aachen: Shaker, 2004 (Berichte aus der Produktionstechnik Nr. 16, 2004)

**Hoffmann 2008**

HOFFMANN, F.: *Optimierung der dynamischen Bahngenaugkeit von Werkzeugmaschinen mit der Mehrkörpersimulation*. Aachen: Apprimus, 2008 (Ergebnisse aus der Produktionstechnik Nr. 8, 2008)

**Holterman 2002**

HOLTERMAN, J.: *Vibration control of high-precision machines with active structural elements*. Enschede (Niederlande): Twente University Press, 2002

**Huang & Wang 2007**

HUANG, C. Y. ; WANG, J. J. J.: Mechanistic Modeling of Process Damping in Peripheral Milling. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 129 (2007), Nr. 1, S. 12–20

**Hume 1739**

HUME, D.: *A Treatise of Human Nature*.  
<http://ebooks.adelaide.edu.au/h/hume/david/h92t/B1.3.6.html>,  
Abruf: 05.04.2012

**International Energy Agency 2011**

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (Hrsg.): *Key World Energy Statistics 2011*. [http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/key\\_world\\_energy\\_stats-1.pdf](http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/key_world_energy_stats-1.pdf), Abruf: 07.03.2012

**Isermann 2008**

ISERMANN, R.: *Mechatronische Systeme: Grundlagen*. Berlin: Springer, 2008

**Jalili 2002**

JALILI, N.: A Comparative Study and Analysis of Semi-Active Vibration-Control Systems. In: *Journal of Vibration and Acoustics* 124 (2002), Nr. 4, S. 593

**Janocha 2007**

JANOCHA, H.: *Adaptronics and Smart Structures: Basics, Materials, Design, and Applications*. Berlin: Springer, 2007

**Kalveram 2005**

KALVERAM, M.: *Analyse und Vorhersage der Prozessdynamik und Prozessstabilität beim Hochgeschwindigkeitsfräsen*. Essen: Vulkan, 2005 (Schriftenreihe des ISF Nr. 29)

**Keas 2012**

KEAS, P.: *E-Mail zu Regelungsansätzen für die aktive Schwingungsdämpfung*. Empfang: 05.03.2012

**Keiser 2007**

KEISER, R.: *Kompensation von statischen und dynamischen Verlagerungen im Fräspanzess*. Aachen: Shaker, 2007 (Berichte aus der Produktionstechnik Nr. 16, 2007)

**Kemmerling-Lamparsky 1987**

KEMMERLING-LAMPARSKY, M.: *Dynamische Stabilisierung spanender Fertigungsprozesse mit aktiven Zusatzsystemen*. Düsseldorf: VDI, 1987 (VDI-Fortschrittberichte Reihe 11 Nr. 94)

**Kern 2009**

KERN, S.: *Erhöhung der Prozessstabilität durch aktive Dämpfung von Frässpindeln mittels elektromagnetischer Aktoren*. Aachen: Shaker, 2009 (Forschungsberichte Mechatronik & Maschinenakustik)

**Kersting 2009**

KERSTING, M.: *Entwicklung und Anwendung eines adaptiven Schwingungsdämpfers für das Einlippentiefbohren*. Essen: Vulkan, 2009 (Schriftenreihe des ISF Nr. 47)

**Kim et al. 2006**

KIM, N. H. ; WON, D. ; ZIEGERT, J. C.: Numerical analysis and parameter study of a mechanical damper for use in long slender endmills. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 46 (2006), Nr. 5, S. 500–507

**Krell 2004**

KRELL, M.: *Auslegung und Einsatz einer dämpfend wirkenden Werkzeugaufnahme für lang auskragende Werkzeuge*. Aachen: Shaker, 2004 (Berichte aus der Produktionstechnik Nr. 7, 2004)

**Kuljanic et al. 2009**

KULJANIC, E. ; TOTIS, G. ; SORTINO, M.: Development of an intelligent multisensor chatter detection system in milling. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 23 (2009), Nr. 5, S. 1704–1718

**Langhorst et al. 2009**

LANGHORST, M. ; BAUR, M. ; RÖSCH, O. ; SCHWARZ, F.: Dynamik der Werkzeugmaschinen – Industrie trifft Forschung. In: REINHART, G. (Hrsg.) ; ZÄH, M. F. (Hrsg.): *iwb-Seminarreihe 2009 – Themengruppe Werkzeugmaschinen*. München: Utz, 2009

**Lin et al. 1990**

LIN, S. C. ; DEVOR, R. E. ; KAPOOR, S. G.: The Effects of Variable Speed Cutting on Vibration Control in Face Milling. In: *Journal of Engineering for Industry* 112 (1990), Nr. 1, S. 1–11

**LMS International 2013**

LMS INTERNATIONAL (Hrsg.): *SCADAS III*.  
<http://www.lmsintl.com/test/scadasIII>, Abruf: 30.06.2013

**Lutz & Wendt 2003**

LUTZ, H. ; WENDT, W.: *Taschenbuch der Regelungstechnik*. Frankfurt am Main: Harri Deutsch, 2003

**Madoliat et al. 2011**

MADOLIAT, R. ; HAYATI, S. ; GHALEBAHMAN, A. G.: Modeling and Analysis of Frictional Damper Effect on Chatter Suppression in a Slender Endmill Tool. In: *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing* 5 (2011), Nr. 2, S. 115–128

**Maia & Silva 1997**

MAIA, N. M. M. (Hrsg.) ; SILVA, J. M. M. (Hrsg.): *Theoretical and experimental modal analysis*. Taunton (England): Research Studies Press, 1997

**Mankins 1995**

MANKINS, J. C.: *Technology Readiness Levels: A White Paper*.  
<http://www.hq.nasa.gov/office/codeq/trl/trl.pdf>, Abruf:  
19.01.2012

**Manoharan 2012**

MANOHARAN, D.: *Aktive Systeme zur Leistungssteigerung von Fräspannprozessen*. Aachen: Apprimus, 2012 (Ergebnisse aus der Produktionstechnik Nr. 9, 2012)

**Manufacturing Automation Laboratories Inc. 2011**

MANUFACTURING AUTOMATION LABORATORIES INC. (Hrsg.): *CutPro & Shop-Pro*. [http://www.malinc.com/pdf/MAL\\_Brochure.pdf](http://www.malinc.com/pdf/MAL_Brochure.pdf), Abruf:  
23.12.2011

**Manufacturing Laboratories Inc. 2011**

MANUFACTURING LABORATORIES INC. (Hrsg.): *MetalMax: The COMPLETE Package for Machine-Tool Dynamic Characterization*.  
<http://www.mfg-labs.com/mfg-labs/MetalMAX/MetalMAX%20Brochure\%2008043.pdf>, Abruf: 23.12.2011

**Massachusetts Institute of Technology 2012**

MASSACHUSETTS INSTITUTE OF TECHNOLOGY (Hrsg.): *Skript „Control Systems – Loopshaping“*.  
[http://ocw.mit.edu/courses/mechanical-engineering/2-017j-design-of-electromechanical-robotic-systems-fall-2009/course-text/MIT2\\_017JF09\\_ch12.pdf](http://ocw.mit.edu/courses/mechanical-engineering/2-017j-design-of-electromechanical-robotic-systems-fall-2009/course-text/MIT2_017JF09_ch12.pdf), Abruf: 23.06.2012

**Mei et al. 2006**

MEI, C. ; CHERNG, J. G. ; WANG, Y.: Active Control of Regenerative Chatter During Metal Cutting Process. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering* 128 (2006), Nr. 1, S. 346–349

**Mei et al. 2009**

MEI, D. ; KONG, T. ; SHIH, A. ; CHEN, Z.: Magnetorheological fluid-controlled boring bar for chatter suppression. In: *Journal of Materials Processing Technology* 209 (2009), Nr. 4, S. 1861–1870

**Meschede 2004**

MESCHEDE, D. (Hrsg.): *Gerthsen Physik*. Berlin: Springer, 2004

**Meschke 1995**

MESCHKE, J.: *Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen durch Erhöhung der Systemdämpfung*. Essen: Vulkan, 1995 (Schriftenreihe des IWF)

**Michels 1999**

MICHELS, F. F.: *Stabilisierung des Schleifprozesses mit aktiven Systemen*. Aachen: Shaker, 1999 (Berichte aus der Produktionstechnik Nr. 9, 1999)

**Michos 2010**

MICHOS, G.: Möglichkeiten der Schwingungsreduzierung bei Werkzeugmaschinen. In: CLUSTER MECHATRONIK & AUTOMATION E.V. (Hrsg.): *Cluster-Workshop „Schwingungsreduzierung in praxisnahen Anwendungen“*. Höchberg, 14.04.2010

**Milberg 1992**

MILBERG, J.: *Werkzeugmaschinen – Grundlagen: Zerspantechnik, Dynamik, Baugruppen und Steuerungen*. Berlin: Springer, 1992

**Moschytz & Hofbauer 2000**

MOSCHYTZ, G. ; HOFBAUER, M.: *Adaptive Filter: Eine Einführung in die Theorie mit Aufgaben und MATLAB-Simulationen auf CD-ROM*. Berlin: Springer, 2000

**Müller 2006**

MÜLLER, D.: *Grundlagen der Betriebswirtschaftslehre für Ingenieure*. Berlin: Springer, 2006

**Müller et al. 2009**

MÜLLER, E. ; ENGELMANN, J. ; JÖRG, S. ; LÖFFLER, T.: *Energieeffiziente Fabriken planen und betreiben*. Berlin: Springer, 2009

**National Instruments Corporation 2013**

NATIONAL INSTRUMENTS CORPORATION (Hrsg.): *NI 625x Specifications*. <http://www.ni.com/pdf/manuals/371291h.pdf>, Abruf: 30.06.2013

