

Aktive, modellbasierte Verschleißbeeinflussung beim Außenrundeinstechschleifen mittels elektromagnetischer Aktoren

Active Model-based Manipulation of Tool Wear in Plunge Grinding
using Electromagnetic Actuators

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

Dr.-Ing.
genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Markus Ahrens

2023

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Tobias Ortmaier

2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Berend Denkena

Tag der Promotion: 24. Mai 2022

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechatronische Systeme der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

An erster Stelle möchte ich meinem Doktorvater und Institutsleiter Herrn Prof. Dr.-Ing. Tobias Ortmaier für sein Vertrauen in meine Arbeit, seine Unterstützung sowie das stets hervorragende Arbeitsklima innerhalb des Instituts danken.

Einen wesentlichen Anteil zum Gelingen dieser Arbeit haben meine Kollegen am Institut für Mechatronische Systeme (imes) beigetragen. Insbesondere beim Oberingenieur Matthias Dagen und meinen Bürokollegen Simon Eicke, Steffen Bosselmann und Tobias Frank möchte ich mich für die hilfreichen Diskussionen, Hinweise und Ratschläge bedanken.

Eine große Hilfe waren außerdem die Hiwis, Studien-, Bachelor-, Master- und Diplomarbeiter, welche mich im Laufe der Jahre unterstützt haben. Besonderer Dank gebührt an dieser Stelle Julian Nacke und Majd Ben Younes.

Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Familie und insbesondere meinen Eltern für die bedingungslose Unterstützung sowie ihr Vertrauen in meine Fähigkeiten bedanken. Der größte Dank gilt jedoch meiner Frau Elke, die mich verständnisvoll unterstützt hat und ohne die der erfolgreiche Abschluss dieser Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

Hannover, Mai 2022

Markus Ahrens

Kurzfassung

Als geometrisch unbestimmtes Bearbeitungsverfahren stellt das Schleifen einen abschließenden und qualitätsbestimmenden Fertigungsschritt dar. Im Prozess auftretende Schwingungen, wie sie beispielsweise durch den Regenerativeffekt verursacht werden, können die Prozesssicherheit und die Werkstückqualität deutlich senken. Dabei treten insbesondere in Rundschleifprozessen mit konventionellen Schleifmitteln (z. B. Korund, Siliziumkarbid) selbsterregte, produktivitätsbegrenzende Schwingungen auf. Diese entstehen durch die Wechselwirkung zwischen dem Prozess und der dynamischen Nachgiebigkeit von Schleifmaschine und Werkstück. Schwingungen, hervorgerufen durch Welligkeiten auf dem Werkstück, kommen in Rundschleifprozessen nur in sehr niedrigen Frequenzbereichen vor und können deshalb durch passende Wahl der Prozessstellgrößen vermieden werden. Hingegen können Schwingungen, die zu einer Konturänderung der Schleifscheibe führen, in hohen Frequenzbereichen auftreten. Der vorgenannte Regenerativeffekt entsteht, verglichen mit dem werkstückseitigen Regenerativeffekt, langsam und führt erst nach längerem Fortschritt zu einer Reduktion der Oberflächenqualität des Werkstücks. Die Prognose und Vermeidung dieses werkzeugseitigen Regenerativeffektes stellt die Fertigung dennoch vor große Herausforderungen und kann nur durch häufige Abrichtzyklen oder reduzierte Zeitspanvolumina vermieden werden, was jedoch die Produktivität vermindert. Da das Schleifen am Ende der Wertschöpfungskette angesiedelt ist, kommt dem frühzeitigen Erkennen von regenerativen Prozessschwingungen eine besondere Bedeutung zu, um Ausschuss zu vermeiden und Durchlaufzeiten zu verringern. In dieser Arbeit werden Methoden zur frühzeitigen Erkennung dieser Schwingungen entwickelt und untersucht, welche die Realisierung von teil- oder vollautomatisierten Schleifprozessen ermöglichen. Darüber hinaus soll der Regenerativeffekt mithilfe einer modellbasierten Verschleißregelung und elektromagnetischer Aktoren derart beeinflusst werden, dass eine Bildung von Welligkeiten auf der Schleifscheibe vermieden wird.

Schlagwörter: Außenrundschleifen, Fertigungstechnik, Ratterdetektion, Elektromagnet, Ratterdämpfung.

Abstract

Using conventional grinding wheels (corundum, silicon carbide), one of the most limiting factors in terms of productivity and process stability in cylindrical plunge grinding are self-excited vibrations. These vibrations are caused by regenerative effects during the process and can reduce productivity and workpiece quality. Workpiece oscillations induced by single grain-workpiece contacts and limited dynamic stiffness of the grinding machine copy on the grinding wheel surface. This results in a regenerative effect, where a further increasing waviness of the grinding wheel causes an increasing workpiece vibration. While the regenerative effect can also develop on the surface of the workpiece, the resulting frequencies are much higher when appearing on the grinding wheel surface. Thus, they are much more difficult to manage and put high requirements on process planning and demand for frequent trueing operations and reduced feed rates. In scope of this work, the development and evaluation of methods for early chatter detection is presented. Since the progress of the waviness on the grinding wheels surface progresses relatively slowly, it is possible to manipulate the process forces in an early stage of chatter development. Dynamic process forces applied to the workpiece by electromagnetic actuators are capable of influencing the workpiece movement and therefore, the wear. Hence, the development of wheel-sided chatter vibration caused by waves on the grinding wheel can be prevented. This ensures a chatter free, stable grinding process.

Keywords: plunge grinding, manufacturing, electromagnetic actuator, chatter damping.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	iii
Kurzfassung	iv
Abstract	v
Nomenklatur	ix
1 Allgemeine Konventionen	ix
2 Lateinische Buchstaben	ix
3 Griechische Buchstaben	xiv
4 Abkürzungen	xvi
1 Einleitung	1
2 Stand des Wissens	5
2.1 Grundlagen	6
2.2 Schwingungen in Schleifmaschinen	10
2.3 Modellierung von Schleifprozessen	14
2.4 Prozessüberwachung	17
2.5 Reduktion von selbsterregten Schwingungen	19
3 Ziele dieser Arbeit	23
3.1 Prozessüberwachung	23
3.2 Modellierung des Schleifprozesses	24
3.3 Schwingungsdämpfung mit elektromagnetischen Aktoren	24
4 Versuchsaufbau	27
4.1 Schleifmaschine	28
4.2 Sensorik	29
4.3 Schleifprozess und Versuchsdurchführung	32
5 Entwicklung elektromagnetischer Aktoren	35
5.1 Elektrodynamischer Shaker	36
5.2 Auslegung elektromagnetischer Aktoren	37
5.3 Elektromagnetischer Ringaktor	39

5.4	Aktive Lünette	43
6	Analyse und Detektion des Regenerativ-effektes	47
6.1	Maschinendynamik	47
6.2	Detektionsverfahren	52
6.3	Anwendungsaspekte	62
7	Modellierung des werkzeugseitigen Regenerativ-effektes	65
7.1	Modellbildung	65
7.2	Parameteridentifikation	75
7.3	Modellbasierte Welligkeitsschätzung	89
8	Aktive Beeinflussung des Regenerativ-effektes	97
8.1	Modellbasierte Verschleißregelung	97
8.2	Regelung mit der Methode des Inneren Modells	105
8.3	Anwendungsaspekte	112
9	Zusammenfassung und Ausblick	115
	Literaturverzeichnis	119

Nomenklatur

Selten bzw. nur abschnittsweise verwendete Symbole und Formelzeichen sowie abweichende Bedeutungen werden ausschließlich im Text beschrieben.

1 Allgemeine Konventionen

Skalar	Kleinbuchstabe (kursiv): a
Vektor	Kleinbuchstabe (fett und kursiv): \mathbf{a}
Matrix	Großbuchstabe (fett und kursiv): \mathbf{A}
Komplexe Größe	unterstrichenes Symbol : \underline{X}

2 Lateinische Buchstaben

\underline{A}_d	Systemmatrix der diskreten Zustandsraumdarstellung
\underline{A}	Systemmatrix der kontinuierlichen Zustandsraumdarstellung
$\underline{\tilde{A}}_d$	Systemmatrix der zeitdiskreten Zustandsraumdarstellung mit identifizierten Modellparametern
A_h	Polschuhfläche Ringaktor
B_p	Orthonormalbasis aus Eigenvektoren, Teil der Spektralzerlegung einer Matrix
B	magnetische Flussdichte
\underline{b}_d	Eingangsvektor der diskreten Zustandsraumdarstellung
\underline{b}	Eingangsvektor der kontinuierlichen Zustandsraumdarstellung
$\underline{\tilde{b}}_d$	Eingangsvektor der zeitdiskreten Zustandsraumdarstellung mit identifizierten Modellparametern
C_p	Kovarianz der Populationsverteilung beim CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
\underline{c}_d	Ausgangsvektor der diskreten Zustandsraumdarstellung
\underline{c}	Ausgangsvektor der kontinuierlichen Zustandsraumdarstellung
$\underline{\tilde{c}}_d$	Ausgangsvektor der zeitdiskreten Zustandsraumdarstellung mit identifizierten Modellparametern
D_p	Diagonalmatrix, Teil der Spektralzerlegung einer Matrix
e_x	Einheitsvektor in Richtung der x-Achse
e_y	Einheitsvektor in Richtung der y-Achse
e_z	Einheitsvektor in Richtung der z-Achse

F_a	Kraft auf Permeabilitätsgrenzfläche
F_{res}	resultierende Kraftwirkung Differenzenansteuerung
\underline{f}_a	Vektor der Aktorkräfte aller Ratterfrequenzen (Bildbereich)
H	magnetische Feldstärke
I	Einheitsmatrix
\underline{K}	Kalman Verstärkung
\hat{P}	geschätzte Kovarianz des Zustandsrauschens
p_c	Evolutionsspfad Kovarianz des CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
p_σ	Evolutionsspfad Mittelwert des CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
\underline{Q}	Kovarianz des Prozessrauschens
s	Pfad entlang der Eisenkreismasche
\underline{w}	Prozessrauschen (Bildbereich)
\underline{X}	Regressionsmatrix
\underline{X}^+	Moore-Penrose-Inverse der Regressionsmatrix
\underline{X}_p	Regressionsmatrix Polynomregression
$\underline{X}_{\text{ARX}}$	Regressionsmatrix ARX-Modell
\underline{x}_0	Initialzustand Schleifprozessmodell
$\hat{\underline{x}}_d$	geschätzter Zustand im zeitdiskreten Zustandsraummodell des Prozessmodells
\underline{x}_d	Zustand im zeitdiskreten Zustandsraummodell
\underline{x}_w	Vektor der Werkstückverlagerung aller Ratterfrequenzen (Bildbereich)
\underline{x}_j	Vektor des Schleifscheibenverschleißes aller Ratterfrequenzen (Bildbereich)
\mathbb{C}	komplexer Zahlenraum
\mathbb{F}	Menge der rattergefährdeten Vielfachen der Schleifscheibendrehzahl
$\mathcal{N}(\mu, \sigma)$	Normalverteilung mit dem Erwartungswert μ und der Standardabweichung σ
\mathcal{P}_0	initiale Population des CMA-ES-Optimierungsverfahrens
A_{ARX}	Ausgangsdynamik ARX-Modell
A_v	Polschuhfläche aktive Lünette
a_n	Parameter Oberflächenmodell
a_W	Skalierungsfaktor des Basis-Wavelets
B_{ARX}	Eingangsdynamik ARX-Modell
b_{max}	Bauraumbreite aktive Lünette
$b_{s,\text{eff}}$	Effektive Eingriffsbreite
b_s	Breite Schleifscheibe
b_w	Breite Werkstück
b_h	Eisenkernbreite Ringaktor
b_v	Eisenkernbreite aktive Lünette
b_n	Parameter Oberflächenmodell
C	Werkstückspindelachse
C_{hi}	Hochpassfilter, generiert aus Wavelet

C_{lo}	Tiefpassfilter, generiert aus Wavelet
$C(z)$	Zähler Störmodell eines Gleichungsfehler- oder Ausgangsfehlermodells
c_c	Gewichtungskonstante beim CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
c_k	Gewichtungskonstante beim CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
C_p	Kovarianzmatrix des CMA-ES-Optimierungsverfahrens
c_σ	Gewichtungskonstante beim CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
C_1	untere Betrachtungsgrenze des Störeinflusses der Werkstückrotation
C_2	obere Betrachtungsgrenze des Störeinflusses der Werkstückrotation
$D(z)^{-1}$	Nenner Störmodell eines Gleichungsfehler- oder Ausgangsfehlermodells
d_c	Dämpfungskonstante beim CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
d_k	Dämpfungskonstante beim CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
d_s	Durchmesser Schleifscheibe
d_t	Länge Trägerwelle
d_w	Durchmesser Werkstück
d_σ	Dämpfungskonstante beim CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
d_{eq}	äquivalenter Schleifscheibendurchmesser
\underline{d}_d	Durchgangsanteil der diskreten Zustandsraumdarstellung
\underline{d}	Durchgangsanteil der kontinuierlichen Zustandsraumdarstellung
$\tilde{\underline{d}}_d$	Durchgangsanteil der zeitdiskreten Zustandsraumdarstellung mit identifizierten Modellparametern
e_{ARX}	Modellfehler ARX-Modell
e	Schätzfehler RLS-Algorithmus
F_a	externe Kräfte, Aktorkraft (Zeitbereich)
F_c	Schneidkraft (Zeitbereich)
f_K	Kostenfunktion des CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
f_m	Abstrakte Schleifprozessmodell
f_n	n -te Ratterfrequenz
f_s	Frequenz Spulenstrom
f_t	Übergangsfrequenz nach Alldieck
F_{vs}	Vorspannkraft zwischen Werkstück und Schleifscheibe
\underline{F}_a	Aktorkraft (Bildbereich)
\underline{F}_{min}	notwendige Aktorkraft für erfolgreiche Prozessbeeinflussung(Bildbereich)
G_{mag}	Übertragungsfunktion des Elektromagneten
$G(s)$	allgemeine Übertragungsfunktion
\underline{G}_a	dynamischer Aktoreinfluss (Bildbereich)
\underline{G}_c	dynamische Schnittsteifigkeit (Bildbereich)
\underline{G}_m	Referenzmodell IMC (Bildbereich)
\underline{G}_r	Übertragungsfunktion Verschleißregler
\underline{G}_s	dynamische Werkstücknachgiebigkeit (Bildbereich)

\underline{G}_v	dynamischer Verschleiß (Bildbereich)
\underline{G}_{ges}	Übertragungsfunktion des Schleifprozessmodells
\underline{G}_c	dynamische Schnittsteifigkeit (Bildbereich)
\underline{G}_i	dynamischer Einfluss der Welligkeit auf die Werkstückschwingung (Bildbereich)
\underline{G}_s	dynamische Maschinennachgiebigkeit (Bildbereich)
\underline{G}_{v1}	Verschleißkonstante, linear (Bildbereich)
\underline{G}_{v2}	Verschleißkonstante, quadratisch (Bildbereich)
\underline{G}_{ARX}	Übertragungsfunktion eines ARX-Modells
$\widehat{\underline{G}}_s$	dynamische Werkstücknachgiebigkeit (Bildbereich)
G_c	dynamische Schnittsteifigkeit (Zeitbereich)
$G_f(s)$	Filterglied IMC
$G_m(s)$	Referenzmodell IMC
G_s	dynamische Maschinensteifigkeit (Zeitbereich)
h_h	Eisenkernhöhe Ringaktor
h_v	Eisenkernhöhe aktive Lünette
i	elektrischer Strom
i	aktuelle Iteration beim CMA-ES-Verfahren
i_{max}	maximaler Spulenstrom
i_0	Konstantstrom Differenzenansteuerung
i_1	dynamischer Strom Differenzenansteuerung
\widehat{K}_R	Ratterkennwert, Ausgang des Oberflächenmodells
k	Abtastschritt
K_a	Anregungsamplitude
K_R	Ratterkennwert des Oberflächenmodells
k_v	Verschleißkonstante
k_w	Schnittkonstante
k	Index, natürliche Zahl
l_m	Breite Messabsatz der Trägerwelle
l_{max}	Bauraumlänge aktive Lünette
l_h	Eisenkernlänge Ringaktor
l_v	Eisenkernlänge aktive Lünette
L	magnetische Induktivität
m	Abtastschritt, natürliche Zahl, Index
m_s	Anzahl Spektralbänder der Wavelet-Transformation
m_h	Schenkelbreite Eisenkern Ringaktor
m_v	Schenkelbreite aktive Lünette
n	Ordnung der Schleifscheibenwelligkeit, Anzahl geschlossener Wellenzüge auf der Schleifscheibenoberfläche
N_D	Anzahl Samples in Signalabschnitt

n_m	Modellordnung Schleifprozessmodell
n_h	Windungszahl Spule Ringaktor
n_v	Windungszahl Spule aktive Lünette
p	Parameterzahl beim CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
p	Nummer des Spektralbandes bei der DWT
\underline{p}	Polynomkoeffizient
p_D	Anzahl Spektralbänder bei der DWT
$Q(s)$	Kompensationsglied IMC
Q_k	Durchflussrate Mineralöl
Q'_w	Bezogenes Zeitspanvolumen
q	Geschwindigkeitsverhältnis der Umfangsgeschwindigkeiten von Werkstück und Schleifscheibe
R	Varianz des Messrauschens
S	Werkzeugspindelachse
s_h	Spulenbreite Ringaktor
s_v	Spulenbreite aktive Lünette
t	Zeit, Prozessdauer
T_s	Abtastzeit Sensorik
t_h	Spulenlänge Ringaktor
t_v	Spulenlänge aktive Lünette
U	elektrische Spannung
u	elektrische Spannung
$u(k)$	Systemeingang im Abtastschritt k (Zeitbereich)
\underline{u}	Systemeingang (Bildbereich)
$u_{i,T}$	transformatorisch induzierte Spannung
v	Störanteil
\underline{v}	Störanteil (Bildbereich)
$v(k)$	Störanteil im Abtastschritt k (Zeitbereich)
V_0	magnetische Spannung über Luftspalt
V_e	magnetische Spannung über Eisenkreis
V_w	magnetische Spannung über Werkstück
V_{ZK}	Zwischenkreisspannung Magnetstromregler
v_c	Schnittgeschwindigkeit
v_f	Vorschubgeschwindigkeit
v_s	Umfangsgeschwindigkeit Schleifscheibe
v_w	Umfangsgeschwindigkeit Werkstück
W_1	untere Betrachtungsgrenze rattergefährdeter Frequenzen
W_2	obere Betrachtungsgrenze rattergefährdeter Frequenzen
W_ψ	Waveletkoeffizient