**Nelles 2011**

NELLES, O.: *Vorlesungsskript „Mess- und Regelungstechnik I“*. <http://www.uni-siegen.de/fb11/mrt/lehre/mrt1/mrt1-folien.pdf>, Abruf: 30.04.2012

**Neugebauer et al. 2007**

NEUGEBAUER, R. ; DENKENA, B. ; WEGENER, K.: Mechatronic Systems for Machine Tools. In: *CIRP Annals – Manufacturing Technology* 56 (2007), Nr. 2, S. 657–686

**OKUMA Corporation 2011**

OKUMA CORPORATION (Hrsg.): *Machining Navi*. <http://www.okuma.co.jp/english/onlyone/process/index3.html>, Abruf: 23.12.2011

**Ormondroyd & Den Hartog 1928**

ORMONDROYD, J. ; DEN HARTOG, J. P.: The theory of the dynamic vibration absorber. In: *Journal of Applied Mechanics* 50 (1928), Nr. 7, S. A9–A22

**Pahl et al. 2007**

PAHL, G. ; BEITZ, W. ; FELDHUSEN, J. ; GROTE, K.-H.: *Konstruktionslehre: Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung; Methoden und Anwendung*. Berlin: Springer, 2007

**Pratt 1997**

PRATT, J. R.: *Vibration Control for Chatter Suppression with Application to Boring Bars*. Dissertation, Virginia Polytechnic Institute and State University (USA), 1997

**Preumont 2002**

PREUMONT, A.: *Vibration control of active structures: An introduction*. Dordrecht (Niederlande): Kluwer Academic Publishers, 2002

**Queins 2005**

QUEINS, M.: *Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen mit Hilfe flexibler Mehrkörpermodelle*. Aachen: Shaker, 2005 (Berichte aus der Produktionstechnik Nr. 12, 2005)

**Quintana & Ciurana 2011**

QUINTANA, G. ; CIURANA, J.: Chatter in machining processes: A review. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 51 (2011), Nr. 5, S. 363–376

**Randall 1987**

RANDALL, R. B.: *Frequency analysis*. Naerum (Dänemark): Brüel & Kjaer, 1987

**Rashid & Nicolescu 2006**

RASHID, A. ; NICOLESCU, C. M.: Active vibration control in palletised workholding system for milling. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 46 (2006), Nr. 12–13, S. 1626–1636

**Rashid & Nicolescu 2008**

RASHID, A. ; NICOLESCU, C. M.: Design and implementation of tuned viscoelastic dampers for vibration control in milling. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 48 (2008), Nr. 9, S. 1036–1053

**Roddeck 2006**

RODDECK, W.: *Einführung in die Mechatronik*. Wiesbaden: Teubner, 2006

**Roseira et al. 2011**

ROSEIRA, J. ; BECKER, J. ; GAUL, L. ; WILLNER, K.: Adaptive Reibflächen zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen. In: HESSELBACH, J. (Hrsg.): *Adaptronik für Werkzeugmaschinen*. Aachen: Shaker, 2011, S. 226–243

**Roth 2009**

ROTH, M.: *Einsatz und Beurteilung eines aktiven Strukturdämpfers in einem Bearbeitungszentrum*. Aachen: Shaker, 2009 (Schriftenreihe des PTW)

**Sandvik Coromant 2012**

SANDVIK COROMANT (Hrsg.): *How to reduce vibration in metal cutting*. [http://www2.coromant.sandvik.com/coromant/pdf/Silent\\_tools/C\\_2920\\_23.pdf](http://www2.coromant.sandvik.com/coromant/pdf/Silent_tools/C_2920_23.pdf), Abruf: 04.01.2012

**Schmitz & Smith 2009**

SCHMITZ, T. L. ; SMITH, K. S.: *Machining Dynamics: Frequency Response to Improved Productivity*. Boston: Springer, 2009

**Schulz 2010**

SCHULZ, A.: *Elektrohydraulisches aktives Dämpfungssystem für Werkzeugmaschinenstrukturen*. Aachen: Apprimus, 2010 (Ergebnisse aus der Produktionstechnik Nr. 3)

**Schwarz 2010**

SCHWARZ, F.: *Simulation der Wechselwirkungen zwischen Prozess und Struktur bei der Drehbearbeitung*. München: Utz, 2010 (iwb-Forschungsberichte Nr. 242)

**Seguy et al. 2010**

SEGUY, S. ; INSPERGER, T. ; ARNAUD, L. ; DESSEIN, G. ; PEIGNÉ, G.: On the stability of high-speed milling with spindle speed variation. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 48 (2010), Nr. 9, S. 883–895

**Shin & Hammond 2008**

SHIN, K. ; HAMMOND, J. K.: *Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers*. Chichester (England): Wiley, 2008

**Simnofske 2009**

SIMNOFSKE, M.: *Adaptronische Versteifung von Werkzeugmaschinen durch strukturintegrierte aktive Module*. Essen: Vulkan, 2009 (Schriftenreihe des IWF)

**Sims et al. 2008**

SIMS, N. D. ; MANN, B. ; HUYANAN, S.: Analytical prediction of chatter stability for variable pitch and variable helix milling tools. In: *Journal of Sound and Vibration* 317 (2008), Nr. 3–5, S. 664–686

**Sims 2007**

SIMS, N. D.: Vibration absorbers for chatter suppression: A new analytical tuning methodology. In: *Journal of Sound and Vibration* 301 (2007), Nr. 3–5, S. 592–607

**Smith & Tlusty 1992**

SMITH, S. ; TLUSTY, J.: Stabilizing Chatter by Automatic Spindle Speed Regulation. In: *CIRP Annals – Manufacturing Technology* 41 (1992), Nr. 1, S. 433–436

**Specht et al. 2006**

SPECHT, O. ; SCHWEER, H. ; CEYP, M.: *Markt- und ergebnisorientierte Unternehmensführung für Ingenieure + Informatiker*. München: Oldenbourg, 2006

**Suh et al. 2002**

SUH, C. S. ; KHURJEKAR, P. P. ; YANG, B.: Characterisation and Identification of Dynamic Instability in Milling Operation. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 16 (2002), Nr. 5, S. 853–872

**Taylor 1907**

TAYLOR, F. W.: On the Art of Cutting Metals. In: *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, New York Meeting* 1906. 1907

**Tellbüscher 1986**

TELLBÜSCHER, E.: *Konstruktion von Dämpfern und deren Einsatz an Rundschleifmaschinen*. Düsseldorf: VDI, 1986

**Tewani et al. 1995**

TEWANI, S. G. ; ROUCH, K. E. ; WALCOTT, B. L.: A study of cutting process stability of a boring bar with active dynamic absorber. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 35 (1995), Nr. 1, S. 91–108

**The MathWorks Inc. 2013a**

THE MATHWORKS INC. (Hrsg.): *Simulink*.  
<http://www.mathworks.de/products/datasheets/pdf/simulink.pdf>, Abruf: 30.06.2013

**The MathWorks Inc. 2013b**

THE MATHWORKS INC. (Hrsg.): *System Identification Toolbox*.

<http://www.mathworks.de/products/datasheets/pdf/system-identification-toolbox.pdf>, Abruf: 30.06.2013

**The MathWorks Inc. 2013c**

THE MATHWORKS INC. (Hrsg.): *xPC-Target*.

<http://www.mathworks.de/products/datasheets/pdf/xpc-target.pdf>, Abruf: 30.06.2013

**Toh 2004**

TOH, C. K.: Vibration analysis in high speed rough and finish milling hardened steel. In: *Journal of Sound and Vibration* 278 (2004), Nr. 1–2, S. 101–115

**Turner et al. 2007**

TURNER, S. ; MERDOL, D. ; ALTINTAS, Y. ; RIDGWAY, K.: Modelling of the stability of variable helix end mills: Selected papers from the 2nd International Conference on High Performance Cutting. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 47 (2007), Nr. 9, S. 1410–1416

**VDI 2062 Blatt 1 1976**

VDI 2062 BLATT 1: *Schwingungsisolierung – Begriffe und Methoden*. Berlin: Beuth, 1976

**VDI 2206 2004**

VDI 2206: *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. Berlin: Beuth, 2004

**VDI 3833 Blatt 1 2009**

VDI 3833 BLATT 1: *Schwingungsdämpfer und Schwingungstilger (Schwingungsdämpfer) – Begriffe, Kenngrößen, Realisierung, Anwendung*. Berlin: Beuth, 2009

**VDI/VDE 2602 Blatt 2 2008**

VDI/VDE 2602 BLATT 2: *Rauheitsmessung mit Tastschnitgeräten (Tastschnitverfahren) – Aufbau, Messbedingungen, Durchführung*. Berlin: Beuth, 2008

**Verl & Heinze 2011**

VERL, A. ; HEINZE, T.: Adaptronische Schwingführung – Linearführungssystem mit adaptivem Reibverhalten. In: HESSELBACH, J. (Hrsg.): *Adaptronik für Werkzeugmaschinen*. Aachen: Shaker, 2011, S. 263–279

**Waibel 2013**

WAIBEL, M.: *Aktive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen*. München: Utz, 2013 (iwb-Forschungsberichte Nr. 273)

**Wang & Su 2003**

WANG, J. ; SU, C.-Y.: Two Degree-of-Freedom Modeling and Robust Chatter Control in Metal Cutting by Piezoelectricity. In: *Proceedings of the American Control Conference*, 2003, S. 3044–3048

**Wang & Fei 1999**

WANG, M. ; FEI, R.: Chatter suppression based on nonlinear vibration characteristic of electrorheological fluids. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 39 (1999), Nr. 12, S. 1925–1934

**Wang & Fei 2001**

WANG, M. ; FEI, R.: On-line chatter detection and control in boring based on an electrorheological fluid. In: *Mechatronics* 11 (2001), Nr. 7, S. 779–792