\overline{X}_w	Polynomregression der Werkstückverlagerung, Ausgang des Oberflächenmodells (Bildbereich)
\tilde{X}_w	Werkstückverlagerung, Ausgang des Oberflächenmodells (Bildbereich)
\overline{X}_c	Störung durch Werkstückrotation, Ausgang des Störmodells (Bildbereich)
\widehat{X}_i	Schleifscheibenwelligkeit, Ausgang des Prozessmodells (Bildbereich)
\underline{X}_w	Werkstückverlagerung, Ausgang des Prozessmodells (Bildbereich)
X_c	Einfluss der Werkstückrotation auf die Werkstückverlagerung, Ausgang des Störmodells (Bildbereich)
X_i	Schleifscheibenverschleiß (Bildbereich)
X_w	Werkstückverlagerung (Bildbereich)
$ \tilde{X}_w $	Amplitude der Werkstückverlagerung, Ausgang des Oberflächenmodells (Bildbereich)
$ X_w $	Amplitude Werkstückverlagerung (Bildbereich)
x	Maschinenachse in Zustellrichtung
$x_{hi}^{(p)}$	oberer Spektralanteil des p -ten Spektralbands der DWT
$x_{lo}^{(p)}$	unterer Spektralanteil des p -ten Spektralbands der DWT
x_i	Kontur der Schleifscheibenoberfläche, Welligkeit der Schleifscheibe (Zeitbereich)
x_w	Werkstückposition (Zeitbereich)
x_v	Initialwert der linearen Welligkeitskomponente des Schleifprozessmodells
x_{v2}	Initialwert der quadratischen Welligkeitskomponente des Schleifprozessmodells
$x_{w,max}$	maximale Werkstückauslenkung
\tilde{x}_w	Werkstückverlagerung, Ausgang Oberflächenmodell (Zeitbereich)
x_w	(gemessene) Werkstückverlagerung
y	Maschinenachse orthogonal zur Werkstückachse und Zustellrichtung
$y(k)$	Systemausgang im Abtastschritt k (Zeitbereich)
$\underline{y}(k)$	Systemausgang im Abtastschritt k
y_{IMC}	Ausgang des IMC-Regelkreises
z	Maschinenachse parallel zur Werkstückachse

3 Griechische Buchstaben

α_s	Neigungswinkel der Schwingellipse des Werkstücks
α_v	Schenkelwinkel aktive Lünette
α_n	Parameter des Störmodells des Werkstückachseneinflusses
β_p	p -tes Spektralband der DWT
β_n	Parameter des Störmodells des Werkstückachseneinflusses
$\overline{\beta}_p$	p -tes normiertes Spektralband der DWT
γ_0	Gleichanteil des Störmodells des Werkstückachseneinflusses
ΔX_i	inkrementeller Schleifscheibenverschleiß (Bildbereich)

Δx_i	inkrementeller Schleifscheibenverschleiß (Zeitbereich)
$\Delta \varphi_i$	Phasendifferenz zwischen inkrementellem Schleifscheibenverschleiß und bestehender Welligkeit
δ_D	Schwellwert für ein aktives Band bei der DWT
δ_h	Luftspalt Eisenkreis Ringaktor
δ_v	Luftspalt Eisenkreis aktive Lünette
$\dot{\delta}$	Geschwindigkeit Eisenkreisjoch
$\dot{\varphi}_s$	Winkelgeschwindigkeit Schleifscheibe
$\dot{\varphi}_w$	Winkelgeschwindigkeit Werkstück
λ	Vergessensfaktor des Recursive-Least-Square Algorithmus
λ_p	Anzahl der Individuen innerhalb einer Population beim CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
μ	Mittelwert, Erwartungswert
μ_0	magnetische Permeabilität des Vakuums
μ_e	magnetische Permeabilität des Eisenkreismaterials
μ_{eff}	Kennzahl der Gewichtung des Mittelwerts im CMA-ES-Algorithmus
μ_w	magnetische Permeabilität des Werkstückmaterials
μ_p	gewichteter Mittelwert des CMA-ES-Optimierungsverfahrens
ω_i	Spulenstromfrequenz
$\omega_{i,\text{max}}$	maximale Spulenstromfrequenz
ω_s	Winkelgeschwindigkeit Schleifscheibe
ω_w	Winkelgeschwindigkeit Werkstück
Φ	magnetischer Fluss
Ψ	verketteter magnetischer Fluss
ψ	Basis-Wavelet
σ_i	Schrittweite des CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
σ	Standardabweichung
τ	Faltungsabszisse
Θ	magnetische Durchflutung
$\tilde{\varphi}_s$	gemessener Schleifscheibenwinkel
$\tilde{\varphi}_w$	Phasenwinkel der Werkstückverlagerung, Ausgang des Oberflächenmodells (Bildbereich)
$\underline{\alpha}_m$	Koeffizient Störmodell
$\underline{\beta}_m$	Koeffizient Störmodell
$\underline{\theta}_{\text{ARX}}$	Parametervektor des ARX-Modells
$\hat{\underline{\theta}}_{\text{ARX}}$	identifizierter Parametervektor des ARX-Modells
$\underline{\theta}_p$	Parametervektor Polynomregression
$\underline{\theta}_g$	Parametervektor des Schleifprozessmodells
$\underline{\theta}'_g$	Parametervektor des Schleifprozessmodells mit Initialwerten

$\underline{\theta}_g^*$	reduzierter Parametervektor des Schleifprozessmodells mit Initialwerten
$\underline{\theta}_r$	Parametervektor des Oberflächenmodells
$\widehat{\underline{\theta}}_r$	identifizierter Parametervektor des Oberflächenmodells
φ_c	Rotationswinkel Werkstück
φ_s	Schleifscheibenwinkel
φ_w	Phasenwinkel Werkstückverlagerung (Bildbereich)
$\varphi_{\text{grenz,w}}$	Grenzphasenwinkel für werkstückseitige Ratterschwingungen nach Alldieck
$\varphi_{\text{grenz,s}}$	Grenzphasenwinkel für werkzeugseitige Ratterschwingungen nach Alldieck
μ_p	Erwartungswert der Populationsverteilung beim CMA-ES-Optimierungsalgorithmus
ξ	Parametervektor des CMA-ES-Optimierungsverfahrens

4 Abkürzungen

AE	Acoustic Emission, Körperschall
ARX	Autoregressive with Exogenous Input
ARMAX	Autoregressive-Moving-Average with Exogenous Input
ARARX	Autoregressive Autoregressive with Exogenous Input
BJ	Box-Jenkins
CBN	Kubisch kristallines Bornitrid
CMA-ES	Covariance-Matrix-Adaption-Evolutionary-Strategy
CNC	Computerized Numerical Control
COR-LS	Methode der kleinsten Fehlerquadrate mit Korrelationsfunktionen
DIN	Deutsches Institut für Normung
DWT	Diskrete Wavelet Transformation
FEM	Methode der finiten Elemente
IMC	Inner Model Control
IMR	Regelung mit der Methode des inneren Modells
LS	Least Squares, Methode der kleinsten Fehlerquadrate
OE	Output Error
PSO	Particle Swarm Optimization
RELS	Recursive Extended Least Squares
RLS	Recursive Least Squares
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
WWS	Wirbelstrom-Weg-Sensoren

1 Einleitung

Bei der Herstellung vergüteter Stahlbauteile nimmt das Schleifen einen abschließenden und qualitätsbestimmenden Platz ein. Die Zerspanung mit geometrisch unbestimmter Schneide ermöglicht die Realisierung einer hohen Oberflächengüte und Formtreue. Bei der Produktion von Werkstücken aus hochharten Werkstoffen stellt das Schleifen häufig die einzige Bearbeitungsmöglichkeit dar. Die geforderte hohe Präzision und die lange Prozessdauer resultieren in einem sehr teuren Bearbeitungsverfahren. Die Ansiedlung am Ende der Prozesskette resultiert zudem in hohen Kosten, wenn während des Schleifprozesses Fehler auftreten und die geforderten Werkstückeigenschaften nicht erreicht werden. Bei der Anwendung dieses Verfahrens kommt der Prozessstabilität und Zuverlässigkeit daher eine große Bedeutung zu. Dies steht im Widerspruch zum komplexen Charakter der Schleifbearbeitung, welche aufgrund vielfältiger Einflüsse oft nur schwer kalkulierbar ist [BMK⁺10]. Folgerichtig haben sich effektive und verlässliche Bearbeitungsstrategien etabliert, welche große Sicherheitsmargen vorsehen, um das resultierende Risiko gering zu halten [WB06a].

Unter den zahlreichen Einflüssen, welche negativ auf den reibungslosen Ablauf des Schleifprozesses und die resultierende Werkstückqualität einwirken können, stellen sogenannte Ratterschwingungen eines der komplexesten Probleme dar. Diese Schwingungen werden durch einen ungleichmäßigen Verschleiß bzw. Abtrag der Schleifscheiben- oder Werkstückoberfläche hervorgerufen und haben einen regenerativen Charakter. Unebenheiten, die durch vorangehende Umdrehungen hervorgerufen wurden, regen das Werkstück weiter zu Schwingungen an, die diese Unebenheiten weiter verstärken und schließlich in einem Wellenmuster resultieren, das die Prozessstabilität gefährdet. Ratterschwingungen sind seit Jahrzehnten Bestandteil umfangreicher Forschungen, deren Erkenntnisse Einzug in die Konstruktion moderner Schleifmaschinen gehalten haben. Dennoch stellen diese Schwingungen in vielen Prozessen den begrenzenden Faktor bezüglich der Produktivität dar. [AW04, IKL01, WB06a]

Heutige Prozessketten sehen immer häufiger teil- oder vollautomatisierte Fertigungsverfahren vor. Dazu sind leistungsfähige Prozessüberwachungs- und Prozessleitsysteme notwendig, welche in der Lage sind, das Know-how des Bedieners zu ersetzen. Beim Schleifen ist ein unbeaufsichtigter Prozess in erster Linie aufgrund von plötzlich auftretenden Ratterschwingungen problematisch. Während ein erfahrener Maschinenbediener einen instabil verlaufenden Schleifprozess unter anderem an dessen Schallemissionen schnell erkennen und Gegenmaßnahmen einleiten kann, reicht die Leistungsfähigkeit heutiger Detektionsverfahren häufig nicht aus. In der Regel wird die Scheibe nach einer festen Werkstückanzahl abgerichtet, um den reibungslosen Ablauf der Fertigung nicht zu gefährden. Die damit verbundenen hohen Sicherheitsmargen bieten Potential für effizientere Abläufe. Ein hoher Parametrierungsaufwand und eine unzureichende Erkennungsrate von Fehlerzu-

ständen verhindern den flächendeckenden industriellen Einsatz solcher Systeme, die daher oft nur in Spezialanwendungen genutzt werden. [KWI00]

Neben der zuverlässigen Erkennung instabiler Prozesssituationen steht die Stabilisierung von Schleifprozessen im Fokus vieler Forschungsprojekte [IKL01]. Zusätzlich zu vorbeugenden Maßnahmen, welche vornehmlich bei der Konstruktion der Schleifmaschine zum Tragen kommen, existieren zahlreiche Ansätze, bei denen die Schwingungen mithilfe von passiven oder aktiven Dämpfersystemen reduziert werden. Viele dieser Verfahren, welche den Stabilitätsbereich der Prozesse erweitern, sind jedoch nur schwer für einen industriellen Prozess adaptierbar, wenig flexibel oder unzureichend zuverlässig. In Hinblick auf aktive Dämpfersysteme kommen im Bereich der abrasiven Fertigung meist piezoelektrische Aktoren zum Einsatz. Integriert in den Kraftfluss sind sie in der Lage, relativ hohe Stellkräfte in die Bearbeitungszone einzuleiten; dies ist gleichzeitig ein großer Nachteil dieser Aktoren, da konstruktiv in den Kraftfluss eingegriffen werden muss. Eine zentrale Rolle spielt auch hier das Prozessverständnis, welches bei den meisten dieser Verfahren in Form einer Modellierung des Schleifprozesses zum Tragen kommt. [AW04]

Innerhalb dieser Arbeit soll die Diskrepanz zwischen theoretischer Modellbildung und industrieller Anwendung durch die Entwicklung neuer Ansätze reduziert werden. Der Fokus liegt dabei zunächst auf der Entwicklung echtzeitfähiger Beobachterkonzepte, welche eine umfassende Prozessüberwachung ermöglichen. Um aktive Eingriffe in den Schleifprozess zu ermöglichen, soll ein elektromagnetischer Aktor entwickelt werden, welcher in der Lage ist, dynamische Kräfte auf das Werkstück aufzubringen. Dieser Aktortyp hebt sich beispielsweise durch eine hohe Energiedichte und eine berührungslose Kraftübertragung von anderen Aktorkonzepten ab. [KEQ⁺12]. Diese Aktoren finden in der industriellen Anwendung oder der Forschung zu abrasiven Fertigungsverfahren nur selten Anwendung. Daher liegt ein weiterer Schwerpunkt dieser Arbeit in der Analyse von Auslegung und Eignung dieser Aktoren innerhalb von Schleifmaschinen. Dem Problem der Ratterschwingungen soll mit einer modellbasierten, aktiven Prozessstabilisierung begegnet werden. Diese besteht aus drei Komponenten: einer echtzeitfähigen Prozessüberwachung zur Erfassung des Systemzustands, einer Regelung, welche die notwendigen Kompensationskräfte berechnet sowie dem zuvor genannten Aktorsystem zur gezielten Prozessbeeinflussung.

Zu diesem Zweck werden ausgehend von den Grundlagen des Schleifprozesses zunächst die Entstehungsmechanismen der Ratterschwingungen herausgearbeitet (Kapitel 2). In diesem Zusammenhang wird der Stand der Technik moderner Methoden der Prozessüberwachung zusammengefasst und deren Funktionsweise analysiert. Weiterhin werden etablierte Verfahren zur aktiven und passiven Dämpfung selbsterregter Ratterschwingungen vorgestellt und eingeordnet. Ein Überblick der bestehenden Modellierungsansätze schafft die Basis für die im späteren Verlauf folgenden Methoden zur Prozessüberwachung und -stabilisierung. Auf dieser Grundlage ist es möglich, Probleme aktueller Ansätze sowie Forschungslücken aufzuzeigen und die Ziele dieser Arbeit zu definieren (Kapitel 3). Im weiteren Verlauf folgt die Beschreibung des Versuchsaufbaus sowie der verwendeten Sensorik und der Prozessbedingungen (Kapitel 4). Die hier im Fokus stehende gezielte Manipulation des Schleifprozesses wird durch verschiedene Aktorsysteme ermöglicht,

deren Konstruktion und Kalibrierung detailliert beschrieben wird (Kapitel 5). Neben der angestrebten Prozessstabilisierung kann der Schleifprozess durch das Einbringen externer Kräfte in den laufenden Schleifprozess gezielt beeinflusst werden. Die so möglichen Einblicke in die Wirkmechanismen können das Systemverständnis und somit die Modellierung verbessern. In diesem Kontext werden die Maschinendynamik und die Leistungsfähigkeit verschiedener Prozessüberwachungsverfahren analysiert (Kapitel 6). In den beiden abschließenden Kapiteln ermöglicht die Entwicklung eines neuen Schleifprozessmodells mit variabler Komplexität schließlich den Entwurf und den Einsatz von regelungstechnischen Methoden zur aktiven Beeinflussung des für die Ratterschwingungen verantwortlichen Schleifscheibenverschleißes. Auf dieser Basis kann das Ziel einer zuverlässigen Stabilisierung von Schleifprozessen und einer Erhöhung der Produktivität dieses Bearbeitungsverfahrens erreicht werden.

2 Stand des Wissens

Nach DIN 8589 wird das Schleifen als trennendes Fertigungsverfahren mit geometrisch unbestimmter Schneide eingeordnet, wie in Abbildung 2.1 verdeutlicht. Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Methoden und Verfahren wurden anhand von Quer-Umfangs-Außen-Rundschleifprozessen, auch als Außenrundeinstechschleifprozesse bezeichnet, durchgeführt, welche unter die Schleifbearbeitung mit rotierenden Werkzeugen fallen. Hier handelt es sich um die Bearbeitung eines rotationssymmetrischen Werkstücks, dessen Oberfläche durch eine Zustellung der Schleifscheibe in radialer Richtung geschliffen wird.

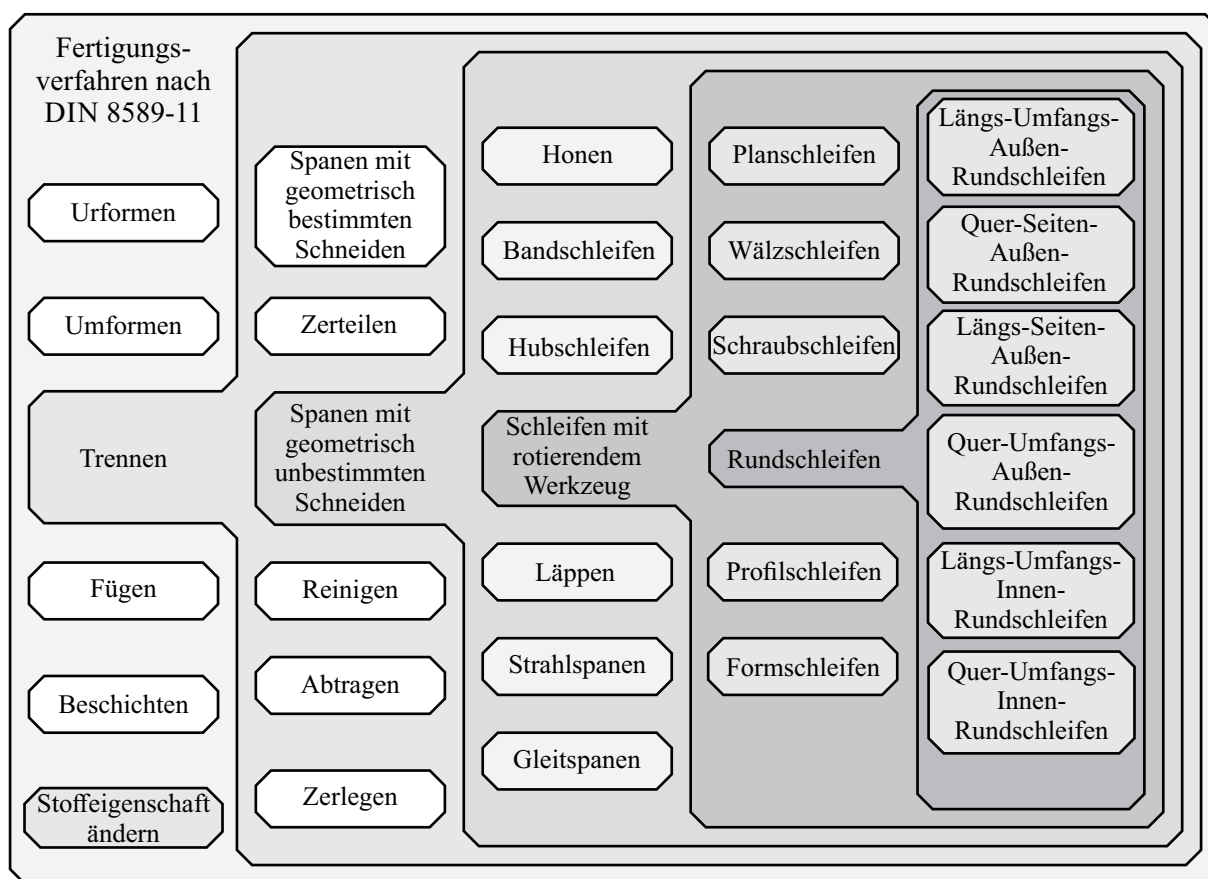


Abbildung 2.1: Einteilung der Fertigungsverfahren nach DIN 8589, vgl. [Deu03a, Deu03c, Deu03b]

Im Vergleich zu anderen spanenden Prozessen wie dem Drehen oder Fräsen unterscheidet sich das Schleifen nach HIRSCH in den erhöhten Anforderungen an die Maschine:

- Die geforderten Werkstückqualitäten erfordern ein gutes statisches, dynamisches und thermisches Verhalten der Maschinenstruktur.
- Geringere Verfah Wege erfordern aufwändigere Aktorik und Sensorik.
- Durch hohe Schnittgeschwindigkeiten steigen Anforderungen an Spindelantriebe und Sicherheitseinrichtungen.
- Die in der Kontaktzone entstehenden Temperaturen verlangen nach einer aufwändigen Kühlung und einer damit verbundenen Kühlmittelaufbereitung.
- Für die Aufbereitung der Schleifscheibe wird in der Regel eine Abrichteinrichtung benötigt. [Hir12]

Der Schleifprozess ist durch seine geringe Materialabtragsrate zudem sehr zeitaufwändig und somit kostenintensiv, weshalb die Effizienz dieses Herstellungsschrittes eine besondere Rolle einnimmt. Dieses Kapitel widmet sich den Grundlagen und Begrifflichkeiten des Schleifprozesses (Abschnitte 2.1 und 2.2) sowie in den folgenden Abschnitten dem Stand der Forschung auf dem Gebiet der Modellierung, der Prozessüberwachung und der Dämpfung von Schwingungen. Auf dieser Basis wird abschließend in Kapitel 3 die Zielsetzung dieser Arbeit formuliert.

2.1 Grundlagen

Im Folgenden werden Komponenten und Parameter der Schleifbearbeitung erläutert. Dies soll in erster Linie der Definition und Erläuterung von Begriffen dienen, welche zum Verständnis der weiteren Kapitel erforderlich sind. Ein umfangreiches Basiswissen im Bereich der Fertigungstechnik kann den Werken von WECK entnommen werden [WB05, BW17, WB06b, WB06a]. Weiterhin beleuchten DENKENA ET AL., HIRSCH, KLOCKE und TÖNSHOFF in ihren Abhandlungen über spanende Verfahren ebenfalls das Feld der Werkzeugmaschinen [DT11, Hir12, KK09, Tön95]. MARINESCU, ROWE und KING konzentrieren sich in ihren Werken auf abrasive Prozesse und das Schleifen als Bearbeitungsverfahren [Mar13, MHU⁺07, KH87].

Im Zentrum dieser Arbeit steht die Bearbeitung schlanker, rotationssymmetrischer Werkstücke, deren Mantelfläche durch einen Außenrundeinstechschleifprozess bearbeitet wird. Das zylindrische Werkzeug führt hier durch Rotation die Schnittbewegung durch, welche von der Vorschubgeschwindigkeit v_f orthogonal zur Werkstückachse überlagert wird, vgl. Abbildung 2.2 links. Kurze Werkstücke werden in der Regel fest eingespannt, während längere zwischen Reit- und Spindelstock gehalten werden. Zusätzlich können Setzstücke zur weiteren Unterstützung zum Einsatz kommen. Das spitzenlose Schleifen, bei dem das Werkstück mittels einer Regelscheibe gegen die Schleifscheibe gedrückt wird, stellt einen Sonderfall dar und findet vor allem in der Serienproduktion Anwendung.

Der prinzipielle Aufbau einer Außenrundscheifmaschine ist in Abbildung 2.2 auf der rechten Seite dargestellt. Die Schleifspindel S , welche die Schleifscheibe des Durchmessers d_s und der Breite b_s

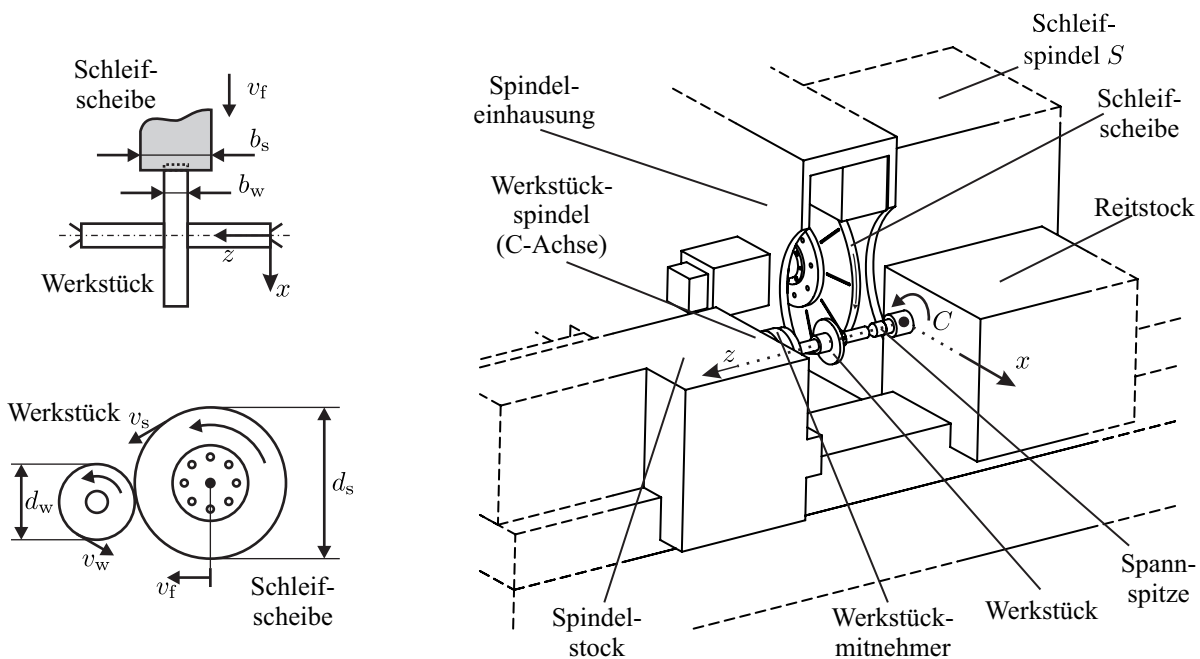


Abbildung 2.2: Aufbau und Komponenten einer Außenrundscheifmaschine

antreibt, kann mittels Linearachsen parallel (z -Achse) und normal (x -Achse) zur Werkstückachse verfahren werden. Das Werkstück mit Durchmesser d_w und Breite b_w wird zwischen Reit- und Spindelstock mithilfe von Spitzen gespannt. Der Spindelstock beinhaltet die Werkstückspindel C , welche das Werkstück über einen Mitnehmer ebenfalls in Rotation versetzt, sodass Schleifscheibe und Werkstück mit der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_s$ bzw. $\dot{\varphi}_w$ rotieren und eine äußere Umfangsgeschwindigkeit von v_s bzw. v_w aufweisen. Aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht abgebildet sind die notwendige Abrichteinrichtung, Kühlmittelzufuhr sowie Einhausung der Maschine. Die wichtigsten Komponenten einer Schleifmaschine seien im Folgenden näher erläutert:

Schleifmittel

Von zentraler Bedeutung für den Schleifprozess ist die Wahl des Schleifmittels. Seit den 1960er Jahren werden keramische Schneidstoffe verwendet. Dabei handelt es sich meist um Oxidkeramiken wie Aluminium- oder Zirkonoxid oder Nichtoxidkeramiken wie Siliziumnitrid oder Titankarbit. Neben einer hohen Härte weisen sie eine gute chemische Reaktionsträgheit auf. Die Leistungsfähigkeit dieser sogenannten konventionellen Schleifmittel wird durch hochharte Schleifstoffe wie Diamant oder kubisches Bornitrid (CBN) teilweise übertroffen, vgl. auch DENKENA und TÖNSHOFF [DT11]. Insbesondere CBN-Schleifscheiben spielen in Industrie und Forschung eine immer größere Rolle. Obwohl mit diesen eine höhere Performance erreicht werden kann, kommen für die meisten Anwendungen weiterhin konventionelle Schleifmittel zum Einsatz. Dies liegt einerseits in den höheren Kosten und der aufwändigeren Abstimmung auf den Prozess sowie in Erfahrungsdefiziten mit CBN-Werkzeugen begründet [Klo87, WS01]. Die Entwicklungen auf dem

Gebiet der Schleifmittel werden durch WEBSTER ET AL. in einem umfassenden Überblick näher erläutert [WT04].

Abrichtsystem

Das Abrichten und Konditionieren gibt der Schleifscheibe eine definierte Form (Makrogeometrie) und bestimmt die Scheibentopographie (Mikrogeometrie). Mithilfe von stehenden oder rotierenden Diamantschneiden werden Körner ausgebrochen oder gesplittert. Der Abrichtvorgang stellt selbst einen komplexen Prozess dar, der schon früh Kern vieler Forschungsarbeiten war [Fra63, Mes83, Pet84, TG84]. Die VDI-Richtlinie 3392 gibt Hilfestellung über die Wahl der Stellgrößen, um das Arbeitsergebnis gezielt zu beeinflussen [Ver07]. Der in diesen Quellen hervorgehobene Einfluss des Abrichtprozesses auf eine mögliche Schwingungsentwicklung während des Schleifprozesses und dessen Vermeidung ist mit Blick auf das Thema dieser Arbeit ein wichtiger Aspekt für die Wahl der hier angewendeten Abrichtparameter. WEGENER ET AL. bieten einen Überblick zu dem Stand der Forschung auf diesem Gebiet [WHK⁺11].

Hilfssysteme

Um eine übermäßige Belastung der Spindellagerung zu vermeiden und ein gutes Schleifergebnis zu erzielen, ist ein Auswuchten der Schleifscheibe unerlässlich. Die nach dem Abrichten verbleibende Unrundheit ist zudem direkt mit der Unwucht infolge einer inhomogenen Masseverteilung verknüpft [Sch04]. INASAKI ET AL. sehen außerdem die Unwucht als maßgebliche Quelle selbsterregter Schwingungen an [IKL01]. Langwieriges manuelles Auswuchten der Scheiben wird heute durch automatische Systeme vermieden.

Aufgrund der großen Wärmeentwicklung im Kontakt zwischen Schleifscheibe und Werkstück wird im Allgemeinen eine leistungsfähige Kühlmittelanlage benötigt [Hir12]. Neben der Reibungswärme werden auch Späne abtransportiert, die Scheibe gereinigt und die Schnittstelle geschmiert. BRINKSMEIER ET AL. zeigen die komplexen hydrodynamischen Effekte auf, die insbesondere bei hohen Schnittgeschwindigkeiten in der Eingriffsstelle entstehen und signifikanten Einfluss auf das Schleifergebnis haben [BHW99, BM93]. Die Aufbereitung der auf Wasser oder Öl basierenden Kühlmittel spielt zudem eine große ökonomische und ökologische Rolle bei der Auslegung eines Schleifprozesses [ALH⁺13, Lin14].

Prozessgrößen

Ein Schleifprozess wird mithilfe von Parametern und Charakteristiken allgemein beschrieben, um eine Vergleichbarkeit zu anderen Schleif- und Zerspanprozessen herzustellen. Die Definition der Begriffe und Zusammenhänge wird durch die DIN 6580 festgelegt [Deu85]. Dabei werden neben

geometrischen Größen wie Schleifscheiben- und Werkstückdurchmesser und -breite d_s und d_w bzw. b_s und b_w auch Prozessgrößen wie das zerspannte Werkstückvolumen

$$V_w = \frac{\pi}{4} (d_{w,A}^2 - d_{w,E}^2) \underbrace{\min(b_s, b_w)}_{b_{s,eff}} \quad (2.1)$$

zur Beschreibung herangezogen. Dieses ergibt sich aus dem Werkstückdurchmesser $d_{w,A}$ zu Beginn und $d_{w,E}$ am Ende der Bearbeitung sowie der effektiven Eingriffsbreite $b_{s,eff}$. Wie bei den meisten zerspannenden Verfahren ermöglicht der Bezug des zerspannten Volumens auf die Zeit t und Eingriffsbreite einen Vergleich und eine Einordnung des jeweiligen Prozesses [KK09]. Das bezogene Zeitspanvolumen

$$Q'_w = \frac{dV_w(t)}{dt} \frac{1}{b_{s,eff}} \quad (2.2)$$

wird in $\text{mm}^3/(\text{s mm})$ angegeben und ermöglicht

- den Vergleich verschiedener Span- und Schleifprozesse,
- die Berechnung der erwarteten Schleifkräfte und benötigten Spindelleistung,
- eine Abschätzung der Einzelkornbelastung sowie
- die Unterteilung des Schleifprozesses in Phasen [DT11, KK09, Hir12].

Bei der mehrphasigen Bearbeitung eines Werkstücks wird der Schleifprozess in Bearbeitungsabschnitte unterteilt. Nach einer Luftschleifphase ohne Kontakt zwischen Schleifscheibe und Werkstück wird in einer Schruppphase zunächst der Großteil des abzutragenden Materials entfernt. Im Folgenden wird während der Schlichtung die Zustellgeschwindigkeit reduziert, um eine höhere Oberflächengüte zu erzielen. Die Abbildung 2.3 zeigt diesen Ablauf anhand verschiedener Prozessgrößen. Der verzögerte Anstieg des bezogenen Zeitspanvolumens Q'_w geht hier hauptsächlich auf die sich aufgrund der endlichen Steifigkeit des eingespannten Werkstücks einstellende Durchbiegung zurück. Die abschließende Phase des Ausfeuerns ermöglicht eine Entspannung des Werkstücks und den Abbau der entstandenen Schleifspirale.

Die Wahl der Maschine, des Werkzeugs und der Prozessparameter hängt von diversen Faktoren ab. OLIVEIRA ET AL. präsentieren in ihrem umfassenden Überblick eine Auswahl an verfügbaren Technologien, deren Einsatzgebiete sowie deren aktuelle Verbreitung in der Industrie [OSGH09]. Es wird deutlich, dass konventionelle Schleifprozesse nach wie vor eine große Rolle spielen und die damit verbundenen Herausforderungen trotz umfangreicher Forschungen noch nicht vollständig gelöst sind.

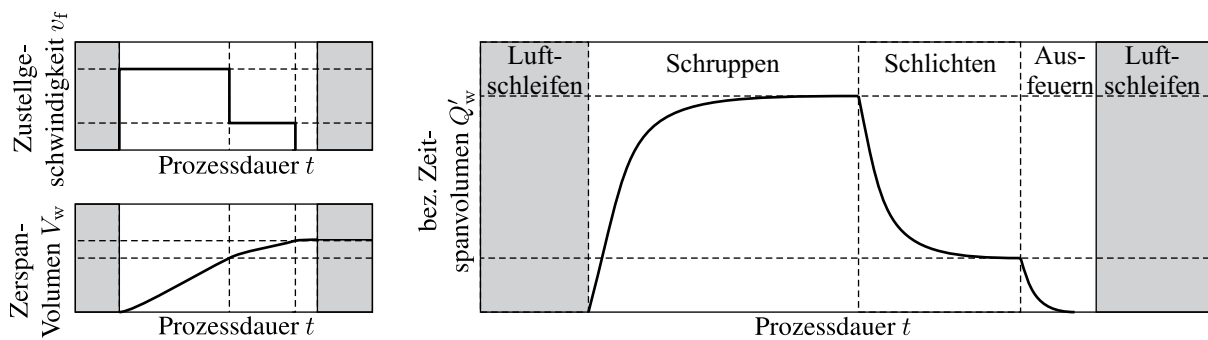


Abbildung 2.3: Phasen eines Schleifprozesses in Anlehnung an [Sch04] und [KK09]

2.2 Schwingungen in Schleifmaschinen

Neben den beschriebenen statischen Effekten der Werkstücknachgiebigkeit, die bei der Trajektorienplanung des Werkzeugs berücksichtigt werden müssen, haben auch dynamische Einflüsse signifikante Bedeutung für den Ablauf des Zerspanprozesses. Generell kann zwischen Anregungsquellen für dynamische Schwingungen in Schleifprozessen unterschieden werden, vgl. Abbildung 2.4. Erzwungene Schwingungen beziehen ihre Energie aus Quellen außerhalb des Prozesses und sind in der Regel vergleichsweise leicht zu lokalisieren. Schwingungen sind fremderregt, wenn deren Quellen außerhalb der Maschine liegen; dies kann beispielsweise eine benachbarte Maschine sein. Komponenten innerhalb der Maschine wie Antriebe, Kühlmittelanlagen, etc. können beispielsweise Quelle erzwungener Schwingungen sein; fremderregte Schwingungen sind dagegen immer auch erzwungen.