**Wang et al. 2010**

WANG, M. ; ZAN, T. ; YANG, Y. ; FEI, R.: Design and implementation of nonlinear TMD for chatter suppression: An application in turning processes. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 50 (2010), Nr. 5, S. 474–479

**Weck et al. 1999**

WECK, M. ; HENNES, N. ; KRELL, M.: Spindle and Toolsystems with High Damping. In: *CIRP Annals – Manufacturing Technology* 48 (1999), Nr. 1, S. 297–302

**Weck et al. 2001**

WECK, M. ; KRELL, M. ; DOEGE, E. ; DERENTHAL, M. ; GROSSMANN, K. ; WIEMER, H.: Schnittschlagdämpfung von Schnellläuferpressen: Einsatz eines Reibungsdämpfers zum Verringern des Werkzeugverschleißes. In: *wt Werkstattstechnik online* 91 (2001), Nr. 9, S. 540–544

**Weck & Brecher 2005**

WECK, M. ; BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen 1: Maschinenarten und Anwendungsbereiche*. Berlin: Springer, 2005

**Weck & Brecher 2006a**

WECK, M. ; BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen 2: Konstruktion und Berechnung*. Berlin: Springer, 2006

**Weck & Brecher 2006b**

WECK, M. ; BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen 3: Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose*. Berlin: Springer, 2006

**Weck & Brecher 2006c**

WECK, M. ; BRECHER, C.: *Werkzeugmaschinen 5: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität*. Berlin: Springer, 2006

**Weck & Schulz 2003**

WECK, M. ; SCHULZ, A.: Adaptive Reibungsdämpfer. In: *wt Werkstattstechnik online* 93 (2003), Nr. 7/8, S. 535–540

**Will 2008**

WILL, J. C.: *Adaptronische Spindeleinheit zur Abdrängungs- und Schwingungskompensation in Fräsprozessen*. Garbsen: PZH Produktionstechnisches Zentrum Hannover, 2008

**Williams et al. 2002**

WILLIAMS, K. ; CHIU, G. ; BERNHARD, R.: Adaptive-Passive Absorbers using Shape-Memory Alloys. In: *Journal of Sound and Vibration* 249 (2002), Nr. 5, S. 835–848

**Yang et al. 2010**

YANG, Y. ; MUÑOA, J. ; ALTINTAS, Y.: Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 50 (2010), Nr. 9, S. 834–842

**Yusoff & Sims 2011**

YUSOFF, A. R. ; SIMS, N. D.: Optimisation of variable helix tool geometry for regenerative chatter mitigation. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 51 (2011), Nr. 2, S. 133–141

**Zäh et al. 2010**

ZÄH, M. F. ; BAUR, M. ; LANGHORST, M. ; RÖSCH, O. ; SCHWARZ, F.: Strukturverhalten von Werkzeugmaschinen – Messung, Simulation und Optimierung. In: VDI WISSENSFORUM GMBH (Hrsg.): *Schwingungsanalyse und Identifikation*. Düsseldorf: VDI, 2010, S. 265–278

**Zäh 1995**

ZÄH, M. F.: *Dynamisches Prozeßmodell Kreissägen*. Berlin: Springer, 1995 (iwb-Forschungsberichte Nr. 79)

**Zhang & Sims 2005**

ZHANG, Y. ; SIMS, N. D.: Milling workpiece chatter avoidance using piezoelectric active damping: a feasibility study. In: *Smart Materials and Structures* 14 (2005), Nr. 6, S. N65–N70

**Ziegert et al. 2006**

ZIEGERT, J. C. ; STANISLAUS, C. ; SCHMITZ, T. L. ; STERLING, R.: Enhanced Damping in Long Slender End Mills. In: *Journal of Manufacturing Processes* 8 (2006), Nr. 1, S. 39–46



## Verzeichnis betreuter Studienarbeiten

Im Rahmen dieser Dissertation entstanden am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) in den Jahren 2007 bis 2012 unter der wissenschaftlichen Anleitung des Autors die im Folgenden aufgeführten studentischen Arbeiten, deren Ergebnisse in Teilen in die vorliegende Dissertation eingeflossen sind. Der Autor dankt allen Studenten herzlich für ihr Engagement bei der Unterstützung seiner wissenschaftlichen Arbeit.

Student	Titel der Studienarbeit
Agarwal, Nitesh	Simulation des Oberflächenprofils beim Schaftfräsen (abgegeben im Juli 2009)
Baibl, Dominik	Finite-Elemente-Simulation einer Portalfräsmaschine (abgegeben im September 2011)
Buttler, Alexander	Literaturrecherche und Implementierung einer effizienten Regelstrategie zur aktiven Dämpfung von Ratterschwingungen bei Werkzeugmaschinen (abgegeben im Oktober 2010)
Eisert, Thomas	Modellbildung und Simulation aktiv bedämpfter Werkzeugmaschinen (abgegeben im Februar 2010)
Eisert, Thomas	Entwicklung und experimentelle Validierung eines Schnittkraftmodells fürs Fräsen (abgegeben im Juli 2010)
Graf, Johannes	Systemidentifikation eines elektrodynamisches Aktors und Ermittlung einer stabilen inversen Übertragungsfunktion (abgegeben im Oktober 2011)
Guirat, Wissem	Entwicklung eines Leistungsverstärkers für Piezoaktoren zur aktiven Schwingungsdämpfung (abgegeben im November 2008)
Huber, Benedikt	Konstruktive Überarbeitung der Strukturankoppelemente eines Piezoaktors zur aktiven Schwingungsdämpfung (abgegeben im Dezember 2008)
Klingler, Sebastian	Erstellung experimenteller Stabilitätskarten an einer Portalfräsmaschine (abgegeben im März 2011)

<b>Student</b>	<b>Titel der Studienarbeit</b>
Kolbeck, Karl	Vermessung und Modellbildung von Piezostapelaktoren (abgegeben im April 2010)
Kolbeck, Karl	Stability of Milling Steel Alloys at Low Spindle Speeds (bearbeitet am Manufacturing Automation Laboratory der University of British Columbia, Kanada, abgegeben im November 2010)
Lohr, Alois	Überarbeitung der Steuerungs- und Antriebstechnik einer Portalfräsmaschine unter besonderer Berücksichtigung der Anforderungen des Einsatzes in Forschung und Lehre (abgegeben im April 2010)
Möglinger, Ludwig	Berechnung von Stabilitätskarten mittels der Zeroth- Order-Approximation-Methode in Matlab (abgegeben im September 2011)
Nothar, Felix	Berechnung von Stabilitätskarten für das Fräsen mit- tels der Semi-Diskretisierungs-Methode (abgegeben im August 2011)
Teufelhart, Stefan	Entwicklung eines aktiven Maschinentisches zur Schwin- gungsdämpfung an Werkzeugmaschinen (abgegeben im Dezember 2008)
Tuch, Maximilian	Literaturrecherche zur aktiven Schwingungsdämpfung an Werkzeugmaschinen (abgegeben im Februar 2009)

---

## Zusammenstellung der in der Dissertation genannten Unternehmen

- *BEAK electronic engineering*  
Industriestraße 8  
96529 Frankenblick
- *Beckhoff Automation GmbH*  
Eiserstraße 5  
33415 Verl
- *CSA Engineering*  
2565 Leghorn Street  
Mountain View, CA 94043-1613  
Vereinigte Staaten von Amerika
- *Dytran Instruments, Inc.*  
21592 Marilla Street  
Chatsworth, CA 91311  
Vereinigte Staaten von Amerika
- *Fluke Deutschland GmbH*  
In den Engematten 14  
79286 Glottertal
- *Hartmetallwerkzeugfabrik Andreas Maier GmbH*  
Stegwiesen 2  
88477 Schwendi-Hörenhausen
- *Kistler Instrumente AG*  
Eulachstrasse 22  
8408 Winterthur  
Schweiz
- *LMS Deutschland GmbH*  
Luxemburger Straße 7  
67657 Kaiserslautern
- *LDS Test & Measurement Ltd.*  
Jarman Way  
Royston, Herts, SG8 5BQ  
England

- *MathWorks*  
Adalperostraße 45  
85737 Ismaning
- *National Instruments Germany GmbH*  
Ganghoferstraße 70 b  
80339 München
- *PCB Piezotronics, Inc.*  
3425 Walden Avenue  
Depew, NY 14043-2495  
Vereinigte Staaten von Amerika
- *Polytec GmbH*  
Polytec-Platz 1-7  
76337 Waldbronn

# Seminarberichte IWB

herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart und Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh,  
Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München

Seminarberichte IWB sind erhältlich im Buchhandel oder beim  
Herbert Utz Verlag, München, Fax 089-277791-01, [info@utzverlag.de](mailto:info@utzverlag.de), [www.utzverlag.de](http://www.utzverlag.de)