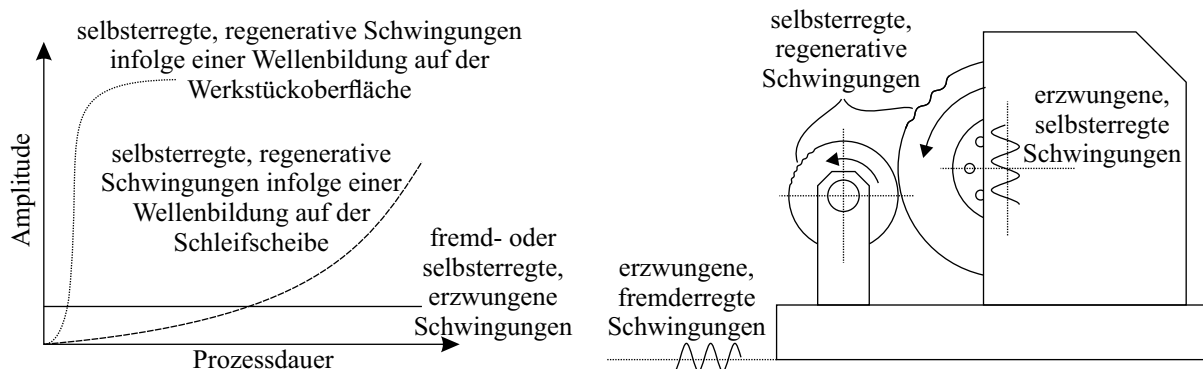


Abbildung 2.4: Dynamische Schwingungsphänomene bei Schleifprozessen in Anlehnung an [IKL01]

Erzwungene Schwingungen können zu Relativverlagerungen zwischen Werkstück und Schleifscheibe führen und somit Schnitttiefen- und Schnittkraftvariationen hervorrufen. Die Folge kann eine Wellenbildung auf Werkstück oder Schleifscheibe sein, welche sich mit zunehmender Prozessdauer selbst verstärkt, da eine erzeugte Wellengeometrie das System nach einer Umdrehung zu weiteren Schwingungen anregt. Das Phänomen sich selbst verstärkender Schwingungen wird als

Regenerativeneffekt bezeichnet und hat selbsterregte, regenerative Schwingungen, auch als Ratterschwingungen bezeichnet, zur Folge. Im Gegensatz zum Fräsen oder Drehen tritt dieser Effekt beim Schleifen auch auf dem Werkzeug auf; es wird daher zwischen werkstück- und werkzeugseitigen Ratterschwingungen unterschieden.

Bei werkstückseitigen Ratterschwingungen bildet sich die Relativverlagerung zwischen Schleifscheibe und Werkstück durch die resultierende Schnitttiefenvariation direkt auf dem Werkstück ab. Aufgrund der Eingriffsgeometrie ergibt sich ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen Werkstückschwingung und der aufgeschnittenen Werkstückoberfläche; dieser wird von SCHIEFER in dessen Arbeit analysiert [Sch80]. Er zeigt den Einfluss der Schwingfrequenz des Werkstücks auf die resultierende Oberfläche auf und definiert den Begriff der Grenzfrequenz f_t , bis zu der Schwingungen vollständig auf der Werkstückkontur abgebildet werden:

$$f_t = \frac{2v_w}{\pi \sqrt{d_{\text{eq}} x_{w,\text{max}}}}. \quad (2.3)$$

Die Grenzfrequenz ist dabei abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit v_w des Werkstücks, seiner Schwingungsamplitude $x_{w,\text{max}}$ und dem äquivalenten Schleifscheibendurchmesser

$$d_{\text{eq}} = \frac{d_w d_s}{d_w + d_s}. \quad (2.4)$$

Wie in Abbildung 2.5 auf der rechten Seite gezeigt, nimmt die resultierende Wellenamplitude oberhalb dieser Frequenz ab. Zudem folgt daraus eine Phasenverschiebung zwischen dem zeitlichen Verlauf des bezogenen Zeitspannvolumens $Q'_w(t)$ und der Werkstückbewegung $x_w(t)$ aus der ALLDIECK eine Grenzphasenkurve entwickelt, welche beschreibt, ob bestehende Welligkeiten in der Lage sind, infolge von Superposition über mehrere Umdrehungen hinweg anzuwachsen. Aus dieser leitet er mithilfe der Maschinennachgiebigkeit ein Stabilitätskriterium her [All94]. Dieses Phänomen wird im Rahmen diverser Arbeiten untersucht: GURNEY und CUNTZE ET AL. analysieren bereits früh den Einfluss von Werkstücknachgiebigkeit und verschiedenen Anregungsquellen auf die Werkstückgeometrie [Gur65, CP66]. Auch KUHFUSS stellt in seiner Arbeit umfangreiche Untersuchungen zur Werkstückgestalt beim Außenrundsleifen vor [Kuh84].

Werkstückseitige Welligkeiten verschlechtern das Schleifergebnis massiv und bauen sich wie in Abbildung 2.4 dargestellt durch das hohe Zerspannungsvolumen vergleichsweise schnell auf. Sie können aus diesem Grund jedoch schnell erkannt und die Prozessparameter entsprechend variiert werden. Weiterhin erlauben die beschriebenen Stabilitätskriterien eine Parameteroptimierung im Vorfeld des Prozesses zur Vermeidung von Instabilitäten [WB06a].

Welligkeiten auf der Schleifscheibe hingegen bauen sich aufgrund des geringen Werkzeugverschleißes über einen langen Zeitraum auf und zeigen erst relativ spät negativen Einfluss auf die Werkstückqualität. Zur Vermeidung dieser Qualitätsmängel und Schäden an der Maschinenstruktur aufgrund erhöhter Prozesskräfte muss das Werkzeug abschließend einen zeitintensiven Abrichtpro-

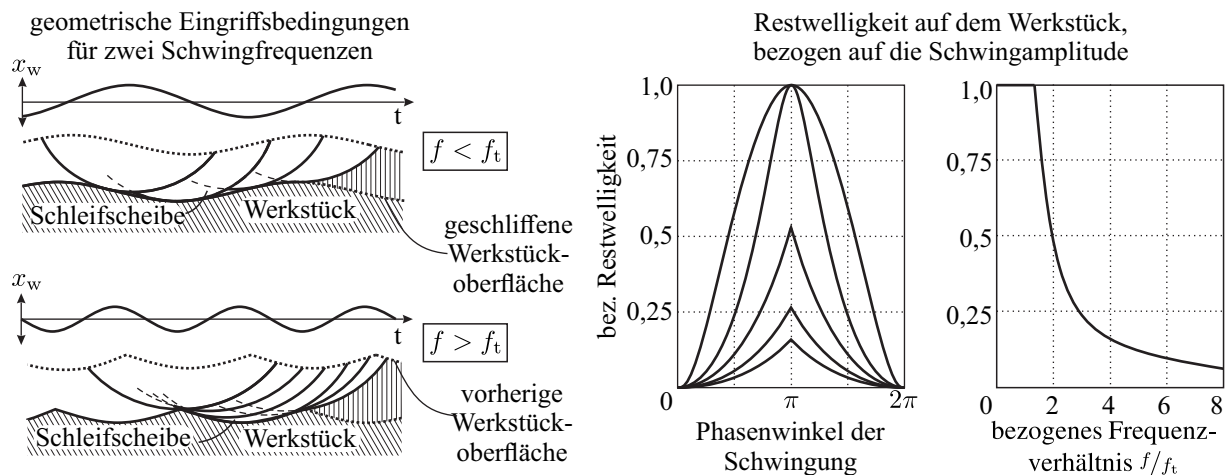


Abbildung 2.5: Geometrische Eingriffsverhältnisse bei verschiedenen Frequenzen der Werkzeugschwingung (in Anlehnung an [WB06a])

zess durchlaufen, der die entstandenen Welligkeiten auf der Oberfläche beseitigt. Die Ursachen von schleifscheibenseitigen Ratterschwingungen standen daher ebenfalls früh im Fokus diverser Forschungsvorhaben. Bereits in den 1960er Jahren stellen CUNTZE ET AL. umfangreiche Untersuchungen zur Entstehung von Ratterschwingungen sowie erste Ansätze zu deren Dämpfung vor [CP66]. BAYIS ET AL. und INASAKI konzentrieren sich in ihren Forschungen auf die Stabilität des Schleifprozesses bezüglich des werkzeugseitigen Regenerativeffektes [SIY77, SIY78, Ina91, BSW83]. ALLDIEK erweitert seine Grenzphasenkurve für die Betrachtung der Wellenbildung auf der Schleifscheibe. Er leitet Grenzphasenwinkel für werkstückseitige Ratterschwingungen

$$\varphi_{\text{grenz,w}} = -180 + 2 \arcsin \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{f}{f_t}\right)^2}} \right) \quad (2.5)$$

sowie schleifscheibenseitige Ratterschwingungen

$$\varphi_{\text{grenz,s}} = -270 + 2 \arcsin \left(\frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{f}{f_t}\right)^2}} \right) \quad (2.6)$$

her, die in Kombination mit der Maschinennachgiebigkeit eine Stabilitätsaussage liefern. Der gefährdete Frequenzbereich liegt hier aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeit der Schleifscheibe deutlich höher.

Die Voraussetzungen für das Auftreten des schleifscheibenseitigen Regenerativeffektes lassen sich auf Basis dieser Erkenntnisse wie folgt zusammenfassen:

- Eine Welligkeit kann sich nur dann auf der Schleifscheibe ausprägen, wenn die betreffende Frequenz ein Vielfaches der Schleifscheibendrehzahl ist.

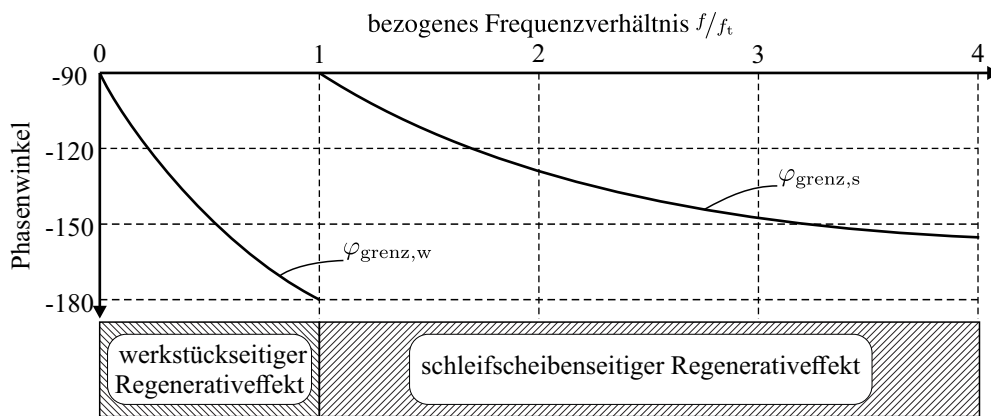


Abbildung 2.6: Verlauf der Grenzphasenkurve für schleifscheiben- und werkstückseitiges Rattern

- Das verkoppelte System aus Schleifscheibe, Maschine und Werkstück antwortet mit einer resultierenden Werkstückschwingung x_w auf die Anregung durch eine bestehende Welligkeit x_i derart, dass die Welligkeit verstärkt wird.

Schwingt das Werkstück in einer Frequenz, die ein Vielfaches der Schleifscheibendrehzahl φ_s darstellt, führt dies zu einer konstanten Phasenbeziehung zwischen bestehender Welligkeit x_i und inkrementellem Verschleiß Δx_i . Im ungünstigen Fall übt das Werkstück immer an denselben Stellen der Schleifscheibenoberfläche eine aufgrund der Schwingung erhöhte Prozesskraft auf das Abrasiv aus und führt hier in der Folge zu einem höheren Verschleiß, vgl. Abbildung 2.7, Fall 3. Durch diesen lokal erhöhten Verschleiß bilden sich Wellen auf der Schleifscheibenoberfläche aus, welche wiederum eine dynamische Kraftwirkung auf das Werkstück zur Folge haben. Diese Rückwirkung des Verschleißes auf die Werkstückbewegung kann bei entsprechender Phasenlage der dynamischen Nachgiebigkeit des Werkstücks eine Verstärkung der Schwingung zur Folge haben. Diese Bedingung wird durch die Differenz von Grenzphasenkurve und Maschinennachgiebigkeit ausgedrückt. Unterschreitet die Phase der Maschinennachgiebigkeit die in Abbildung 2.6 dargestellte Grenzphasenkurve, kann die Welligkeit anwachsen. Hintergrund ist der Einfluss der sich einstellenden Phasendifferenz zwischen bestehender Welligkeit und inkrementellem Verschleiß Δx_i . Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 2.7 anhand vier verschiedener Fälle unterschiedlicher Phasendifferenzen verdeutlicht.

Die verhältnismäßig langsame Entwicklung der Welligkeit auf der Schleifscheibe und der hohe Frequenzbereich machen die Analyse und Stabilitätsbetrachtung schwierig. Die Aussage über die generelle Stabilität eines Schleifprozesses ist in der praktischen Anwendung zudem nicht von Bedeutung, da die meisten Prozesse bewusst im instabilen Bereich durchgeführt werden, um die Produktivität zu erhöhen. Vielmehr stellt sich die Frage nach einem optimalen Arbeitspunkt, in dem die Einschränkungen durch häufige Abrichtzyklen oder gar Schäden an Maschine oder Werkstück vermieden werden. Im weiteren Verlauf soll daher tiefer auf die Modellierung des Effektes eingegangen werden, um die dynamischen Wirkmechanismen des Schleifprozesses zu beleuchten und die Basis für eine aktive Dämpfung schleifscheibenseitigen Ratterns zu legen.

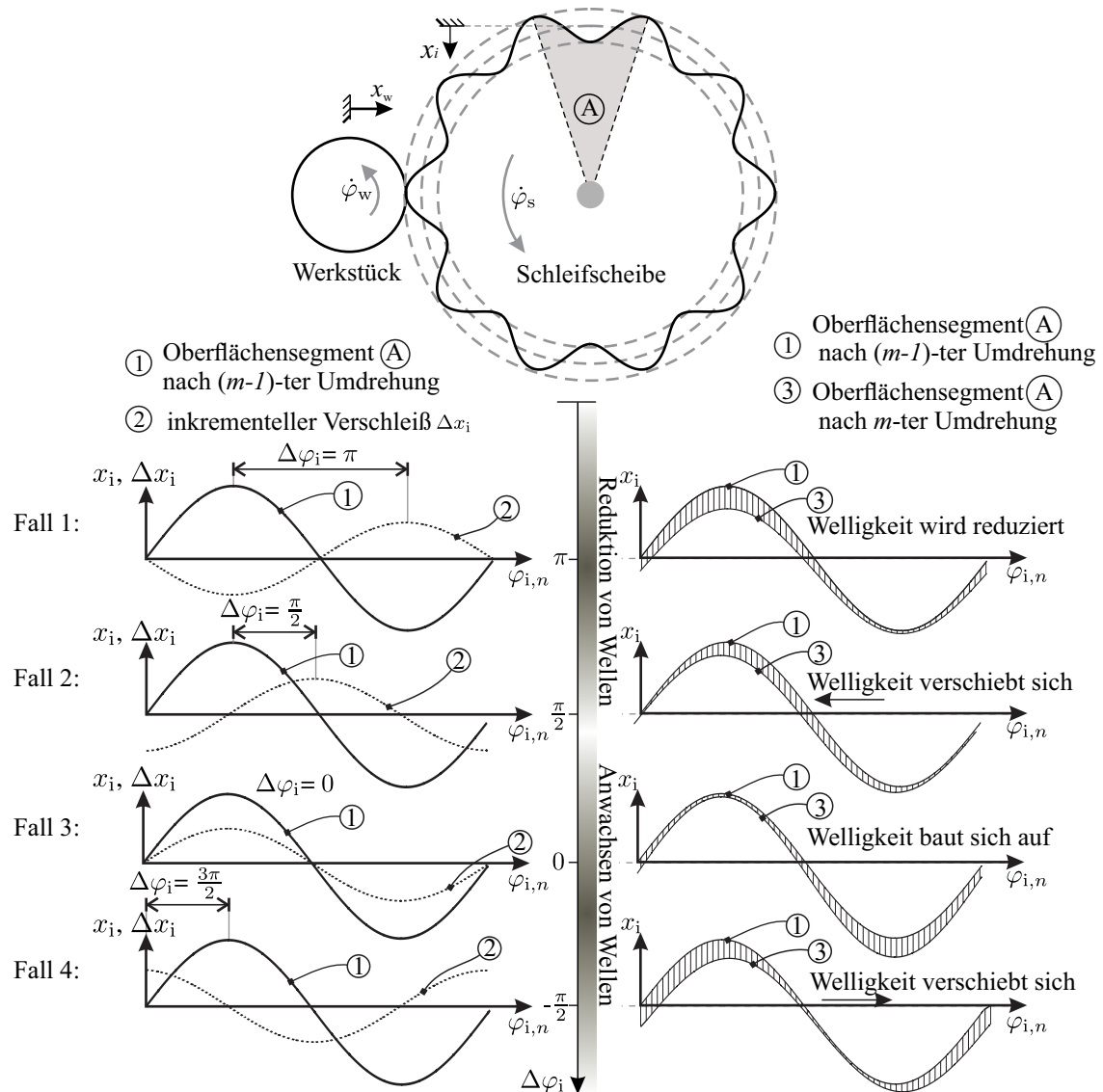


Abbildung 2.7: Einfluss des inkrementellen Schleifscheibenverschleißes auf die Welligkeitsentwicklung (in Anlehnung an [WB06a])

2.3 Modellierung von Schleifprozessen

Die Modellierung von Rundschleifprozessen für ein besseres Verständnis für Ursachen und Mechanismen von Schwingungsphänomenen war bereits in den 1950er Jahren Gegenstand umfangreicher wissenschaftlicher Untersuchungen. Die ersten Feedback-Modelle kamen in den sechziger Jahren durch BARTALUCCI ET AL. sowie SNOEYS und BROWN auf [BL69, SB70]. Sie bilden einen Zusammenhang zwischen Schleifkräften, Werkstückverlagerung und dem Werkzeugverschleiß und sind so in der Lage das Anwachsen von Welligkeiten auf Schleifscheibe oder Werkstück abzubilden.

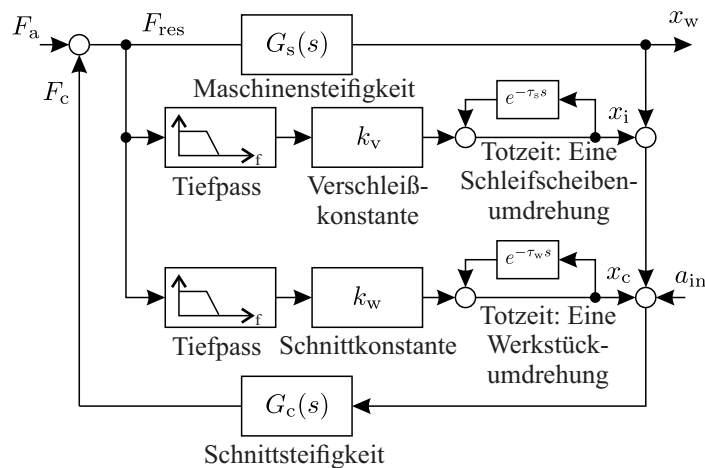


Abbildung 2.8: Schleifprozessmodell nach Snoeys und Brown [SB70]

Die Abbildung 2.8 zeigt das Modell nach SNOEYS und BROWN. Die Werkstückverlagerung x_w ergibt sich hier aus der resultierenden Schnittkraft F_{res} und der dynamischen Maschinensteifigkeit G_s . Aus der Verlagerung berechnet sich mithilfe der dynamischen Schnittsteifigkeit G_c die Schneidkraft F_c , welche in Summe mit der optional angreifenden externen Kraft F_a wiederum die resultierende Schnittkraft liefert. Die Konturänderung von Werkstück bzw. Werkzeug wird durch die mithilfe von Tiefpässen gefilterte resultierende Schnittkraft F_{res} und einer Verschleißkonstante bzw. Schnittkonstante modelliert. Totzeitglieder mit der Periodenlänge einer Schleifscheibenumdrehung bzw. Werkzeugumdrehung spiegeln dabei nach einer Umdrehung wiederkehrende Konturen wider.

Auf diesem Modelltyp basieren viele nachfolgende Modelle. INASAKI leitet aus einem ähnlichen Modell Richtlinien für einen stabilen Schleifprozess ab und betrachtet weiterhin Möglichkeiten zur analytischen Lösung der Stabilitätsbetrachtung [IT77, KH87]. An der RWTH Aachen entsteht unter WECK ab den 1970er Jahren ein umfangreicher, überwiegend theoretisch geprägter Modellzweig, dessen Grundlagen mit den Stabilitätsanalysen von WERNER und SCHIEFER gelegt wurden [Wer71, Sch80, WA89, WHS01]. KLOTZ, FOLKERTS, ALLDIECK und HENNES entwickeln dieses Modell in den 80er und 90er Jahren weiter und gehen dabei insbesondere auf die Bestimmung der dynamischen Schnittsteifigkeit sowie die Ermittlung der Maschinennachgiebigkeit ein [All94, Klo87, Fol93, Hen99]. Hinsichtlich der praktischen Anwendung fordern diese technologisch geprägten Ansätze jedoch ein hohes Prozesswissen oder eine große zu bestimmende Parameterzahl. Eine gute Modellgüte kann dabei nach PAUL und CZENKUSCH nur mit vollfaktoriellen Versuchsreihen erreicht werden, welche jedoch insbesondere bei der Untersuchung von Schleifprozessen mit deren vielfältigen und schwer zu erfassenden Einflüssen oft nicht durchführbar sind. [Pau94, Cze00]. INASAKI ET AL. fassen den Fortschritt und die Anwendungsmöglichkeiten in einem umfassenden Überblick zusammen [IKL01]. Die hier aufgezeigte Lücke zwischen akademischen, möglichst präzisen Modellen des Schleifprozesses und solchen Ansätzen, welche näher

an der industriellen Praxis liegen, jedoch Kompromisse hinsichtlich ihrer Allgemeingültigkeit und Genauigkeit eingehen, soll im Laufe dieser Arbeit aufgegriffen werden, vgl. Kapitel 3.

Die Modellierung und Simulation mittels physikalisch-analytischer Ansätze ist vor allem im Hinblick auf die steigenden Berechnungsleistungen moderner Computersysteme interessant. SCHÜTTE simuliert den Schleifprozess als Kombination aus Ein-Massen-Schwingern und bringt Werkstück und Schleifscheibe in diskreten geometrischen Elementen zum Schnitt, um Abtrag und Verschleiß zu bestimmen [Sch04]. Auch WARNECKE ET AL. geben durch eine geometrische Beschreibung der Maschinenkomponenten einen genaueren Einblick in die Wirkmechanismen des Schleifprozesses [WZB01]. Weitere Ansätze simulieren den Prozess mittels der Methode der finiten Elemente (FEM), vgl. BIERMANN, RADEMACHER und SIEBRECHT [BBJ⁺08, Rad09, SBL⁺14]. Diese Modelle erlauben einen Einblick in die Mechanismen des Schleifprozesses und ermöglichen ein besseres Prozessverständnis; die Eignung für konkrete Anwendungsbeispiele ist jedoch aufgrund der schwierigen Parametrierung der Modelle begrenzt. Einen guten Überblick der verschiedenen Verfahren und Methoden sowie einen Vergleich der Rechenzeiten bieten AURICH ET AL. in ihrem technologischen Überblick [ABB⁺09].

Die Komplexität und damit einhergehende schwierige physikalische Modellierung des Schleifprozesses resultieren außerdem in diversen empirischen Modellen, welche auf Basis umfangreicher Versuchsreihen und Regressionsanalysen dem Anwender eine a priori Abschätzung der Prozessparameter für einen Schleifprozess bereitstellen. ROWE ET AL. setzen hier neuronale Netze und Fuzzy Logic ein [RYIM94, CRLM96]. INASAKI wendet diese Verfahren insbesondere hinsichtlich der Detektion von Schwingungen auf Körperschallsignale an und ist so in der Lage Rückschlüsse auf den qualitativen Verlauf von Abricht- und Schleifprozessen zu ziehen [IO85, Ina91]. Neben unerwünschten Schwingungen treten unerwünschte Risse oder Brandschäden am Werkstück oder an der Schleifscheibe auf, welche ebenfalls den Mittelpunkt zahlreicher Forschungsarbeiten darstellen. Insbesondere Brandschäden stellen einen wichtigen Aspekt in Bezug auf die Parameterwahl eines Schleifprozesses dar. Da kein direkter Zusammenhang zur Entwicklung von Ratterschwingungen besteht, wird dieser Aspekt im Rahmen dieser Arbeit nicht weitergehend in Betracht gezogen. Ein Überblick der wichtigsten Ansätze auf dem Gebiet der Modellierung von Schleifprozessen auch im Hinblick auf thermische und strukturelle Einflüsse haben BRINKSMEIER ET AL. zusammengetragen [BAG⁺06].

In der Vielzahl und Diversität der hier in Kürze aufgezeigten Modellierungsansätze zeichnet sich die Komplexität des Schleifprozesses ab, die eine exakte und umfassende Modellierung offensichtlich nicht ermöglicht. TÖNSHOFF fasst die Schwierigkeit der Modellierung zusammen:

"Accurate process modelling of the grinding process in order to predict the resulting output quality is extremely difficult considering that abrasive processes are complex, non-stationary in nature and have a large number of parameters." [TFB02].

Diese Aussage verdeutlicht, warum derartige Modelle im industriellen Umfeld heute praktisch nicht eingesetzt werden und die Diskrepanz zwischen Forschung und industrieller Anwendung noch

immer groß ist. Im akademischen Umfeld werden Schleifprozessmodelle genutzt, um beispielsweise dem Anwender die Wahl der Prozessparameter zu erleichtern oder um während der laufenden Schleifoperation einen Fehlerfall zu erkennen und Handlungsanweisungen zu generieren. Dies geschieht jedoch meist auf Grundlage aufgerüsteter Forschungsmaschinen, welche über zusätzliche Sensorik verfügen und innerhalb klar definierter Prozessbedingungen operieren. In der industriellen Anwendung ist der Einbau weiterer Sensoren meist zu teuer und das Einsatzgebiet der Maschinen weiter gefasst.

2.4 Prozessüberwachung

Eine frühzeitige Erkennung von Fehlentwicklungen während eines Schleifprozesses gibt dem Anwender die Möglichkeit, in den Prozess einzugreifen, bevor die Auswirkungen ein kritisches Maß erreichen. Schäden an der Maschine oder Qualitätseinbußen bei Werkstücken können so vermieden werden. Eine Detektion von Fehlerfällen, gefolgt von einer automatisierten Reaktion ermöglicht ein vollautomatisches Schleifen. Die sensor- oder modellgestützte Prozessüberwachung ist daher Teil diverser Forschungen. Der Schwerpunkt dieses Überblicks liegt gemäß der Thematik dieser Arbeit auf der automatisierten Detektion von schleifscheibenseitigen Ratterschwingungen. Weitergehende Informationen zur dieser Thematik bietet der umfassende Überblick von TÖNSHOFF et al. sowie OLIVEIRA welcher die Anforderungen an ein Monitoringsystem, die verfügbare Sensorik und aktuell in der Industrie eingesetzte Systeme zusammenfasst [TFB02, OD01].

Einfache Ansätze für die automatisierte Erkennung von regenerativen Schwingungen in Schleifmaschinen wenden Schwellwerte im Zeitbereich auf Positions-, Beschleunigungs- oder Körperschallsignale an, vgl. POPP und KARPUSCHEWSKI [KWI00, Pop92]. Bei derartigen Verfahren kommt wie bei INASAKI und MICHELS meist eine einfache Signalvorverarbeitung mittels Tiefpässen und Schmidt-Triggern zum Einsatz [Mic99, IO85]. SCHÜTTE stellt das Verhältnis zweier Sensorsignale einem Schwellwert gegenüber, um die Schwingungsform zu bewerten [Sch04].

Wie dargelegt, kommen zur Beschreibung eines Schleifprozesses häufig auch neuronale Netze zum Einsatz. Derartige Verfahren werden beispielsweise von ROWE ET AL. eingesetzt, die diese mit einer nachgeordneten Fuzzy Logik kombinieren [RYIM94]. INASAKI untersucht die Verteilung des Frequenzspektrums von Körperschallsignalen und nutzt auf dieser Basis ein neuronales Netz für die Situationsbewertung [Ina91]. MORI nutzt eine ähnliche Struktur und ist in der Lage, Fehlerfälle wie eine Schleifscheibenunwucht oder Regenerativeffekte zu signalisieren [MYN92]. Grundsätzlich zeigen die Ergebnisse der genannten Arbeiten, dass die Systeme in der Lage sind, unerwünschte Prozesszustände zu erkennen. Nachteilig ist bei diesen Ansätzen jedoch die Notwendigkeit umfangreicher Trainingsdaten, welche in der industriellen Anwendung höchstens in Serienprozessen in benötigtem Umfang verfügbar sind.

Eine weitere Herangehensweise nutzen Verfahren, welche die Entropie von Werkstückbewegung und -beschleunigung auswerten. Ein Prozess, in dem Ratterschwingungen auftreten, hat aufgrund

einer gewissen Vorhersagbarkeit des Signals eine geringere Entropie als einer, in dem das Prozessrauschen einer stabilen Schleifoperation dominiert. Dies wird beispielsweise bei der Betrachtung der Werkstückschwingungen in der xy -Ebene deutlich, welche in Abbildung 2.9 dargestellt sind. Anhand der Werkstückbewegungen im rattergefährdeten Frequenzbereich wird deutlich, dass der Prozess instabil verläuft und Ratterschwingungen anwachsen. Zu Prozessbeginn führt das Werkstück zufällige, ungerichtete Bewegungen aus. Mit zunehmender Intensität der Ratterschwingungen bildet sich eine klare Ausrichtung der Schwingungen aus. SCHÜTTE nutzt dieses Phänomen für den Aufbau eines einfachen Detektors zur frühzeitigen Erkennung von Ratterschwingungen [Sch04]. FU und MORI vergleichen die Leistungsfähigkeit eines Verfahrens, welches auf der Entropie der Werkstückschwingung basiert, mit der bestehender neuronaler Netze [FMY94]. Auch GOVEKAR ET AL. entwickeln mithilfe der "coarse-grained entropy rate" (CER) ein Verfahren zur automatischen Ratterdetektion [GBG⁺02, GGG98, GBG⁺03]. Das Ergebnis ist hier ein skalarer Wert, welcher mittels eines Schwellwerts Rattern signalisiert.

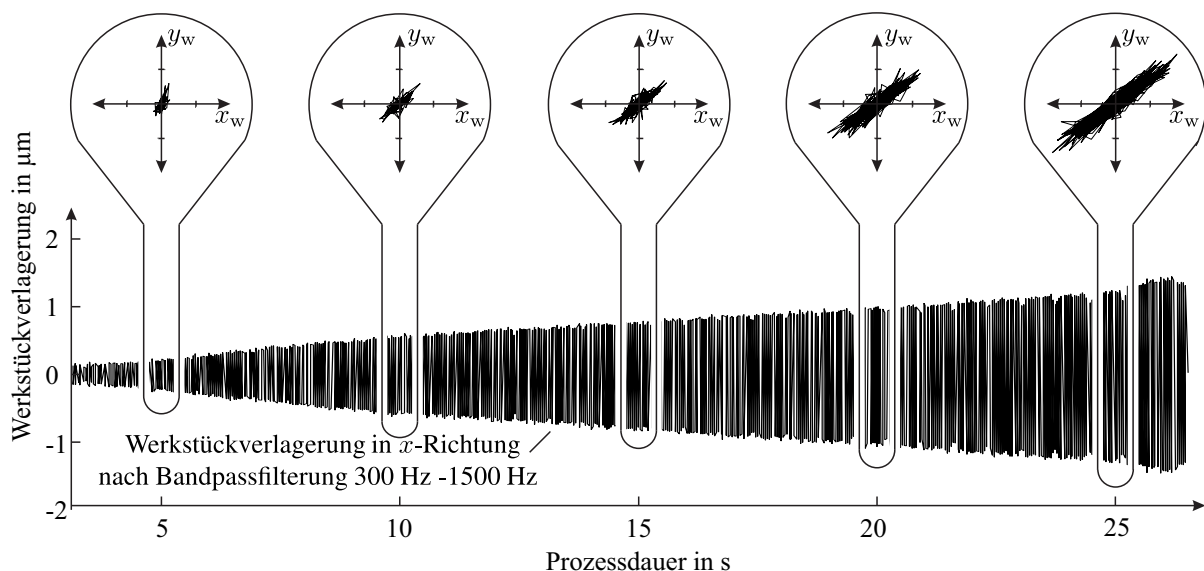


Abbildung 2.9: Übergang einer chaotischen zu einer gerichteten Schwingung bei steigender Ratterintensität

Da Ratterschwingungen auf Vielfache der Drehzahl von Werkstück oder Schleifscheibe limitiert sind, bilden sich durch die Superposition dieser Vielfachen Schwebungen mit einer Periodendauer, welche einer Schleifscheibenumdrehung entspricht, aus. Diese Schwebungen resultieren in sogenannten Ratterbursts, also kurzen Phasen mit besonders schnell anwachsenden, starken Schwingungen. Die Abbildung 2.10 zeigt beispielhaft einen Ratterburst und dessen hohe Korrelation zu den von DAUBECHIES vorgestellten Basis-Wavelets [Dau92]. Mithilfe einer Wavelet-Transformation lassen sich Signale ähnlich zur Fourier-Transformation in ein Frequenzspektrum zerlegen. Die Rolle der bei Fourier verwendeten trigonometrischen Basisfunktionen nehmen hier die Basis-Wavelets ein. Die Transformationsvorschrift

$$\mathcal{W}_{\psi}x_w(a_{\mathcal{W}},\tau) = \frac{1}{a_{\mathcal{W}}} \int_{-\infty}^{\infty} \psi\left(\frac{t-\tau}{a_{\mathcal{W}}}\right) x_w(t) dt \quad (2.7)$$

überführt das Signal $x_w(t)$ in den Bildbereich mit den Koeffizienten \mathcal{W}_{ψ} . Das Basiswavelet ψ wird dabei durch den Skalierungsparameter $a_{\mathcal{W}}$ gestaucht oder gestreckt, wodurch dessen Frequenzspektrum verschoben und mit dem Signal gefaltet wird.

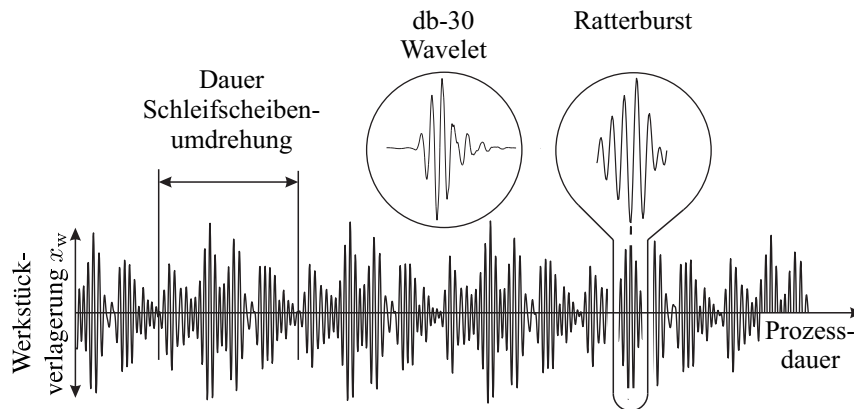


Abbildung 2.10: Basis-Wavelet db30 im Vergleich zu bei instabilen Prozessen auftretenden Ratterbursts

Für eine Detektion von Ratterschwingungen ist die diskrete Version dieser Transformation interessant. Sie zerlegt das Signal in eine Reihe von Bändern, deren Charakteristik SCHÜTTE auf dominierende Anteile untersucht [Sch04]. Aufgrund der Ähnlichkeit der Signale reagiert der Detektor sehr empfindlich auf Ratterschwingungen, welche so auch schon im frühen Stadium erkannt werden können. Das Verfahren lässt sich recheneffizient als Filterbank implementieren, wie im späteren Verlauf der Arbeit gezeigt wird.