- 1 Innovative Montagesysteme - Anlagengestaltung, -bewertung und -überwachung  
115 Seiten · ISBN 3-931327-0-9
- 2 Integriertes Produktmodell - Von der Idee zum fertigen Produkt  
82 Seiten · ISBN 3-931327-02-7
- 3 Konstruktion von Werkzeugmaschinen - Berechnung, Simulation und Optimierung  
110 Seiten · ISBN 3-931327-03-5
- 4 Simulation - Einsatzmöglichkeiten und Erfahrungsberichte  
134 Seiten · ISBN 3-931327-04-3
- 5 Optimierung der Kooperation in der Produktentwicklung  
95 Seiten · ISBN 3-931327-05-1
- 6 Materialbearbeitung mit Laser - von der Planung zur Anwendung  
86 Seiten · ISBN 3-931327-76-0
- 7 Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen  
80 Seiten · ISBN 3-931327-77-9
- 8 Qualitätsmanagement - der Weg ist das Ziel  
130 Seiten · ISBN 3-931327-78-7
- 9 Installationstechnik an Werkzeugmaschinen - Analysen und Konzepte  
120 Seiten · ISBN 3-931327-79-5
- 10 3D-Simulation - Schneller, sicherer und kostengünstiger zum Ziel  
90 Seiten · ISBN 3-931327-10-8
- 11 Unternehmensorganisation - Schlüssel für eine effiziente Produktion  
110 Seiten · ISBN 3-931327-11-6
- 12 Autonome Produktionsysteme  
100 Seiten · ISBN 3-931327-12-4
- 13 Planung von Montageanlagen  
130 Seiten · ISBN 3-931327-13-2
- 14 Nicht erschienen - wird nicht erscheinen
- 15 Flexible fluide Kleb/Dichtstoffe - Dosierung und Prozeßgestaltung  
80 Seiten · ISBN 3-931327-15-9
- 16 Time to Market - Von der Idee zum Produktionsstart  
80 Seiten · ISBN 3-931327-16-7
- 17 Industrieramik in Forschung und Praxis - Probleme, Analysen und Lösungen  
80 Seiten · ISBN 3-931327-17-5
- 18 Das Unternehmen im Internet - Chancen für produzierende Unternehmen  
165 Seiten · ISBN 3-931327-18-3
- 19 Leittechnik und Informationslogistik - mehr Transparenz in der Fertigung  
85 Seiten · ISBN 3-931327-19-1
- 20 Dezentrale Steuerungen in Produktionsanlagen – Plug & Play – Vereinfachung von Entwicklung und Inbetriebnahme  
105 Seiten · ISBN 3-931327-20-5
- 21 Rapid Prototyping - Rapid Tooling - Schnell zu funktionalen Prototypen  
95 Seiten · ISBN 3-931327-21-3
- 22 Mikrotechnik für die Produktion - Greifbare Produkte und Anwendungspotentiale  
95 Seiten · ISBN 3-931327-22-1
- 24 EDM Engineering Data Management  
195 Seiten · ISBN 3-931327-24-8
- 25 Rationelle Nutzung der Simulationstechnik - Entwicklungstrends und Praxisbeispiele  
152 Seiten · ISBN 3-931327-25-6
- 26 Alternative Dichtungssysteme - Konzepte zur Dichtungsmontage und zum Dichtmittelauftrag  
110 Seiten · ISBN 3-931327-26-4
- 27 Rapid Prototyping - Mit neuen Technologien schnell vom Entwurf zum Serienprodukt  
111 Seiten · ISBN 3-931327-27-2
- 28 Rapid Tooling - Mit neuen Technologien schnell vom Entwurf zum Serienprodukt  
154 Seiten · ISBN 3-931327-28-0
- 29 Installationstechnik an Werkzeugmaschinen - Abschlußseminar  
156 Seiten · ISBN 3-931327-29-9
- 30 Nicht erschienen - wird nicht erscheinen
- 31 Engineering Data Management (EDM) - Erfahrungsberichte und Trends  
183 Seiten · ISBN 3-931327-31-0
- 32 Nicht erschienen - wird nicht erscheinen
- 33 3D-CAD - Mehr als nur eine dritte Dimension  
181 Seiten · ISBN 3-931327-33-7
- 34 Laser in der Produktion - Technologische Randbedingungen für den wirtschaftlichen Einsatz  
102 Seiten · ISBN 3-931327-34-5
- 35 Ablaufsimulation - Anlagen effizient und sicher planen und betreiben  
129 Seiten · ISBN 3-931327-35-3
- 36 Moderne Methoden zur Montageplanung - Schlüssel für eine effiziente Produktion  
124 Seiten · ISBN 3-931327-36-1
- 37 Wettbewerbsfaktor Verfügbarkeit - Produktivitätsteigerung durch technische und organisatorische Ansätze  
95 Seiten · ISBN 3-931327-37-X
- 38 Rapid Prototyping - Effizienter Einsatz von Modellen in der Produktentwicklung  
128 Seiten · ISBN 3-931327-38-8
- 39 Rapid Tooling - Neue Strategien für den Werkzeug- und Formenbau  
130 Seiten · ISBN 3-931327-39-6
- 40 Erfolgreich kooperieren in der produzierenden Industrie - Flexibler und schneller mit modernen Kooperationen  
160 Seiten · ISBN 3-931327-40-X
- 41 Innovative Entwicklung von Produktionsmaschinen  
146 Seiten · ISBN 3-89675-041-0
- 42 Stückzahlflexible Montagesysteme  
139 Seiten · ISBN 3-89675-042-9
- 43 Produktivität und Verfügbarkeit ...durch Kooperation steigern  
120 Seiten · ISBN 3-89675-043-7
- 44 Automatisierte Mikromontage - Handhaben und Positionieren von Mikrobauteilen  
125 Seiten · ISBN 3-89675-044-5
- 45 Produzieren in Netzwerken - Lösungsansätze, Methoden, Praxisbeispiele  
173 Seiten · ISBN 3-89675-045-3
- 46 Virtuelle Produktion - Ablaufsimulation  
108 Seiten · ISBN 3-89675-046-1

- 47 **Virtuelle Produktion - Prozeß- und Produktsimulation**  
131 Seiten - ISBN 3-89675-047-X
- 48 **Sicherheitstechnik an Werkzeugmaschinen**  
106 Seiten - ISBN 3-89675-048-8
- 49 **Rapid Prototyping - Methoden für die reaktionsfähige Produktentwicklung**  
150 Seiten - ISBN 3-89675-049-6
- 50 **Rapid Manufacturing - Methoden für die reaktionsfähige Produktion**  
121 Seiten - ISBN 3-89675-050-X
- 51 **Flexibles Kleben und Dichten - Produkt- & Prozeßgestaltung, Mischverbindungen, Qualitätskontrolle**  
137 Seiten - ISBN 3-89675-051-8
- 52 **Rapid Manufacturing - Schnelle Herstellung von Klein- und Prototypenserenien**  
124 Seiten - ISBN 3-89675-052-6
- 53 **Mischverbindungen - Werkstoffauswahl, Verfahrensauswahl, Umsetzung**  
107 Seiten - ISBN 3-89675-054-2
- 54 **Virtuelle Produktion - Integrierte Prozess- und Produktsimulation**  
133 Seiten - ISBN 3-89675-054-2
- 55 **e-Business in der Produktion - Organisationskonzepte, IT-Lösungen, Praxisbeispiele**  
150 Seiten - ISBN 3-89675-055-0
- 56 **Virtuelle Produktion - Ablaufsimulation als planungsbegleitendes Werkzeug**  
150 Seiten - ISBN 3-89675-056-9
- 57 **Virtuelle Produktion - Datenintegration und Benutzerschnittstellen**  
150 Seiten - ISBN 3-89675-057-7
- 58 **Rapid Manufacturing - Schnelle Herstellung qualitativ hochwertiger Bauteile oder Kleinserien**  
169 Seiten - ISBN 3-89675-058-7
- 59 **Automatisierte Mikromontage - Werkzeuge und Fügetechnologien für die Mikrosystemtechnik**  
114 Seiten - ISBN 3-89675-059-3
- 60 **Mechatronische Produktionsysteme - Genauigkeit gezielt entwickeln**  
131 Seiten - ISBN 3-89675-060-7
- 61 **Nicht erscheinen - wird nicht erscheinen**
- 62 **Rapid Technologien - Anspruch - Realität - Technologien**  
100 Seiten - ISBN 3-89675-062-3
- 63 **Fabrikplanung 2002 - Visionen - Umsetzung - Werkzeuge**  
124 Seiten - ISBN 3-89675-063-1
- 64 **Mischverbindungen - Einsatz und Innovationspotenzial**  
143 Seiten - ISBN 3-89675-064-X
- 65 **Fabrikplanung 2003 - Basis für Wachstum - Erfahrungen Werkzeuge Visionen**  
136 Seiten - ISBN 3-89675-065-8
- 66 **Mit Rapid Technologien zum Aufschwung - Neue Rapid Technologien und Verfahren, Neue Qualitäten, Neue Möglichkeiten, Neue Anwendungsfelder**  
185 Seiten - ISBN 3-89675-066-6
- 67 **Mechatronische Produktionsysteme - Die Virtuelle Werkzeugmaschine: Mechatronisches Entwicklungsvergehen, Integrierte Modellbildung, Applikationsfelder**  
148 Seiten - ISBN 3-89675-067-4
- 68 **Virtuelle Produktion - Nutzenpotenziale im Lebenszyklus der Fabrik**  
139 Seiten - ISBN 3-89675-068-2
- 69 **Kooperationsmanagement in der Produktion - Visionen und Methoden zur Kooperation - Geschäftsmodelle und Rechtsformen für die Kooperation - Kooperation entlang der Wertschöpfungskette**  
134 Seiten - ISBN 3-89675-069-0
- 70 **Mechatronik - Strukturodynamik von Werkzeugmaschinen**  
161 Seiten - ISBN 3-89675-070-4
- 71 **Klebtechnik - Zerstörungsfreie Qualitätssicherung beim flexibel automatisierten Kleben und Dichten**  
ISBN 3-89675-071-2 - vergriffen
- 72 **Fabrikplanung 2004 Erfolgsfaktor im Wettbewerb - Erfahrungen - Werkzeuge - Visionen**  
ISBN 3-89675-072-0 - vergriffen
- 73 **Rapid Manufacturing Vom Prototyp zur Produktion - Erwartungen - Erfahrungen - Entwicklungen**  
179 Seiten - ISBN 3-89675-073-9
- 74 **Virtuelle Produktionssystemplanung - Virtuelle Inbetriebnahme und Digitale Fabrik**  
133 Seiten - ISBN 3-89675-074-7
- 75 **Nicht erschienen - wird nicht erscheinen**
- 76 **Berührungslose Handhabung - Vom Wafer zur Glaslinse, von der Kapsel zur aseptischen Ampulle**  
95 Seiten - ISBN 3-89675-076-3
- 77 **ERP-Systeme - Einführung in die betriebliche Praxis - Erfahrungen, Best Practices, Visionen**  
153 Seiten - ISBN 3-89675-077-7
- 78 **Mechatronik - Trends in der interdisziplinären Entwicklung von Werkzeugmaschinen**  
155 Seiten - ISBN 3-89675-078-X
- 79 **Produktionsmanagement**  
267 Seiten - ISBN 3-89675-079-8
- 80 **Rapid Manufacturing - Fertigungsverfahren für alle Ansprüche**  
154 Seiten - ISBN 3-89675-080-1
- 81 **Rapid Manufacturing - Heutige Trends - Zukünftige Anwendungsfelder**  
172 Seiten - ISBN 3-89675-081-X
- 82 **Produktionsmanagement - Herausforderung Variantenmanagement**  
100 Seiten - ISBN 3-89675-082-8
- 83 **Mechatronik - Optimierungspotenzial der Werkzeugmaschine nutzen**  
160 Seiten - ISBN 3-89675-083-6
- 84 **Virtuelle Inbetriebnahme - Von der Kür zur Pflicht?**  
104 Seiten - ISBN 978-3-89675-084-6
- 85 **3D-Erfahrungsförum - Innovation im Werkzeug- und Formenbau**  
375 Seiten - ISBN 978-3-89675-085-3
- 86 **Rapid Manufacturing - Erfolgreich produzieren durch innovative Fertigung**  
162 Seiten - ISBN 978-3-89675-086-0
- 87 **Produktionsmanagement - Schlank im Mittelstand**  
102 Seiten - ISBN 978-3-89675-087-7
- 88 **Mechatronik - Vorsprung durch Simulation**  
134 Seiten - ISBN 978-3-89675-088-4
- 89 **RFID in der Produktion - Wertschöpfung effizient gestalten**  
122 Seiten - ISBN 978-3-89675-089-1
- 90 **Rapid Manufacturing und Digitale Fabrik - Durch Innovation schnell und flexibel am Markt**  
100 Seiten - ISBN 978-3-89675-090-7
- 91 **Robotik in der Kleinserienproduktion - Die Zukunft der Automatisierungstechnik**  
ISBN 978-3-89675-091-4
- 92 **Rapid Manufacturing - Ressourceneffizienz durch generative Fertigung im Werkzeug- und Formenbau**  
ISBN 978-3-89675-092-1
- 93 **Handhabungstechnik - Innovative Greiftechnik für komplexe Handhabungsaufgaben**  
136 Seiten - ISBN 978-3-89675-093-8
- 94 **iwb Seminarreihe 2009 Themengruppe Werkzeugmaschinen**  
245 Seiten - ISBN 978-3-89675-094-5
- 95 **Zuführtechnik - Herausforderung der automatisierten Montage!**  
111 Seiten - ISBN 978-3-89675-095-2
- 96 **Risikobewertung bei Entscheidungen im Produktionsumfeld - Seminar »Risiko und Chance«**  
151 Seiten - ISBN 978-3-89675-096-9
- 97 **Seminar Rapid Manufacturing 2010 - Innovative Einsatzmöglichkeiten durch neue Werkstoffe bei Schichtbauverfahren**  
180 Seiten - ISBN 978-3-89675-097-6

- 98 Handhabungstechnik - Der Schlüssel für eine automatisierte Herstellung von Composite-Bauteilen  
260 Seiten · ISBN 978-3-89675-098-3
- 99 Abschlussveranstaltung SimuSint 2010 - Modulares Simulationsystem für das Strahlschmelzen  
270 Seiten · ISBN 978-3-89675-099-0
- 100 Additive Fertigung: Innovative Lösungen zur Steigerung der Bauteilqualität bei additiven Fertigungsverfahren  
200 Seiten · ISBN 978-3-8316-4114-7
- 101 Mechatronische Simulation in der industriellen Anwendung  
91 Seiten · ISBN 978-3-8316-4149-9
- 102 Wissensmanagement in produzierenden Unternehmen  
ISBN 978-3-8316-4169-7
- 103 Additive Fertigung: Bauteil- und Prozessauslegung für die wirtschaftliche Fertigung  
ISBN 978-3-8316-4188-8
- 104 Ressourceneffizienz in der Lebensmittelkette  
ISBN 978-3-8316-4192-5
- 105 Werkzeugmaschinen: Leichter schwer zerspanen! - Herausforderungen und Lösungen für die Zerspanung von Hochleistungswerkstoffen  
160 Seiten · ISBN 978-3-8316-4217-5
- 106 Batterieproduktion - Vom Rohstoff bis zum Hochvoltspeicher  
108 Seiten · ISBN 978-3-8316-4221-2
- 107 Batterieproduktion - Vom Rohstoff bis zum Hochvoltspeicher  
150 Seiten · ISBN 978-3-8316-4249-6

## Forschungsberichte IWB

herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart und Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh,  
Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München

Band 1–121, herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. J. Milberg und Prof. Dr.-Ing. G. Reinhart, sind im Springer Verlag, Berlin, Heidelberg erschienen

Forschungsberichte IWB ab Band 122 sind erhältlich im Buchhandel oder beim  
Herbert Utz Verlag, München, Fax 089-277791-01, [info@utzverlag.de](mailto:info@utzverlag.de), [www.utzverlag.de](http://www.utzverlag.de)

- 122 *Burghard Schneider*: Prozesskettenorientierte Bereitstellung nicht formstabiler Bauteile  
183 Seiten · ISBN 978-3-89675-559-9
- 123 *Bernd Goldstein*: Modellgestützte Geschäftsprozeßgestaltung in der Produktentwicklung  
170 Seiten · ISBN 978-3-89675-546-9
- 124 *Helmut E. Mößner*: Methode zur simulationsbasierten Regelung zeitvarianter Produktionsysteme  
164 Seiten · ISBN 978-3-89675-585-8
- 125 *Ralf-Gunter Gräser*: Ein Verfahren zur Kompensation temperaturinduzierter Verformungen an Industrierobotern  
167 Seiten · ISBN 978-3-89675-603-9
- 126 *Hans-Jürgen Trossin*: Nutzung der Ähnlichkeitstheorie zur Modellbildung in der Produktionstechnik  
162 Seiten · ISBN 978-3-89675-614-5
- 127 *Doris Kugelman*: Aufgabenorientierte Offline-Programmierung von Industrierobotern  
168 Seiten · ISBN 978-3-89675-615-2
- 128 *Rolf Diesch*: Steigerung der organisatorischen Verfügbarkeit von Fertigungszellen  
160 Seiten · ISBN 978-3-89675-618-3
- 129 *Werner E. Lulay*: Hybrid-hierarchische Simulationsmodelle zur Koordination teilautonomer Produktionsstrukturen  
190 Seiten · ISBN 978-3-89675-620-6
- 130 *Otto Murr*: Adaptive Planung und Steuerung von integrierten Entwicklungs- und Planungsprozessen  
178 Seiten · ISBN 978-3-89675-636-7
- 131 *Michael Macht*: Ein Vorgehensmodell für den Einsatz von Rapid Prototyping  
170 Seiten · ISBN 978-3-89675-638-1
- 132 *Bruno H. Mehler*: Aufbau virtueller Fabriken aus dezentralen Partnerverbünden  
152 Seiten · ISBN 978-3-89675-645-9
- 133 *Knut Heitmann*: Sichere Prognosen für die Produktionsoptimierung mittels stochastischer Modelle  
146 Seiten · ISBN 978-3-89675-675-6
- 134 *Stefan Blessing*: Gestaltung der Materialflußsteuerung in dynamischen Produktionsstrukturen  
160 Seiten · ISBN 978-3-89675-690-9
- 135 *Can Abay*: Numerische Optimierung multivariater mehrstufiger Prozesse am Beispiel der Hartbearbeitung von Industrierakemik  
159 Seiten · ISBN 978-3-89675-697-8
- 136 *Stefan Brandner*: Integriertes Produktdaten- und Prozeßmanagement in virtuellen Fabriken  
172 Seiten · ISBN 978-3-89675-715-9
- 137 *Arnd G. Hirschberg*: Verbindung der Produkt- und Funktionsorientierung in der Fertigung  
165 Seiten · ISBN 978-3-89675-729-6
- 138 *Alexandra Reek*: Strategien zur Fokuspositionierung beim Laserstrahlschweißen  
193 Seiten · ISBN 978-3-89675-730-2
- 139 *Khalid-Alexander Sabah*: Methodische Entwicklung störungstoleranter Steuerungen  
148 Seiten · ISBN 978-3-89675-739-5
- 140 *Klaus U. Schliffenbacher*: Konfiguration virtueller Wertschöpfungsketten in dynamischen, heterarchischen Kompetenznetzwerken  
187 Seiten · ISBN 978-3-89675-754-8
- 141 *Andreas Sprenzel*: Integrierte Kostenkalkulationsverfahren für die Werkzeugmaschinenentwicklung  
144 Seiten · ISBN 978-3-89675-757-9