2.5 Reduktion von selbsterregten Schwingungen

Im Laufe der Jahre wurde eine Vielzahl an Möglichkeiten, den Regenerativeneffekt zu unterbinden, untersucht. Die Ansätze reichen hier von einer Veränderung problematischer Prozessparameter bis zum Einsatz hochkomplexer Regelungen in Kombination mit entsprechender Aktorik. Die entwickelten Methoden lassen sich grob in drei Kategorien einteilen:

Variation der Prozessparameter

Die geschickte Wahl von Prozessparametern oder deren gezielte Variation während des Prozesses ist oft ohne signifikante Änderungen an Produkt oder Maschine möglich; meist jedoch nur in engem Rahmen. Die wirkungsvollste Maßnahme besteht hier in der gezielten Anpassung von Schleifscheiben- oder Werkstückdrehzahl. BARTALUCCI ET AL. zeigen experimentell, dass durch

die Variation der Scheibendrehzahl um zehn Prozent Schwingungsamplituden um den Faktor zwei bis zehn reduziert werden können [BL69]. Auch CEGRELL konnte so die Intensität der Schwingungen in seinem Versuchsaufbau auf ein Fünftel reduzieren [Ceg74]. HOSCHI, FOTH und KATO konnten durch einen schnellen Wechsel zwischen festen Drehzahlen die produktive Zeit zwischen Abrichtvorgängen erhöhen [Fot89, HMM⁺86, KNN85]. ALVAREZ ET AL. schlagen für das Längsschleifen nach umfangreichen Versuchsreihen eine Variation der Werkstückgeschwindigkeit von zehn Prozent mit einer Frequenz von 1 Hz vor [AZM⁺13]. Aufbauend auf den Arbeiten von ALLDIECK untersuchen BRECHER ET AL. die kontinuierliche Modulation von Schleifscheiben bzw. Werkstückdrehzahl simulativ und erzielen gute Ergebnisse [All94, BKB10]. BIERMANN ET AL. untersuchen den Einfluss der heute zunehmend angewandten laufenden Korrektur der Spindeldrehzahlen [BF11]. Die Effektivität der Methode zur Reduktion des schleifscheibenseitigen Regenerativeffektes hängt stark vom Nachgiebigkeitsverlauf des Gesamtsystems ab, da sich durch eine Variation der Drehzahl lediglich die Anregungsfrequenz nicht jedoch die bestehende Welligkeit auf der Scheibe ändert. Je nachdem, wie die in Abschnitt 2.2 beschriebene Phasendifferenz sich im neuen Arbeitspunkt ausprägt, kann sich ein neuer instabiler Frequenzbereich bilden, in dem sich die bestehenden Wellen verstärken oder neue Wellen ausprägen. In den meisten Fällen hat diese Methode somit nur eine aufschiebende Wirkung, mit der jedoch die Produktivität leicht angehoben werden kann.

Passive Schwingungsreduktion

Passive Methoden der Schwingungsreduktion stellen Systeme dar, die ergänzend in die Maschine eingebracht werden, dem Gesamtsystem jedoch keine zusätzliche Energie zuführen. Dies können beispielsweise Zusatzmassen sein, die einer entstehenden Schwingung entgegenwirken. Bereits in den sechziger Jahren zeigen CUNTZE ET AL. den positiven Einfluss passiver Systeme in Form von Zusatzmassen [CP66]. TELLBÜSCHER reduziert durch den Einsatz passiver Tilgersysteme in der Zentrierspitze die Nachgiebigkeit der Maschine und beeinflusst den Phasenverlauf zugunsten einer Stabilität gegenüber des Regenerativeffektes [Tel86]. GOSEBRUCH setzt verstellbare Dämpfersysteme ein, um den Einsatzbereich zu erweitern [TG88]. Durch eine ölgedämpfte Zusatzmasse am Spindelkopf erreichen HONG ET AL. eine deutliche Reduktion der Maschinennachgiebigkeit für einen gegebenen Anwendungsfall [HNC90]. Einen anderen Ansatz wählen SEXTON ET AL. mit der Manipulation des Werkzeugs. Eine elastische Schicht eingebracht in eine CBN-Schleifscheibe reduziert die Bildung von Welligkeiten [SST81]. INASAKI ET AL. kommen in ihrer allgemeinen Abhandlung über den Regenerativeffekt beim Schleifen zu dem Schluss, dass diese Systeme auf eine Kombination aus Werkstück, Werkzeug und Prozessparameter ausgelegt sein müssen und sich somit vorrangig für die Fertigung großer Stückzahlen eignen [IKL01]. Dies trifft insbesondere auf Außenrundschleifprozesse zu, da hier im Gegensatz zu Flach- und Innenrundschleifmaschinen die Hauptnachgiebigkeit maßgeblich durch das Werkstück und nicht durch den Schleifspindelkopf beeinflusst wird.

Einen allgemeinen Überblick über die Möglichkeiten passiver Dämpfungssysteme bei Spannungsprozessen geben ALTINTAS ET AL. und WECK [AW04, MBD⁺16, WB06a]. Es wird deutlich, dass passive Methoden der Schwingungsunterdrückung auf einen instabilen Prozess zugeschnitten werden können und diesen für gegebene Prozessparameter stabilisieren können. Eine schnelle Anpassung auf variierende Prozessparameter ist jedoch nicht möglich, weshalb die Methoden der passiven Schwingungsreduktion für viele Anwendungsgebiete ausscheiden.

Aktive Dämpfungsmethoden

Für eine universell einsetzbare, effektive Unterdrückung von Ratterschwingungen bei Rundschleifprozessen ist der Einsatz aktiver Systeme notwendig [IKL01]. Aktive Dämpfungsmethoden basieren auf der Messung der unerwünschten Schwingungen und der Ansteuerung eines Aktors, welcher das System stabilisiert. Aufgrund der benötigten Dynamik bis in den Bereich von bis zu 2 kHz ist die Auswahl an verfügbaren Aktorvarianten beschränkt. Die ersten Forschungen in dieser Richtung gehen auf CUNTZE ET AL. zurück, die die Schleifscheibenkontur mittels Formrollen erfassen und den Schleifprozess auf dieser Grundlage mechanisch beeinflussen [CP66]. Elektrohydraulische Lösungen, wie sie beispielsweise von BRECHER ET AL. in Fräsmaschinen eingesetzt werden, sind aufgrund der geringen Bandbreite ungeeignet [BSW05].

Die positiven Eigenschaften von Piezoaktoren, die eine hohe Dynamik aufweisen und aufgrund ihrer hohen Steifigkeit direkt in den Kraftfluss integriert werden können, nutzen ALBIZURI ET AL. für die Stabilisierung eines spitzenlosen Schleifprozesses [AFG⁺07]. Weitere Ansätze dieser Art sehen die Integration der Piezokristalle meist innerhalb der Zentrierspitzen des Werkstücks vor, wie von GOSEBRUCH, MICHELS, TELLBÜSCHER und WECK umgesetzt; KOTAMÄKI und BOLDERING ET AL. setzen diese Aktoren im Schleifspindelkopf ein [Mic99, Gos90, Kot96, BR12, WS01, TJ85, TKT85]. KONG ET AL. schätzen die Vibrationen des Schleifspindelkopfes einer Innenrundschleifmaschine mithilfe eines Kalman-Filters und regen diesen mit einem Magnetaktor zu Schwingungen an. Sie sind so in der Lage, die resultierende Oberflächenrauheit des Werkstücks auf die Hälfte zu reduzieren [KZW⁺85].

Generell lassen sich die Verfahren in zwei Kategorien einordnen, je nachdem, ob Wissen über die Maschinendynamik eingesetzt wird oder nicht. OLIVEIRA ET AL. nutzen einen elektrodynamischen Shaker und zeigen, dass schon das Aufbringen einer Störkraft in der Nähe der Ratterfrequenz einen positiven Effekt auf den Prozessverlauf haben kann [OFW08]. Auch TELLBÜSCHER und FOLKERTS verfahren nach diesem Prinzip [Fol93]. Die relativ trivialen Ansätze begründen sich durch den Schwerpunkt der jeweiligen Arbeiten. In der Regel steht hier die Untersuchung der Maschinennachgiebigkeit im Zentrum, woraus der Bedarf nach einer Anregung des Systems im Prozess erwächst.

Komplexere Ansätze verfolgen sowohl MICHELS als auch KOTAMÄKI, indem sie versuchen, die Maschinennachgiebigkeit über ein ARMAX-Modell anzunähern und deren Parameter online zu schätzen. MICHELS zieht dabei die Grenzphasenkurve von ALLDIECK als Regelkriterium heran,

um so eine Instabilität zu vermeiden, während GOSEBRUCH die Maschinennachgiebigkeit gezielt manipuliert, um die Phasenreserve zu erhöhen. Trotz der diversen Entwicklungen auf dem Feld der aktiven Dämpfer wird keines dieser Systeme in der Industrie eingesetzt. Als Grund für den Misserfolg sehen ALTINTAS ET AL. zwei Gründe. Die Anforderungen an einen Aktor bezüglich Stellweg und -kraft in Kombination mit der benötigten Dynamik sieht er durch moderne Aktoren als nicht erfüllbar an. Weiterhin stellt die aktive Dämpfung des Schleifprozesses eine erhebliche regelungstechnische Herausforderung dar, die bisher nicht zufriedenstellend gemeistert wurde [AW04, MBD⁺16].

3 Ziele dieser Arbeit

Die in den vorangehenden Abschnitten behandelten Aspekte des Schleifprozesses fassen die Bemühungen zusammen, den Maschinenbediener zu unterstützen bzw. ein halb- oder vollautomatisches Schleifen zu ermöglichen. Es wird deutlich, dass nur wenige der entwickelten Verfahren zur Prozessüberwachung oder Schwingungsdämpfung eine Transition in die industrielle Anwendung erfahren haben. Ein Grund hierfür liegt in dem Aufwand und den Prozessinformationen, die viele Ansätze mit oft vorrangig theoretischem Schwerpunkt voraussetzen. Auf der anderen Seite sind viele an der industriellen Praxis orientierte Verfahren nicht direkt auf andere Anwendungen zu übertragen und somit nicht universell genug, um von den Anwendern oder Herstellern von Schleifmaschinen aufgegriffen zu werden. Ziel dieser Arbeit sollen demnach Verfahren werden, welche möglichst universell anwendbar sind. Im speziellen sollen die Verfahren auf möglichst viele Sensortypen adaptierbar sein wie auch die Anpassung auf Prozessparameteränderungen. Dies kann nur auf der Grundlage eines umfassenden Prozessverständnisses, leistungsfähiger Signalverarbeitungsverfahren sowie geeigneter Maßnahmen zur Prozessstabilisierung gelingen. Entsprechend spiegeln sich die Ziele dieser Arbeit in den bisher herausgearbeiteten Defiziten innerhalb dieser drei Themengebiete wider.

3.1 Prozessüberwachung

Ein grundlegendes Problem beim Entwurf automatisierter Ratter- oder Fehlerzustandsdetektoren ist der Bedarf von großen Mengen an Trainingsdaten zum Anlernen vieler Verfahren. Deren Ausgabe ist dann jedoch oft nur für einen spezifischen Parametersatz und eine Werkzeug-Werkstückkombination gültig. Andere Verfahren reduzieren die vom Prozess produzierte Datenmenge auf wenige Faktoren oder gar einen Skalar und erfordern einen Schwellwert, dessen Festlegung wiederum einen erfahrenen Maschinenbediener voraussetzt. Der Kern des Problems liegt nunmehr darin, dass die meisten Prozesse im instabilen Bereich durchgeführt werden; die zugrundeliegende Frage also nicht lautet, ob sich eine Welligkeit bildet, sondern wann und ob diese zu Problemen führt. Es besteht somit die Herausforderung, ein Verfahren zu entwickeln, welches eine kritische Intensität der Schwingung, welche die Maschine, Werkzeug- oder Werkstückqualität gefährdet, unabhängig von Prozessparametern und äußeren Einflüssen erkennt. Diese Information kann dann für eine nachgelagerte Maßnahme zur Dämpfung dieser Schwingungen genutzt werden.

3.2 Modellierung des Schleifprozesses

Wie bereits dargelegt, ist die Modellierung des Schleifprozesses seit Jahrzehnten Teil umfangreicher Forschungsvorhaben. Die bestehenden Prozessmodelle lassen sich grob in zwei Kategorien einordnen. Wissenschaftlich motivierte Modelle, deren primäres Ziel ein umfassendes Verständnis der Abläufe und der Zusammenhänge der Schleifoperation ist; diese eignen sich jedoch aufgrund ihrer Parametervielfalt oder Komplexität nicht für eine Implementierung auf Echtzeitsystemen. Andererseits existieren viele anwendungsorientierte Prozessmodelle, entstanden unter dem Hintergrund eines konkreten Problems bzw. Effekts, bei denen die Modellierung lediglich „Mittel zum Zweck“ darstellt und sehr spezifisch erfolgt. Diese Modelle zeichnen sich in der Regel durch eine geringe Komplexität aus und sind in Kombination mit echtzeitfähigen Identifikationsverfahren und Beobachterstrukturen in der Lage, Prozessgrößen während der Schleifbearbeitung zu berechnen.

Im Rahmen dieser Arbeit soll die Modellierung der Schätzung des dynamischen Schleifscheibenverschleißes während des Schleifprozesses dienen. Während das Zusammenspiel von Prozesskraft und Werkstückverlagerung Teil vieler theoretischer und anwendungsbezogener Modelle ist und die Forschung hier als weitgehend abgeschlossen angesehen werden kann, finden die Mechanismen der Welligkeitsbildung auf der Schleifscheibe im praxisnahen Bereich nur selten Berücksichtigung. Diese Lücke soll durch eine anwendungsorientierte Modellierung der Verschleißdynamik und der Welligkeitsbildung gefüllt werden, um eine Grundlage für die aktive Dämpfung des Regenerativeffekts zu schaffen und eine umfassende Prozessanalyse zu ermöglichen.

3.3 Schwingungsdämpfung mit elektromagnetischen Aktoren

Die von ALTINTAS ET AL. aufgezeigten ungelösten Problemstellungen im Bereich der Aktorik und der Regelungstechnik im Rahmen der aktiven Schwingungsdämpfung bei Schleifprozessen sollen im Verlauf dieser Arbeit adressiert werden. In vielen Forschungsvorhaben kommen Piezokristalle zur Anwendung, da sie eine hohe Dynamik aufweisen und den Arbeitsraum nicht einschränken. Da sie jedoch in den Kraftfluss des Prozesses integriert werden müssen, verringern sie die dynamische Maschinensteifigkeit. Die hohe Aktorkraft ist nur über einen sehr kleinen Stellweg verfügbar und es besteht zudem die Gefahr, dass die Aktoren sich in einem Schwingungsknoten befinden und so bestimmte Prozesszustände nicht beeinflussen können, wie von GOSEBRUCH beobachtet [Gos90]. Im Gegensatz dazu verfügen elektromagnetische Aktoren über eine hohe Maximalkraft und über einen vergleichsweise großen Stellweg bei guter Dynamik. Da die Kraftübertragung berührungslos geschieht, wird die Maschinensteifigkeit nicht beeinträchtigt. Nachteilig sind jedoch die Reduktion des Arbeitsraums und die Beschränkung auf ferromagnetische Werkstücke. Es ist zudem unklar, ob die Schleifspäne sich im Luftspalt des Magneten sammeln und die Kraftübertragung negativ beeinflussen. Das Ziel dieser Arbeit besteht somit in der Konstruktion hochdynamischer elektromagnetischer Aktoren, welche den Arbeitsraum möglichst wenig beeinträchtigen, und der Evaluation ihrer Eignung für die aktive Prozessbeeinflussung.

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit sieht die Kombination der entwickelten Prozessüberwachungsmethoden, Prozessmodellen und Beobachterstrukturen zu einer Gesamtstruktur vor, welche eine gezielte Beeinflussung des Schleifscheibenverschleißes und somit eine Stabilisierung des Schleifprozesses ermöglicht.

4 Versuchsaufbau

Die messtechnische Erfassung und Überwachung von fertigungstechnischen Prozessen steht seit Jahrzehnten im Fokus diverser Forschungsaktivitäten [BAG⁺06]. Während diese bei Fräs- und Drehprozessen auch im Rahmen industrieller Anwendungen immer stärker zum Einsatz kommt, ist die Entwicklung im Bereich der Schleifmaschinen weniger stark ausgeprägt [DL08, OD01, TJOD10]. Der hohe Preisdruck und die fehlende Nachfrage auf Seiten der Anwender verhindern den Einsatz moderner Überwachungssysteme und zusätzlicher Sensoren, obwohl diese das Potential zur Erhöhung der Produktivität und Nutzerfreundlichkeit haben. Im Wesentlichen liegt dies in der Diskrepanz zwischen den Ergebnissen bisheriger Forschungsprojekte und einem in der industriellen Produktion einsetzbaren System begründet. Die Komplexität des Schleifprozesses und die damit verbundenen Risiken bei der Entwicklung neuer Systeme zur industriellen Einsatzreife verhindern hier vielfach die Innovation [AW04]. Im Zuge des in den letzten Jahren aufgekommenen Schlagwortes „Industrie 4.0“ gehen einige Hersteller neue Wege und nutzen Maschinen- und Prozessdaten, um Dienste wie „Predictive Maintenance“, also die Vorhersage von Ausfall von Maschinenkomponenten und deren vorbeugenden Austausch, anbieten zu können. Diese Dienste könnten potentiell in der Kombination mit anderen Gründen zum Einbau zusätzlicher Sensoren in Schleifmaschinen führen.

Im Hinblick auf diese Entwicklung soll die Eignung verschiedener Sensoren für die Prozessüberwachung evaluiert werden. Während fast alle modernen Schleifmaschinen serienmäßig mit Körperschallsensoren für die Detektion des Anschnitts und Messtastern für die Messung des Werkstückdurchmessers ausgestattet sind, finden sich weitere Sensoren zur Beschleunigungs-, Kraft oder Verlagerungsmessung nur selten in den Maschinen wieder. Eine handelsübliche Schleifmaschine wurde daher mit solchen Sensoren ausgestattet, um deren Potential für die Prozessüberwachung anhand von Referenzprozessen, welche industrielle Anwendungen nachbilden, zu evaluieren. Für das Ziel einer aktiven Prozessbeeinflussung mithilfe einer Magnetaktorik soll jedoch die Messung der Werkstückverlagerung im Vordergrund stehen. Die Erfassung der Werkstückschwingungen mithilfe von Wirbelstrom-Weg-Sensoren in unmittelbarer Nähe zur Eingriffszone verspricht eine hohe Signalgüte. Dies reduziert den Modellierungsaufwand und vermeidet Fehler durch nicht modellierte Störeinflüsse. Der Versuchsaufbau, die Prozessbedingungen und die verwendete Sensorik werden im Folgenden detailliert dargelegt.

4.1 Schleifmaschine

Die Abbildung 4.1 zeigt den Versuchsaufbau, mit dem die Experimente in dieser Arbeit durchgeführt werden. Es handelt sich dabei um eine CNC-Außenrundsleifmaschine CR41 CBN der Firma SCHAUDT, welche bereits im Rahmen der Arbeiten von DENKENA, FISCHER und HENNING zum Einsatz kam [DF11, DH12, DHH10]. Die Maschine verfügt über ein automatisches Auswuchtsystem sowie hydrostatisch gedämpfte Führungen und Kugelgewindetriebe in den Maschinenachsen. Die Schleifscheibe besteht aus weißem Aluminiumoxid der Korngröße FEPA120 und keramischer Bindung der Härte H ; sie ist somit als konventionelles Schleifmittel einzuordnen.

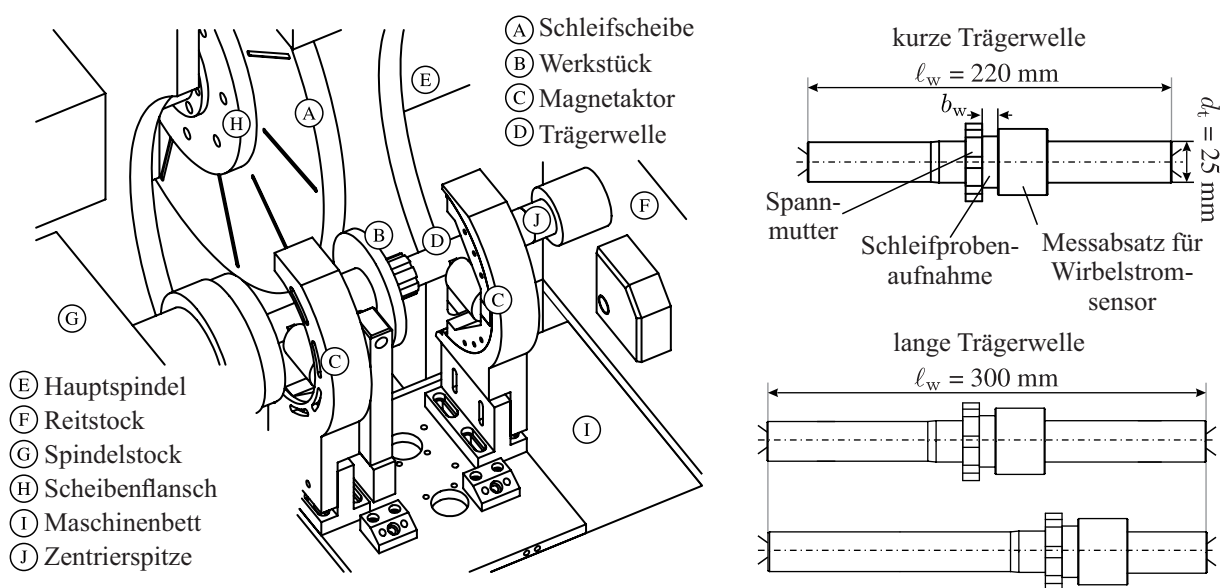


Abbildung 4.1: Schema des Versuchsaufbaus

Die Werkstücke bestehen aus scheibenförmigen Schleifproben aus vergütetem Wälzlagerstahl 100Cr6 mit einer Härte von ca. 60 HRC. Diese haben eine Breite b_w von 10 mm, weisen zu Beginn den Durchmesser $d_w = 100$ mm auf und werden mittels einer Spannmutter auf einer Trägerwelle fixiert, welche wiederum zwischen Spitzen eingespannt wird. Die in Abbildung 4.1 dargestellten Trägerwellen, jeweils mit dem Durchmesser $d_t = 25$ mm, ermöglichen durch die unterschiedlichen Längen und Probenpositionen eine Variation der resultierenden Maschinennachgiebigkeit und Prozessbedingungen. Ein Messabsatz mit einer Breite von $l_m = 30$ mm dient als Referenzfläche für die Messung der Werkstückverlagerung durch Wirbelstromsensoren. Im weiteren Verlauf werden die Versuche, sofern nicht anders angegeben, mit der kurzen Trägerwelle durchgeführt. Eine Hochdruckpumpe kühlt und schmiert die Eingriffstelle mittels Mineralöl bei einer Durchflussrate von $Q_k = 45 \frac{1}{\text{min}}$. Die Abbildung zeigt weiterhin die verschiedenen Sensoren sowie Magnetaktoren, die in den folgenden Abschnitten thematisiert werden.

4.2 Sensorik

Die Erfassung des Prozesses mit zusätzlicher Sensorik ermöglicht tiefe Einblicke in die Mechanismen des Schleifprozesses. Wie beschrieben, liegt ein Schwerpunkt dieser Arbeit in der Untersuchung verschiedener Sensortypen auf ihre Eignung hinsichtlich der Prozessüberwachung. Weiterhin sollen diese der Erhöhung des Prozessverständnisses dienen, um eine bessere Modellierung sowie die Entwicklung neuer Methoden zur Prozessbewertung zu ermöglichen. Ein Fokus soll schließlich auf der Erfassung der Werkstückverlagerung liegen, die der aktiven Verschleißbeeinflussung als Informationsgrundlage dient.

Im Folgenden werden die im Laufe der Arbeit verwendeten Kraft-, Beschleunigungs- und Positionssensoren sowie der Versuchsaufbau beschrieben. Zunächst soll jedoch die bereits in der Maschine verbaute Seriensensorik näher diskutiert und so die Lücken aufgezeigt werden, welche die zusätzliche Sensorik füllen soll.

Seriensensorik

Die Schleifmaschine verfügt über serienmäßige Assistenzsysteme, die dem Anwender die Vorbereitung des Schleifprozesses erleichtern. So erfolgt das automatische Auswuchten der Schleifscheibe mithilfe aktiver Gewichte, welche den Massenschwerpunkt der rotierenden Scheibe beeinflussen. Das System der Firma MARPOSS stützt sich dabei auf Messwerte eines Beschleunigungssensors in der Spindelachse. Weiterhin ist auf dem Scheibenflansch ein Körperschallsensor, welcher dessen hochfrequente Schwingungen erfasst, befestigt. Die Messdaten werden drahtlos an einen Receiver AE 4100 der Firma DITTEL übertragen [DM08]. Der root-mean-square-Wert (rms) des hochfrequenten Signals wird für die Detektion des Kontakts zwischen Schleifscheibe und Werkstück genutzt. Aufgrund der integrierten Vorfilterung innerhalb der sensoreigenen Elektronik ist der Informationsgehalt des Körperschallsignals deutlich reduziert und besitzt eine geringe Aussagekraft über hochdynamische Vorgänge innerhalb des Schleifprozesses. Neben den Daten dieser Systeme kann darüber hinaus auf die Informationen aus der Maschinensteuerung zurückgegriffen werden. Diese umfassen unter anderem die verschiedenen Spindeldrehzahlen, -winkel und -ströme sowie die Position des Hauptspindelschlittens. Aufgrund der schlupfenden Übertragung des Antriebsmoments des Motors über einen Riemen auf die Schleifscheibe können die Daten der Maschinensteuerung nicht zur Ermittlung des Schleifscheibenwinkels herangezogen werden. Das Auswuchtsystem nutzt daher eine eigene Sensorik für die Messung des Schleifscheibenwinkels.

Die integrierte Sensorik bildet mit den Messwerten von Winkelgeschwindigkeiten und Körperschall die Grundlage für Modellierung, Prozessüberwachung und Verschleißbeeinflussung. Wie von DENKENA ET AL. beschrieben, kann auf Basis dieser Messwerte kein tiefergehender Einblick in das Prozessgeschehen hinsichtlich einer Entwicklung von Ratterschwingungen erlangt werden [DOAF14]. Die Maschine wurde daher, wie in Abbildung 4.1 und Abbildung 4.2 dargestellt, mit

Beschleunigungs- und Kraftsensorik ausgestattet. Zusätzlich wurde ein Modul zur Verschleißbeeinflussung bestehend aus Wirbelstrom-Weg-Sensoren und zwei Magnetaktoren integriert. Im Folgenden soll die zusätzliche Sensorik beschrieben werden.

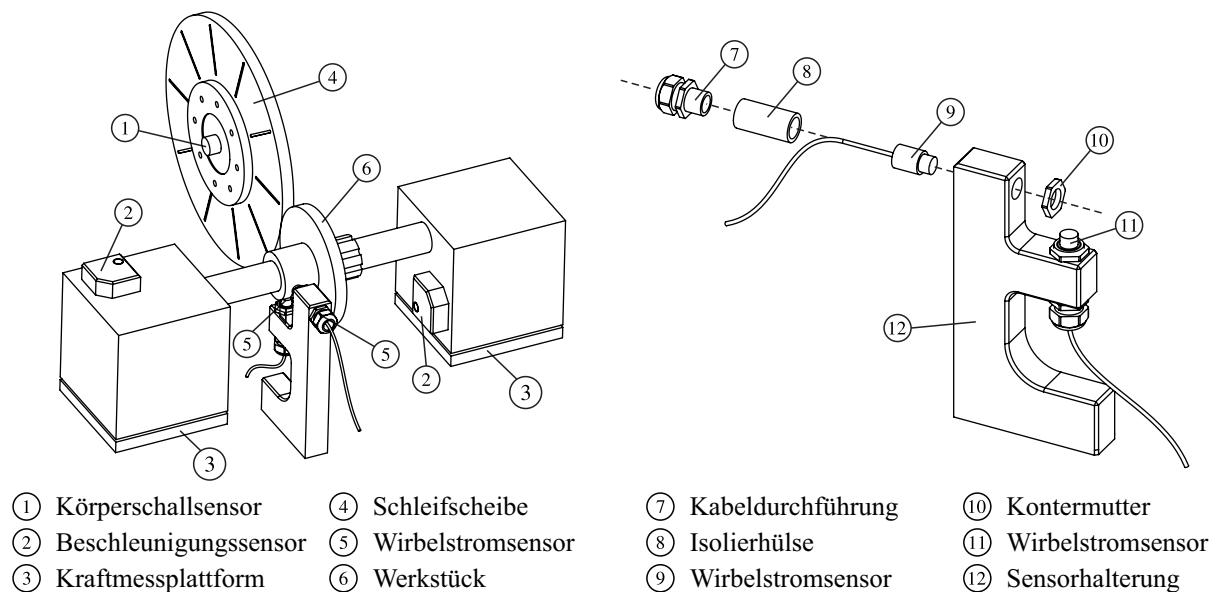


Abbildung 4.2: Positionierung der Sensorik (links) sowie Halterung der Wirbelstromsensorik in Explosionsdarstellung (rechts)

Prozesskraft

Die Schleifkräfte, welche in der Kontaktstelle von Schleifscheibe und Werkstück wirken, spiegeln den Prozessverlauf deutlich wider und sind somit die zentrale Größe der meisten Prozessmodelle. Die genaue Erfassung dieser Größe würde eine Bewertung der Prozessstabilität ermöglichen sowie Basis für eine Verschleißbeeinflussung bereitstellen. Piezoelektrische Sensoren gestatten durch ihre hohe Steifigkeit die Messung von Prozesskräften im Kraftfluss, ohne die Maschinennachgiebigkeit übermäßig zu beeinflussen. Wie in Abbildung 4.2 dargestellt, sind Reit- und Spindelstock der Versuchsmaschine auf Kraftmessplattformen montiert, welche die Prozesskräfte in den drei Koordinatenachsen erfassen. Auf diese Weise können statische und niederfrequente Anteile der Prozesskräfte erfasst werden, welche die Validierung von Schleifmodellen und Methoden zur Verschleißbeeinflussung ermöglichen. Die Masse von Werkstück sowie Reit- und Spindelstock stellt in Kombination mit deren Nachgiebigkeit ein dynamisches System dar. Signalanteile oberhalb von ca. 80 Hz werden daher stark gedämpft bzw. verfälscht und weisen insbesondere im Bereich der auftretenden Ratterschwingungen einen geringen Informationsgehalt auf. Die gemessenen Kräfte können daher nur eingeschränkt für die Prozessanalyse herangezogen werden, da der interessante Bereich der schleifscheibenseitigen Ratterschwingungen hier etwa im Bereich zwischen 500 Hz und 1500 Hz liegt.

Diese Art der Messung von Prozesskräften wird aufgrund der kostenintensiven Sensorik sowie des aufwändigen Umbaus der Maschine nur in einigen Laborumgebungen eingesetzt, beispielsweise von KUHFUSS oder WECK ET AL., die es für die Parametrierung und Validierung ihrer Schleifmodelle einsetzen [Kuh84, WB06a]. Aufgrund der eingeschränkten Aussagekraft für höhere Frequenzen konzentrieren sich diese Untersuchungen jedoch vornehmlich auf das Phänomen des werkstückseitigen Regenerativeffektes, welcher im Allgemeinen unterhalb von 100 Hz auftritt.

Beschleunigungen

Die Messung von Beschleunigungen am Reit- und Spindelstock ist dagegen deutlich günstiger und mit geringerem Aufwand als die Kraftmessung realisierbar. Die Sensoren messen in drei Achsen die Beschleunigung. Die an der Sensorposition auftretenden Beschleunigungen werden jedoch wie auch die Prozesskraftmessung durch die aktuellen Eingriffsbedingungen beeinflusst, da je nach Eingriffssituation Kontaktdämpfung und Kontaktsteifigkeit des Werkstücks variieren. Ein Rückschluss auf die aktuellen Prozessbedingungen wird somit erschwert. Beschleunigungssensoren kommen in den meisten Forschungsarbeiten zur Dynamik des Schleifprozesses zum Einsatz und bilden beispielsweise die Grundlage der Ansätze zur aktiven Dämpfung von Ratterschwingungen von Michels, Gosebruch und Kotamäki [Gos90, Kot96, Mic99].

Verlagerung

Positionsmesssysteme kommen nur in wenigen Forschungsarbeiten zum Einsatz, da sie aufgrund des Platzbedarfs in der Eingriffszone für industrielle Anwendungen Einschränkungen bedeuten. Somit werden diese Systeme vorrangig in der Forschung verwendet; so nutzt SCHUETTE sie beispielsweise, um die von ihm entwickelten Schleifmodelle zu validieren [Sch04]. Die Erfassung der Werkstückverlagerung mittels Positionssensoren möglichst nah am Eingriffsort verspricht ebenso wie die Messung der Prozesskräfte einen hohen Informationsgehalt bezüglich des Schleifprozesses. Die Bewegung wird an dem in Abbildung 4.1 dargestellten Messabsatz mit zwei Sensoren des Typs EDDY-NCDT-3010 der Firma MICRO EPSILON in x - und y -Richtung gemessen [Mic12]. Diese Wirbelstrom-Weg-Sensoren sind in der Lage, die Position eines leitenden Messobjekts berührungslos, breitbandig und mikrometergenau zu erfassen und bilden so die Grundlage für die aktive Verschleißbeeinflussung. Die Abbildung 4.2 zeigt auf der rechten Seite den Aufbau des Sensors, welcher gemeinsam mit dem Magnetaktor in die Schleifmaschine integriert wird.

Datenverarbeitung

Die Datenaufnahme und -verarbeitung erfolgt mit einem Rapid-Prototyping-System ds1103 der Firma DSPACE mit Analog-Digital-Wandlern mit einer Auflösung von 16 Bit [dSP08]. Der zu erfassende Frequenzbereich für Ratterschwingungen erstreckt sich den Arbeiten von ALLDIECK,

MICHELS, und SCHÜTTE zufolge bis etwa 2 kHz [All94, Mic99, Sch04]. Messungen an der hier vorgestellten Maschine bestätigen dies; die Abtastrate wurde daher zu 10 kHz gewählt, um den interessanten Frequenzbereich in guter Qualität erfassen zu können. Die im Folgenden beschriebenen Algorithmen werden mithilfe der Software MATLAB und SIMULINK der Firma MATHWORKS implementiert. Das System verfügt über einen POWERPC Prozessor mit 1 GHz Taktfrequenz und diverse Schnittstellen, welche die Auswertung von Encodern, seriellen Datenströmen, etc. erlauben, sowie Digital-Analog-Wandler mit 16 Bit. Ein User-Interface ist in der Lage, dem Bediener Informationen über die Prozessentwicklung bereitzustellen. Die Abbildung 4.3 bietet einen Überblick über den Signalfluss von Sensorik und Aktorik.

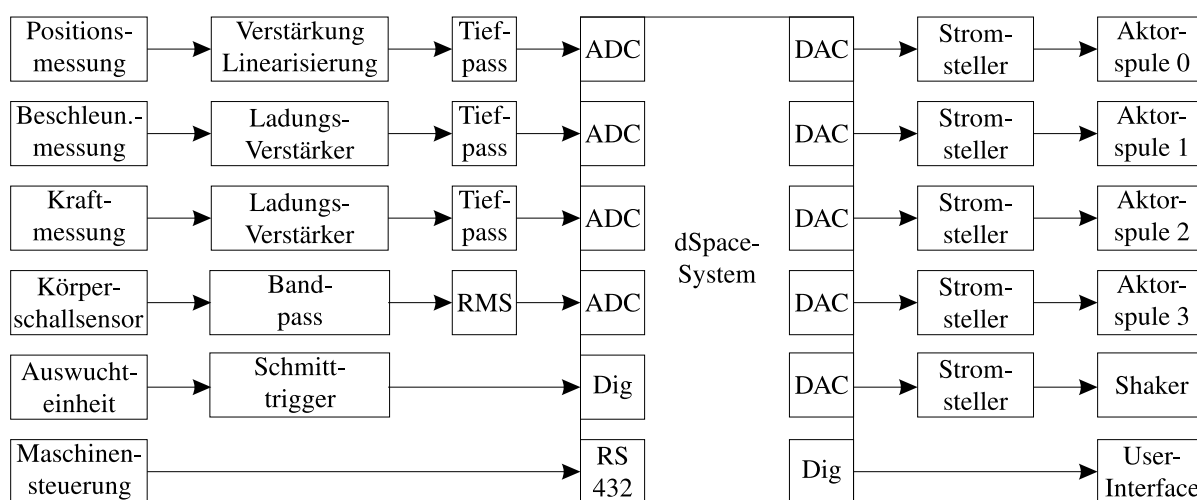


Abbildung 4.3: Signalverarbeitung von Sensorik und Aktorik und Integration des dSpace Rapid Prototyping Systems

Aufgrund des hohen Störpotentials der verwendeten Magnetaktoren und der Versuchsumgebung wurde ein Konzept zur elektromagnetischen Verträglichkeit entwickelt, um ein reibungsloses Zusammenspiel der Komponenten zu gewährleisten. Kern dieses Konzepts ist die einseitige, sternförmige geerdete Schirmung aller Signalleitungen sowie die beidseitige Erdung der Schirme leistungsübertragender Leitungen. Signale werden, wenn möglich, differentiell übertragen und sensornah vorverstärkt. Die Wirbelstromsensoren sind wegen ihrer Nähe zu den Aktoren besonders störungsanfällig. Deren Signale werden daher mittels einem analogen Sallen-Key-Tiefpass zweiter Ordnung bei einer Grenzfrequenz von 5 kHz gefiltert; die nachgeschalteten Ladungsverstärker von Kraft- und Beschleunigungssensoren haben integrierte Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 3 kHz.