- 142 *Andreas Gallasch*: Informationstechnische Architektur zur Unterstützung des Wandels in der Produktion  
150 Seiten · ISBN 978-3-89675-781-4
- 143 *Ralf Cuiper*: Durchgängige rechnergestützte Planung und Steuerung von automatisierten Montagevorgängen  
174 Seiten · ISBN 978-3-89675-783-8
- 144 *Christian Schneider*: Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion  
180 Seiten · ISBN 978-3-89675-789-0
- 145 *Christian Jonas*: Konzept einer durchgängigen, rechnergestützten Planung von Montageanlagen  
183 Seiten · ISBN 978-3-89675-870-5
- 146 *Ulrich Willnecker*: Gestaltung und Planung leistungsorientierter manueller Fließmontagen  
194 Seiten · ISBN 978-3-89675-891-0
- 147 *Christof Lehner*: Beschreibung des Nd:YAG-Laserstrahlenschweißprozesses von Magnesiumumdruckguss  
205 Seiten · ISBN 978-3-8316-0004-5
- 148 *Frank Rick*: Simulationsgestützte Gestaltung von Produkt und Prozess am Beispiel Laserstrahl schweißen  
145 Seiten · ISBN 978-3-8316-0008-3
- 149 *Michael Höhn*: Sensorgeführte Montage hybrider Mikrosysteme  
185 Seiten · ISBN 978-3-8316-0012-0
- 150 *Jörn Böhl*: Wissenmanagement im Klein- und mittelständischen Unternehmen der Einzel- und Kleinserienfertigung  
190 Seiten · ISBN 978-3-8316-0020-5
- 151 *Robert Bügel*: Prozessanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen mit digital geregelten Antrieben  
185 Seiten · ISBN 978-3-8316-0021-2
- 152 *Stephan Dürrschmidt*: Planung und Betrieb wandlungsfähiger Logistiksysteme in der variantenreichen Serienproduktion  
194 Seiten · ISBN 978-3-8316-0023-6
- 153 *Bernhard Eich*: Methode zur prozesskettenorientierten Planung der Teilebereitstellung  
136 Seiten · ISBN 978-3-8316-0028-1
- 154 *Wolfgang Rudorfer*: Eine Methode zur Qualifizierung von produzierenden Unternehmen für Kompetenznetzwerke  
207 Seiten · ISBN 978-3-8316-0037-3
- 155 *Hans Meier*: Verteilte kooperative Steuerung maschinennaher Abläufe  
166 Seiten · ISBN 978-3-8316-0044-1
- 156 *Gerhard Nowak*: Informationstechnische Integration des industriellen Service in das Unternehmen  
208 Seiten · ISBN 978-3-8316-0055-7
- 157 *Martin Werner*: Simulationsgestützte Reorganisation von Produktions- und Logistikprozessen  
191 Seiten · ISBN 978-3-8316-0058-8
- 158 *Bernhard Lenz*: Finite Elemente-Modellierung des Laserstrahl schweißens für den Einsatz in der Fertigungsplanung  
162 Seiten · ISBN 978-3-8316-0094-6
- 159 *Stefan Grunwald*: Methode zur Anwendung der flexiblen integrierten Produktentwicklung und Montageplanung  
216 Seiten · ISBN 978-3-8316-0095-3
- 160 *Josef Gartner*: Qualitätssicherung bei der automatisierten Applikation hochviskoser Dichtungen  
165 Seiten · ISBN 978-3-8316-0096-0
- 161 *Wolfgang Zeller*: Gesamtheitliches Sicherheitskonzept für die Antriebs- und Steuerungstechnik bei Werkzeugmaschinen  
192 Seiten · ISBN 978-3-8316-0100-4
- 162 *Michael Loferer*: Rechnergestützte Gestaltung von Montagesystemen  
178 Seiten · ISBN 978-3-8316-0118-9
- 163 *Jörg Fährer*: Ganzheitliche Optimierung des indirekten Metall-Lasersinterprozesses  
176 Seiten · ISBN 978-3-8316-0124-0
- 164 *Jürgen Höppner*: Verfahren zur berührungslosen Handhabung mittels leistungsstarker Schallwandler  
144 Seiten · ISBN 978-3-8316-0125-7
- 165 *Hubert Götte*: Entwicklung eines Assistenzrobotersystems für die Knieendoprothetik  
258 Seiten · ISBN 978-3-8316-0126-4
- 166 *Martin Weissenberger*: Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Entwicklungsprozess  
210 Seiten · ISBN 978-3-8316-0138-7
- 167 *Dirk Jacob*: Verfahren zur Positionierung unterseitenstrukturierter Bauelemente in der Mikrosystemtechnik  
200 Seiten · ISBN 978-3-8316-0142-4
- 168 *Ulrich Roßgodeyer*: System zur effizienten Layout- und Prozessplanung von hybriden Montageanlagen  
175 Seiten · ISBN 978-3-8316-0154-7
- 169 *Robert Klingel*: Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen auf Basis akustischer Emissionen  
164 Seiten · ISBN 978-3-8316-0174-5
- 170 *Paul Jens Peter Ross*: Bestimmung des wirtschaftlichen Automatisierungsgrades von Montageprozessen in der frühen Phase der Montageplanung  
144 Seiten · ISBN 978-3-8316-0191-2
- 171 *Stefan von Praun*: Toleranzanalyse nachgängiger Baugruppen im Produktentstehungsprozess  
252 Seiten · ISBN 978-3-8316-0202-5
- 172 *Florian von der Hagen*: Gestaltung kurzfristiger und unternehmensübergreifender Engineering-Kooperationen  
220 Seiten · ISBN 978-3-8316-0208-7
- 173 *Oliver Kramer*: Methode zur Optimierung der Wertschöpfungskette mittelständischer Betriebe  
212 Seiten · ISBN 978-3-8316-0211-7
- 174 *Winfried Dohmen*: Interdisziplinäre Methoden für die integrierte Entwicklung komplexer mechatronischer Systeme  
200 Seiten · ISBN 978-3-8316-0214-8
- 175 *Oliver Anton*: Ein Beitrag zur Entwicklung telepräzenter Montagesysteme  
158 Seiten · ISBN 978-3-8316-0215-5
- 176 *Wolfgang Broser*: Methode zur Definition und Bewertung von Anwendungsfeldern für Kompetenznetzwerke  
224 Seiten · ISBN 978-3-8316-0217-9
- 177 *Frank Breitinger*: Ein ganzheitliches Konzept zum Einsatz des indirekten Metall-Lasersinters für das Druckgießen  
156 Seiten · ISBN 978-3-8316-0227-8
- 178 *Johann von Piererling*: Ein Vorgehensmodell zur Auswahl von Konturnfertigungsverfahren für das Rapid Tooling  
163 Seiten · ISBN 978-3-8316-0230-8
- 179 *Thomas Baudisch*: Simulationsumgebung zur Auslegung der Bewegungsdynamik des mechatronischen Systems Werkzeugmaschine  
190 Seiten · ISBN 978-3-8316-0249-0
- 180 *Heinrich Schieferstein*: Experimentelle Analyse des menschlichen Kausystems  
132 Seiten · ISBN 978-3-8316-0251-3
- 181 *Joachim Berlk*: Methodik zur strukturierten Auswahl von Auftragsabwicklungs systemen  
244 Seiten · ISBN 978-3-8316-0258-2
- 182 *Christian Meierlohr*: Konzept zur rechnergestützten Integration von Produktions- und Gebäudeplanung in der Fabrikgestaltung  
181 Seiten · ISBN 978-3-8316-0292-6
- 183 *Volker Weber*: Dynamisches Kostenmanagement in kompetenzorientierten Unternehmensnetzwerken  
230 Seiten · ISBN 978-3-8316-0330-5
- 184 *Thomas Bongardt*: Methode zur Kompensation betriebsabhängiger Einflüsse auf die Absolutgenauigkeit von Industrierobotern  
170 Seiten · ISBN 978-3-8316-0332-9

- 185 *Tim Angerer*: Effizienzsteigerung in der automatisierten Montage durch aktive Nutzung mechatronischer produktkomponenten  
180 Seiten · ISBN 978-3-8316-0336-7
- 186 *Alexander Krüger*: Planung und Kapazitätsabstimmung stückzahlflexibler Montagesysteme  
197 Seiten · ISBN 978-3-8316-0371-8
- 187 *Matthias Meindl*: Beitrag zur Entwicklung generativer Fertigungsverfahren für das Rapid Manufacturing  
236 Seiten · ISBN 978-3-8316-0465-4
- 188 *Thomas Fusch*: Betriebsbegleitende Prozessplanung in der Montage mit Hilfe der Virtuellen Produktion am Beispiel der Automobilindustrie  
190 Seiten · ISBN 978-3-8316-0467-8
- 189 *Thomas Mosandl*: Qualitätssteigerung bei automatisiertem Klebstoffauftrag durch den Einsatz optischer Konturfolgesysteme  
182 Seiten · ISBN 978-3-8316-0471-5
- 190 *Christian Patron*: Konzept für den Einsatz von Augmented Reality in der Montageplanung  
150 Seiten · ISBN 978-3-8316-0474-6
- 191 *Robert Cisek*: Planung und Bewertung von Rekonfigurationsprozessen in Produktionsystemen  
200 Seiten · ISBN 978-3-8316-0475-3
- 192 *Florian Auer*: Methode zur Simulation des Laserstrahl schweißens unter Berücksichtigung der Ergebnisse vorangegangener Umformsimulationen  
160 Seiten · ISBN 978-3-8316-0485-2
- 193 *Carsten Selke*: Entwicklung von Methoden zur automatischen Simulationsmodellgenerierung  
137 Seiten · ISBN 978-3-8316-0495-1
- 194 *Markus Seefried*: Simulation des Prozessschrittes der Wärmebehandlung beim Indirekten-Metall-Lasersintern  
216 Seiten · ISBN 978-3-8316-0503-3
- 195 *Wolfgang Wagner*: Fabrikplanung für die standortübergreifende Kostenenkung bei marktnaher Produktion  
208 Seiten · ISBN 978-3-8316-0586-6
- 196 *Christopher Ulrich*: Erhöhung des Nutzungsgrades von Laserstrahlquellen durch Mehrfach-Anwendungen  
192 Seiten · ISBN 978-3-8316-0590-3
- 197 *Johann Härtl*: Prozessgaseinfluss beim Schweißen mit Hochleistungsdiodenlasern  
148 Seiten · ISBN 978-3-8316-0611-5
- 198 *Bernd Hartmann*: Die Bestimmung des Personalbedarfs für den Materialfluss in Abhängigkeit von Produktionsfläche und -menge  
208 Seiten · ISBN 978-3-8316-0615-3
- 199 *Michael Schilp*: Auslegung und Gestaltung von Werkzeugen zum berührungslosen Greifen kleiner Bauteile in der Mikromontage  
180 Seiten · ISBN 978-3-8316-0631-3
- 200 *Florian Manfred Grätz*: Teilautomatische Generierung von Stromlauf- und Fluidplänen für mechatronische Systeme  
192 Seiten · ISBN 978-3-8316-0643-6
- 201 *Dieter Einerer*: Prozessmodelle zur statischen Auslegung von Anlagen für das Friction Stir Welding  
214 Seiten · ISBN 978-3-8316-0650-4
- 202 *Gerhard Volkwein*: Konzept zur effizienten Bereitstellung von Steuerungsfunktionalität für die NC-Simulation  
192 Seiten · ISBN 978-3-8316-0668-9
- 203 *Sven Roeren*: Komplexitätsvariable Einflussgrößen für die bauteilbezogene Struktursimulation thermischer Fertigungsprozesse  
224 Seiten · ISBN 978-3-8316-0680-1
- 204 *Henning Rudolf*: Wissensbasierte Montageplanung in der Digitalen Fabrik am Beispiel der Automobilindustrie  
200 Seiten · ISBN 978-3-8316-0697-9
- 205 *Stella Clarke-Griebisch*: Overcoming the Network Problem in Telepresence Systems with Prediction and Inertia  
150 Seiten · ISBN 978-3-8316-0701-3
- 206 *Michael Ehrensträßer*: Sensoreinsatz in der telepräsenten Mikromontage  
180 Seiten · ISBN 978-3-8316-0743-3
- 207 *Rainer Schack*: Methodik zur bewertungsorientierten Skalierung der Digitalen Fabrik  
260 Seiten · ISBN 978-3-8316-0748-8
- 208 *Wolfgang Sudhoff*: Methodik zur Bewertung standortübergreifender Mobilität in der Produktion  
300 Seiten · ISBN 978-3-8316-0749-5
- 209 *Stefan Müller*: Methodik für die entwicklungs- und planungsbegleitende Generierung und Bewertung von Produktionsalternativen  
260 Seiten · ISBN 978-3-8316-0750-1
- 210 *Ulrich Kohler*: Methodik zur kontinuierlichen und kostenorientierten Planung produktionstechnischer Systeme  
246 Seiten · ISBN 978-3-8316-0753-2
- 211 *Klaus Schlichenrieder*: Methodik zur Prozessoptimierung beim automatisierten elastischen Kleben großflächiger Bauteile  
204 Seiten · ISBN 978-3-8316-0776-1
- 212 *Niklas Möller*: Bestimmung der Wirtschaftlichkeit wandlungsfähiger Produktionsysteme  
260 Seiten · ISBN 978-3-8316-0778-5
- 213 *Daniel Stiel*: Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen während Verfahrbewegungen  
226 Seiten · ISBN 978-3-8316-0779-2
- 214 *Dirk Ansorge*: Auftragsabwicklung in heterogenen Produktionsstrukturen mit spezifischen Planungsfreiräumen  
150 Seiten · ISBN 978-3-8316-0785-3
- 215 *Georg Wünsch*: Methoden für die virtuelle Inbetriebnahme automatisierter Produktionsysteme  
238 Seiten · ISBN 978-3-8316-0795-2
- 216 *Thomas Oertli*: Strukturmechanische Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen mit elektromechanischen Vorschubantrieben  
194 Seiten · ISBN 978-3-8316-0798-3
- 217 *Bernd Petzold*: Entwicklung eines Operatorarbeitsplatzes für die telepräseste Mikromontage  
234 Seiten · ISBN 978-3-8316-0805-8
- 218 *Lucas Papadakis*: Simulation of the Structural Effects of Welded Frame Assemblies in Manufacturing Process Chains  
260 Seiten · ISBN 978-3-8316-0813-3
- 219 *Mathias Mörtl*: Ressourcenplanung in der variantenreichen Fertigung  
228 Seiten · ISBN 978-3-8316-0820-1
- 220 *Sebastian Weig*: Konzept eines integrierten Risikomanagements für die Ablauf- und Strukturgestaltung in Fabrikplanungsprojekten  
252 Seiten · ISBN 978-3-8316-0823-2
- 221 *Tobias Hornfeck*: Laserstrahlbiegen komplexer Aluminiumstrukturen für Anwendungen in der Luftfahrtindustrie  
150 Seiten · ISBN 978-3-8316-0826-3
- 222 *Hans Egermeier*: Entwicklung eines Virtual-Reality-Systems für die Montagesimulation mit kraftrückkoppelnden Handschuhen  
230 Seiten · ISBN 978-3-8316-0833-1
- 223 *Matthäus Sigl*: Ein Beitrag zur Entwicklung des Elektronenstrahlintern  
200 Seiten · ISBN 978-3-8316-0841-6
- 224 *Mark Harfenseller*: Eine Methodik zur Entwicklung und Herstellung von Radiumtargets  
198 Seiten · ISBN 978-3-8316-0849-2
- 225 *Jochen Werner*: Methode zur roboterbasierten förderbandsynchronen Fließmontage am Beispiel der Automobilindustrie  
210 Seiten · ISBN 978-3-8316-0857-7
- 226 *Florian Hagemann*: Ein formflexibles Werkzeug für das Rapid Tooling beim Spritzgießen  
244 Seiten · ISBN 978-3-8316-0861-4

- 227 *Haitham Rashidy*: Knowledge-based quality control in manufacturing processes with application to the automotive industry  
226 Seiten · ISBN 978-3-8316-0862-1
- 228 *Wolfgang Vogl*: Eine interaktive räumliche Benutzerschnittstelle für die Programmierung von Industrierobotern  
248 Seiten · ISBN 978-3-8316-0874-4
- 229 *Sonja Schedl*: Integration von Anforderungsmanagement in den mechatronischen Entwicklungsprozess  
176 Seiten · ISBN 978-3-8316-0874-4
- 230 *Andreas Trautmann*: Bifocal Hybrid Laser Welding - A Technology for Welding of Aluminium and Zinc-Coated Steels  
314 Seiten · ISBN 978-3-8316-0878-8
- 231 *Patrick Neise*: Managing Quality and Delivery Reliability of Suppliers by Using Incentives and Simulation Models  
226 Seiten · ISBN 978-3-8316-0878-2
- 232 *Christian Habicht*: Einsatz und Auslegung zeitfensterbasierter Planungssysteme in überbetrieblichen Wertschöpfungsketten  
204 Seiten · ISBN 978-3-8316-0891-1
- 233 *Michael Spitzweg*: Methode und Konzept für den Einsatz eines physikalischen Modells in der Entwicklung von Produktionsanlagen  
180 Seiten · ISBN 978-3-8316-0931-4
- 234 *Ulrich Munzert*: Bahnanpassalgorithmen für das robotergestützte Remote-Laserstrahlschweißen  
176 Seiten · ISBN 978-3-8316-0948-2
- 235 *Georg Völlner*: Röhreleinschweißen mit Schwerlast-Industrierobotern  
232 Seiten · ISBN 978-3-8316-0955-0
- 236 *Nils Müller*: Modell für die Beherrschung und Reduktion von Nachfrageschwankungen  
286 Seiten · ISBN 978-3-8316-0992-5
- 237 *Franz Decker*: Unternehmensspezifische Strukturierung der Produktion als permanente Aufgabe  
180 Seiten · ISBN 978-3-8316-0996-3
- 238 *Christian Lau*: Methodik für eine selbstoptimierende Produktionssteuerung  
204 Seiten · ISBN 978-3-8316-4012-6
- 239 *Christoph Rimpau*: Wissensbasierte Risikobewertung in der Angebotskalkulation für hochgradig individualisierte Produkte  
268 Seiten · ISBN 978-3-8316-4015-7
- 240 *Michael Loy*: Modulare Vibrationswendelförderer zur flexiblen Teilezuführung  
190 Seiten · ISBN 978-3-8316-4027-0
- 241 *Andreas Eursch*: Konzept eines immersiven Assistenzsystems mit Augmented Reality zur Unterstützung manueller Aktivitäten in radioaktiven Produktionsumgebungen  
226 Seiten · ISBN 978-3-8316-4029-4
- 242 *Florian Schwarz*: Simulation der Wechselwirkungen zwischen Prozess und Struktur bei der Drehbearbeitung  
282 Seiten · ISBN 978-3-8316-4030-0
- 243 *Martin Georg Prasch*: Integration leistungsgewandelter Mitarbeiter in die variantenreiche Serienmontage  
261 Seiten · ISBN 978-3-8316-4033-1
- 244 *Johannes Schipf*: Adaptive Montagesysteme für hybride Mikrosysteme unter Einsatz von Telepräzisenz  
192 Seiten · ISBN 978-3-8316-4063-8
- 245 *Stefan Lutzmann*: Beitrag zur Prozessbeherrschung des Elektronenstrahlenschmelzens  
242 Seiten · ISBN 978-3-8316-4070-6
- 246 *Gregor Branner*: Modellierung transienter Effekte in der Struktursimulation von Schichtbauverfahren  
230 Seiten · ISBN 978-3-8316-4071-3
- 247 *Josef Ludwig Zimmermann*: Eine Methodik zur Gestaltung berührungsloser Handhabungssysteme  
186 Seiten · ISBN 978-3-8316-4091-1
- 248 *Clemens Pörnbacher*: Modellgetriebene Entwicklung der Steuerungssoftware automatisierter Fertigungssysteme  
280 Seiten · ISBN 978-3-8316-4108-6
- 249 *Alexander Lindworsky*: Teilautomatische Generierung von Simulationsmodellen für den entwicklungsbegleitenden Steuerungstest  
294 Seiten · ISBN 978-3-8316-4125-3
- 250 *Michael Mauderer*: Ein Beitrag zur Planung und Entwicklung von rekonfigurierbaren mechatronischen Systemen – am Beispiel von starren Fertigungssystemen  
220 Seiten · ISBN 978-3-8316-4126-0
- 251 *Roland Mark*: Qualitätsbewertung und -regelung für die Fertigung von Karosserieteilen in Presswerkzeugen auf Basis Neuronaler Netze  
228 Seiten · ISBN 978-3-8316-4127-7
- 252 *Florian Reichl*: Methode zum Management der Kooperation von Fabrik- und Technologieplanung  
224 Seiten · ISBN 978-3-8316-4128-4
- 253 *Paul Gebhard*: Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen bei Anwendung für das Röhreleinschweißen  
220 Seiten · ISBN 978-3-8316-4129-1
- 254 *Michael Heinz*: Modellunterstützte Auslegung berührungsloser Ultraschallgreifsysteme für die Mikrosystemtechnik  
302 Seiten · ISBN 978-3-8316-4147-5
- 255 *Pascal Krebs*: Bewertung vernetzter Produktionsstandorte unter Berücksichtigung multidimensionalen Unsicherheiten  
244 Seiten · ISBN 978-3-8316-4156-7
- 256 *Gerhard Straßer*: Greiftechnologie für die automatisierte Handhabung von technischen Textilien in der Faserverbundfertigung  
290 Seiten · ISBN 978-3-8316-4161-1
- 257 *Frédéric-Felix Lacour*: Modellbildung für die physikbasierte Virtuelle Inbetriebnahme materialflusintensiver Produktionsanlagen  
222 Seiten · ISBN 978-3-8316-4162-8
- 258 *Thomas Hensel*: Modellbasierter Entwicklungsprozess für Automatisierungslösungen  
184 Seiten · ISBN 978-3-8316-4167-3
- 259 *Sherif Zaidan*: A Work-Piece Based Approach for Programming Cooperating Industrial Robots  
212 Seiten · ISBN 978-3-8316-4175-8
- 260 *Hendrik Schellmann*: Bewertung kundenspezifischer Mengenflexibilität im Wertschöpfungsnetz  
224 Seiten · ISBN 978-3-8316-4189-5
- 261 *Marwan Radi*: Workspace scaling and haptic feedback for industrial telepresence and teleaction systems with heavy-duty teleoperators  
172 Seiten · ISBN 978-3-8316-4195-6
- 262 *Marcus Ruhstorfer*: Röhreleinschweißen von Rohren  
206 Seiten · ISBN 978-3-8316-4197-0
- 263 *Rüdiger Daub*: Erhöhung der Nahttiefe beim Laserstrahl-Wärmeleitungsschweißen von Stählen  
182 Seiten · ISBN 978-3-8316-4199-4
- 264 *Michael Ott*: Multimaterialverarbeitung bei der additiven strahl- und pulverbetriebenen Fertigung  
220 Seiten · ISBN 978-3-8316-4201-4
- 265 *Martin Ostgathe*: System zur produktbasierten Steuerung von Abläufen in der auftragsbezogenen Fertigung und Montage  
278 Seiten · ISBN 978-3-8316-4206-9
- 266 *Imke Nora Kellner*: Materialsysteme für das pulverbetriebene 3D-Drucken  
208 Seiten · ISBN 978-3-8316-4223-6
- 267 *Florian Oefele*: Remote-Laserstrahlschweißen mit brillanten Laserstrahlquellen  
238 Seiten · ISBN 978-3-8316-4224-3
- 268 *Claudia Anna Ehinger*: Automatisierte Montage von Faserverbund-Vorformlingen  
252 Seiten · ISBN 978-3-8316-4233-5

- 269 *Tobias Zeilinger*: Laserbasierte Bauteillagebestimmung bei der Montage optischer Mikrokomponenten  
220 Seiten · ISBN 978-3-8316-4234-6
- 270 *Stefan Krug*: Automatische Konfiguration von Robotersystemen (Plug&Produce)  
208 Seiten · ISBN 978-3-8316-4243-4
- 271 *Marc Lotz*: Erhöhung der Fertigungsgenauigkeit beim Schwunggrad-Reibschweißen durch modellbasierte Regelungsverfahren  
220 Seiten · ISBN 978-3-8316-4245-8
- 272 *William Brice Tekuno Moutchivo*: A New Programming Approach for Robot-based Flexible Inspection systems  
232 Seiten · ISBN 978-3-8316-4247-2
- 273 *Matthias Waibel*: Aktive Zusatzsysteme zur Schwingungsreduktion an Werkzeugmaschinen  
158 Seiten · ISBN 978-3-8316-4250-2
- 274 *Christian Escher*: Maschinenspezifische Erhöhung der Prozessfähigkeit in der additiven Fertigung  
216 Seiten · ISBN 978-3-8316-4270-0
- 275 *Florian Aull*: Modell zur Ableitung effizienter Implementierungsstrategien für Lean-Production-Methoden  
270 Seiten · ISBN 978-3-8316-4283-0
- 276 *Marcus Hennauer*: Entwicklungsbegleitende Prognose der mechanotrischen Eigenschaften von Werkzeugmaschinen  
214 Seiten · ISBN 978-3-8316-4306-6
- 277 *Alexander Götzfried*: Analyse und Vergleich fertigungstechnischer Prozessketten für Flugzeugtriebwerks-Rotoren  
220 Seiten · ISBN 978-3-8316-4310-3
- 278 *Saskia Reinhardt*: Bewertung der Ressourceneffizienz in der Fertigung  
232 Seiten · ISBN 978-3-8316-4317-2
- 279 *Fabian J. Meling*: Methodik für die Rekombination von Anlagentechnik  
192 Seiten · ISBN 978-3-8316-4319-6
- 280 *Jörg Egbers*: Identifikation und Adaption von Arbeitsplätzen für leistungsgewandelter Mitarbeiter entlang des Montageplanungsprozesses  
192 Seiten · ISBN 978-3-8316-4328-8
- 281 *Max von Bredow*: Methode zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit und des Risikos unternehmensübergreifender Wertschöpfungskonfigurationen in der Automobilindustrie  
204 Seiten · ISBN 978-3-8316-4337-0
- 282 *Tobias Philipp*: RFID-gestützte Produktionssteuerungsverfahren für die Herstellung von Bauteilen aus Faserverbundkunststoffen  
142 Seiten · ISBN 978-3-8316-4346-2
- 283 *Stefan Rainer Johann Braunreuther*: Untersuchungen zur Lasersicherheit für Materialbearbeitungsanwendungen mit brillanten Laserstrahlquellen  
232 Seiten · ISBN 978-3-8316-4348-6
- 284 *Johannes Pohl*: Adaption von Produktionsstrukturen unter Berücksichtigung von Lebenszyklen  
202 Seiten · ISBN 978-3-8316-4358-5
- 285 *Mathey Wiesbeck*: Struktur zur Repräsentation von Montagesequenzen für die situationsorientierte Werkerführung  
194 Seiten · ISBN 978-3-8316-4369-1
- 286 *Sonja Huber*: In-situ-Legierungsbestimmung beim Laserstrahlschweißen  
206 Seiten · ISBN 978-3-8316-4370-7
- 287 *Robert Wiedenmann*: Prozessmodell und Systemtechnik für das laserunterstützte Fräsen  
220 Seiten · ISBN 978-3-8316-4384-4
- 288 *Thomas Irenhauser*: Bewertung der Wirtschaftlichkeit von RFID im Wertschöpfungsnetz  
242 Seiten · ISBN 978-3-8316-4404-9
- 289 *Jens Hatwig*: Automatisierte Bahnplanung für Industrieroboter und Scanneroptiken bei der Remote-Laserstrahlbearbeitung  
196 Seiten · ISBN 978-3-8316-4405-6
- 290 *Matthias Baur*: Aktive Dämpfungssystem zur Ratterunterdrückung an spanenden Werkzeugmaschinen  
210 Seiten · ISBN 978-3-8316-4408-7
- 291 *Alexander Schöber*: Eine Methode zur Wärmequellenkalibrierung in der Schweißstruktursimulation  
198 Seiten · ISBN 978-3-8316-4415-5
- 292 *Matthias Glonegger*: Berücksichtigung menschlicher Leistungsschwankungen bei der Planung von Variantenfließmontagesystemen  
214 Seiten · ISBN 978-3-8316-4419-3
- 293 *Markus Kahnert*: Scanstrategien zur verbesserten Prozessführung beim Elektronenstrahlenschmelzen (EBM)  
228 Seiten · ISBN 978-3-8316-4416-2
- 294 *Sebastian Schindler*: Strategische Planung von Technologienketten für die Produktion  
220 Seiten · ISBN 978-3-8316-4434-6
- 295 *Tobias Föcker*: Methode zur rechnergestützten Prozessgestaltung des Schleifhärts  
128 Seiten · ISBN 978-3-8316-4448-3
- 296 *Rüdiger Spiller*: Einsatz und Planung von Roboterassistenz zur Berücksichtigung von Leistungswandlungen in der Produktion  
286 Seiten · ISBN 978-3-8316-4450-6
- 297 *Daniel Schmid*: Röhrengusschweißen von Aluminiumlegierungen mit Stählen für die Automobilindustrie  
300 Seiten · ISBN 978-3-8316-4452-0