4.3 Schleifprozess und Versuchsdurchführung

Um vergleichbare Ergebnisse zu generieren und eine zuverlässige Evaluation, Modellierung und Regelung zu gewährleisten, wird ein Referenzprozess definiert. Die Parameter des Prozesses

werden so gewählt, dass die Welligkeit auf der Scheibe moderat ansteigt. Der Prozess ist der industriellen Bearbeitung von Lagersitzen nachempfunden. Dieser Bearbeitungsschritt umfasst einen Außenrundeinstechschleifprozess, welcher eine hohe Maßgenauigkeit und Oberflächengüte eines kurzen Abschnitts der Werkstückwelle zum Ziel hat. Wie in Abschnitt 2.1 dargelegt, besteht ein solcher Prozess aus drei Phasen: dem Schruppen, Schlichten und Ausfeuern. Während des Schruppens wird ein hohes Zeitspanvolumen angestrebt, daher treten hier die größten Prozesskräfte auf. Die Ausprägung von Oberflächenwellen auf der Schleifscheibe kann hier unter den richtigen Voraussetzungen schnell voranschreiten. Um die Anzahl der Variablen des komplexen Schleifprozesses zu reduzieren, wird für die Untersuchung hinsichtlich einer aktiven Dämpfung des Regenerativeffekts nur die Phase des Schruppens betrachtet. Gelingt in dieser Prozessphase die aktive Unterdrückung der Welligkeit, ist sichergestellt, dass die anschließende Schlichtungsphase eine fehlerfreie Oberfläche erzeugen kann.

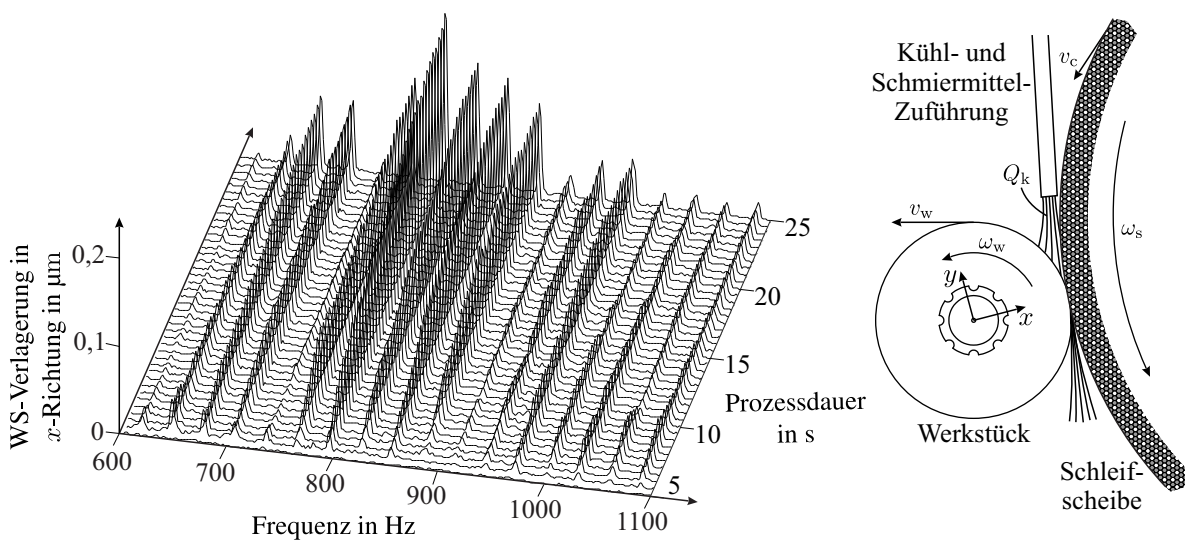


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung des Referenzprozesses und Entwicklung der Schwingungsamplituden

Die Abbildung 4.4 stellt die wichtigsten Parameter, welche die Eingriffsbedingungen definieren, schematisch dar. Der leicht instabile Referenzprozess ergibt sich bei einem bezogenen Zeitspanvolumen von $Q'_w = 5 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$, einer Schnittgeschwindigkeit von $v_s = 35 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ und einem Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeiten von Schleifscheibe und Werkstück von $q = 80$. Daraus folgen bei den Startdurchmessern von Werkstück $d_w = 100 \text{ mm}$ und Schleifscheibe $d_s = 400 \text{ mm}$ die Drehzahlen $\omega_w = 8,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ und $\omega_s = 174,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ sowie eine Prozessdauer von ca. 30 s.

Abbildung 4.4 zeigt zudem den Einfluss des werkzeugseitigen Regenerativeffekts auf die Werkstückschwingungen während der beispielhaften Durchführung des beschriebenen Referenzprozesses. Die mit fortschreitender Prozessdauer anwachsenden Werkstückschwingungen deuten auf eine langsame Bildung von Welligkeiten auf der Schleifscheibe hin. Der Abrichtprozess wird ebenfalls bei einer Schnittgeschwindigkeit von $v_s = 35 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ durchgeführt, um eine Unrundheit infolge einer

inhomogenen Massenverteilung zu vermeiden. Die Scheibe wird hier mittels einer Abrichtfliese bei einem Überdeckungsgrad von 3 um $25\ \mu\text{m}$ pro Hub im Durchmesser reduziert. Um reproduzierbare Prozesse zu gewährleisten und einen Einfluss vorhergehender Prozesse auszuschließen, werden nach einem Schleifprozess jeweils vier Abrichthübe durchgeführt.

Der in diesem Kapitel vorgestellte Versuchsaufbau soll im Folgenden die genauere Untersuchung des Regenerativeffekts ermöglichen. Mithilfe der umfangreichen Sensorik ist es möglich, ein detailliertes Prozessverständnis zu erlangen und Verfahren zur frühzeitigen Detektion von Ratterschwingungen zu entwickeln und zu evaluieren. Der beschriebene Referenzprozess gestattet die Erzeugung möglichst reproduzierbarer und auf den Anwendungsfall zugeschnittener Versuchsergebnisse. Auf dieser Basis können im weiteren Verlauf Verfahren der aktiven Verschleißbeeinflussung entwickelt und validiert werden.

5 Entwicklung elektromagnetischer Aktoren

Die Entwicklung von Methoden zur Prozessüberwachung als auch die aktive Verschleißbeeinflussung erfordern ein hohes Maß an Prozessverständnis. Mithilfe des beschriebenen Referenzprozesses wird versucht, möglichst reproduzierbare Ergebnisse zu erzeugen und verschiedene Einflüsse voneinander zu trennen. Dennoch stellt auch dieser einfache Prozess ein Zusammenspiel verschiedener Mechanismen dar, deren Auswirkung auf den Prozessverlauf nur schwer zu erfassen sind. Dies können inhärente Eigenschaften der Schleifbearbeitung wie zum Beispiel der werkstück- oder werkzeugseitige Regenerativeffekt sein oder Änderungen der Randbedingungen wie der Kühlmittelzufluss, die Werkstückhärte oder -nachgiebigkeit. Um diese Effekte zu isolieren und deren Einfluss zu quantifizieren, reicht die natürliche Anregung durch die Prozesskräfte nicht aus. Vielmehr ist es notwendig, außergewöhnliche Prozesszustände hervorzurufen, welche detaillierte Einblicke in die Bearbeitung ermöglichen. Dies kann durch das Einbringen externer Kräfte mithilfe eines Aktors erreicht werden, weshalb im Folgenden verschiedene Aktorvarianten in Schleifmaschinen diskutiert werden sollen.

Im Gegensatz zu vorangegangenen Arbeiten zur aktiven Dämpfung von Ratterschwingungen, beispielsweise von MICHELS oder GOSEBRUCH, die auf piezoelektrische Aktorsysteme zurückgreifen, sollen hier elektrodynamische und elektromagnetische Aktoren zum Einsatz kommen [Mic99, Gos90]. Elektrodynamische Aktoren werden in der Fertigungstechnik oft in Form von sogenannten Shakern zur Vermessung der dynamischen Maschinennachgiebigkeit verwendet. Ihr Vorteil liegt in der hohen Genauigkeit und Bandbreite, mit der Kräfte in ein System eingeleitet werden können. Diese Aktoren sind in der Lage, Kräfte mit hoher Bandbreite über einen vergleichsweise großen Stellweg zu generieren. Ihr Nachteil besteht vor allem darin, dass die erzeugte Kraftamplitude, gemessen am benötigten Bauraum, verhältnismäßig klein ausfällt und eine komplexe mechanische Verbindung zum Werkstück geschaffen werden muss, welche den Prozess und dessen Ablauf negativ beeinflussen kann.

Elektromagnetische Aktoren zeichnen sich dagegen durch eine hohe Energiedichte aus und können hohe Kräfte berührungslos auf das Werkstück übertragen. Im Gegenzug ist anzumerken, dass ihre Anwendung auf ferromagnetische Werkstücke beschränkt ist und die erzeugten Kräfte einerseits starken nichtlinearen Effekten unterliegen und andererseits nur eingeschränkt messbar sind. Erste Erfahrungen mit dem Einsatz dieses Aktortyps in Schleifmaschinen konnte bereits SCHÜTTE bei der Identifikation der Maschinennachgiebigkeit sammeln. [Sch04]. Ungeklärt sind dabei jedoch die Fragen nach einer Eignung dieses Aktortyps zur Stabilisierung und Verschleißbeeinflussung des Schleifprozesses insbesondere hinsichtlich der erreichbaren Bandbreite der Stellkraft. Auch der Aspekt der Tauglichkeit im direkten Umfeld der Eingriffsstelle beispielsweise im Hinblick auf den

Störeinfluss auf die Sensorik oder des Einflusses von Schleifspänen im Luftspalt ist bisher nicht ausreichend untersucht.

Daher soll in dieser Arbeit ein elektrodynamischer Shaker als Referenz verwendet werden, um möglichst präzise in den Prozess eingreifen zu können und Informationen für die Modellbildung zu gewinnen. Eine aktive Stabilisierung des Schleifprozesses erfordert hohe Stellkräfte, weshalb hier auf elektromagnetische Aktoren zurückgegriffen werden soll. Unter diesen Gesichtspunkten werden im Folgenden die Konstruktion zweier elektromagnetischer Aktorkonzepte sowie die Integration eines elektrodynamischen Shakers in die Schleifmaschine diskutiert.

5.1 Elektrodynamischer Shaker

Mithilfe eines elektrodynamischen Shakers mit integrierter Kraftmessung ist es möglich, gezielt Kräfte in den Schleifprozess einzubringen und diese relativ genau zu erfassen. Im Gegensatz zu elektromagnetischen Aktoren, deren Kraftentwicklung auf der Minimierung der Reluktanz beruht, wird hier eine Spule in einem starken Magnetfeld bestromt, auf welche dann die Lorentzkraft wirkt. Auf diese Weise kann eine deutlich höhere Bandbreite der Systemanregung erreicht werden. Es ist so möglich, Identifikationssignale hoher Qualität zu generieren und eine Referenz zu schaffen, zu der die anderen Aktorkonzepte in Bezug gesetzt werden können.

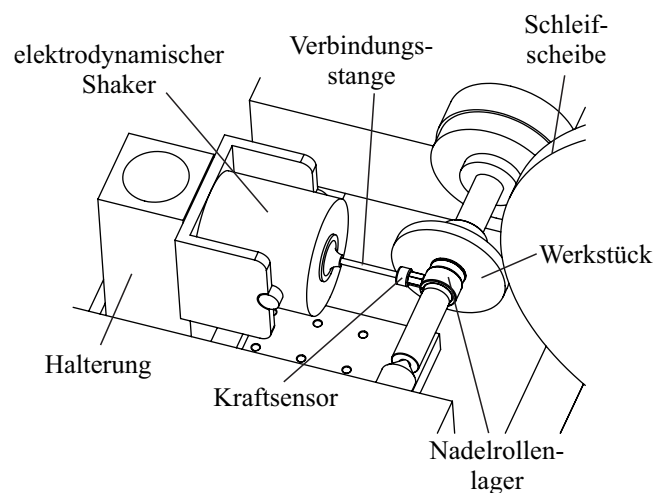


Abbildung 5.1: Elektrodynamischer Shaker mit integrierter Kraftmessung zur gezielten Prozessanregung

Die durch den Shaker generierten Kräfte werden über eine Gewindestange auf einen piezoelektrischen Kraftsensor übertragen, der wiederum mit einem Nadelrollenkugellager verbunden ist. Dieses Lager ist vorgespannt auf der Trägerwelle direkt neben der Werkstückaufnahme montiert und ermöglicht so das Aufbringen dynamischer Kräfte während des Schleifprozesses. Durch den begrenzten Bauraum kann jedoch nur ein vergleichsweise kleiner Shaker zum Einsatz kommen.

Die erreichbaren Kräfte liegen bei ± 5 N, gleichbleibend über den gesamten untersuchten Frequenzbereich von 0 Hz bis 1,5 kHz. Auf diese Weise ist es jedoch möglich kleine, aber definierte Kräfte in den Prozess einzuleiten, die für Parameteridentifikation von Schleifprozessmodellen genutzt werden können und Versuche ermöglichen, die das Prozessverständnis verbessern können. Für die aktive Beeinflussung des Schleifprozesses sind größere Kräfte notwendig. Es soll daher auf elektromagnetische Aktoren zurückgegriffen werden, deren Auslegung im Folgenden diskutiert wird.

5.2 Auslegung elektromagnetischer Aktoren

Die meisten elektromagnetischen Aktorsysteme bestehen aus einem U- oder E-förmigen Kern aus ferromagnetischem Material, der die stromdurchflossenen Spulen trägt und in dem auf diese Weise ein magnetischer Fluss Φ induziert wird, vgl. Abbildung 5.2. Mithilfe eines ebenfalls ferromagnetischen Jochs, welches hier durch das Werkstück gebildet wird, wird der Eisenkreis bis auf einen kleinen Luftspalt δ geschlossen. Je höher der magnetische Fluss Φ durch den Luftspalt, desto höher ist auch die sich ergebende Anziehungskraft zwischen Kern und Joch. Im Folgenden soll die analytische Berechnung dieser Aktorkraft hergeleitet werden, um die Basis für die später folgende Auslegung der verschiedenen Aktorsysteme zu legen.

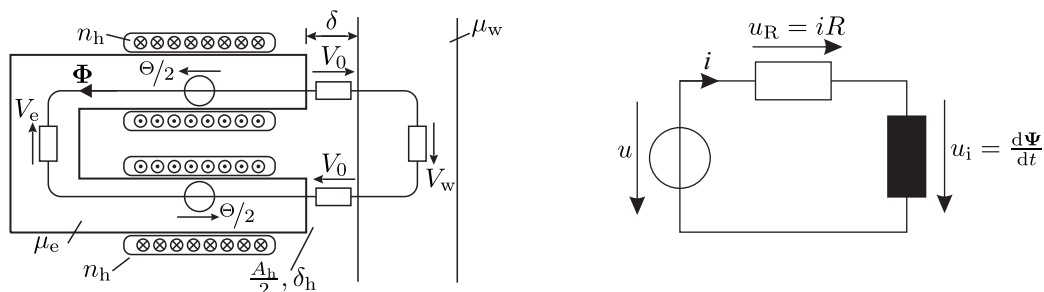


Abbildung 5.2: Magnetischer Kreis (rechts) und elektrischer Kreis (links) eines Magnetaktors

Die durch den Spulenstrom induzierte magnetische Spannung Θ resultiert in einem magnetischen Fluss Φ durch Eisenkreis, Luftspalt und Werkstück. Die analytische Betrachtung des Eisenkreises erfolgt unter der Annahme, dass die magnetische Permeabilität des Eisenkreises μ_e sowie des Werkstücks μ_w sehr viel größer als die der Luft μ_0 ist. Die in der Folge innerhalb von Eisenkreis und Werkstück abfallenden magnetischen Spannungen V_e und V_w werden daher zu Null angenommen. Weiterhin wird der Einfluss des gekrümmten Polschuhs auf die Verteilung des magnetischen Flusses Φ , auf die Polschuhfläche A_h sowie auf die Kraftentwicklung F_a des Magneten vernachlässigt. Diese Annahme stützt sich auf die im Vergleich zur Polschuhhöhe geringe Krümmung. Es verbleibt der magnetische Spannungsabfall im Luftspalt V_0 . Zur Berechnung der resultierenden Kraft wird zunächst unter Anwendung des Durchflutungssatzes

$$\oint \mathbf{H} \, ds = \Theta \quad (5.1)$$

mittels Integration der magnetischen Feldstärke \mathbf{H} entlang des in Abbildung 5.2 gezeigten Pfades die magnetische Flussdichte

$$\mathbf{B} = \frac{n_h i \mu_0}{2\delta_h} \mathbf{e}_x \quad (5.2)$$

ermittelt. Diese ist von der Windungszahl n_h , dem Spulenstrom i , der magnetischen Suszeptibilität μ_0 sowie der Breite des Luftspalts δ_h abhängig. In der Folge kann der verkettete magnetische Fluss

$$\Psi = \frac{n_h \mathbf{B} \mathbf{A}_h}{2} \quad (5.3)$$

berechnet und mithilfe der Methode der virtuellen Verschiebung die resultierende Kraft

$$\mathbf{F}_a = \frac{n_h^2 i^2 \mu_0 \mathbf{A}_h}{8\delta_h^2} \quad (5.4)$$

ermittelt werden.

Die Differentialgleichung des elektrischen Stroms i ergibt sich durch die Kirchhoffsche Maschengleichung des ebenfalls in Abbildung 5.2 dargestellten elektrischen Kreises des Magneten:

$$u = iR + \frac{d}{dt} \left(\frac{n_h^2 i \mu_0 A_h}{4\delta_h} \right). \quad (5.5)$$

Primäres Ziel bei der Auslegung des Aktors ist das Erreichen einer hohen Kraftdynamik, welche vor allem durch die zeitliche Änderung des Stroms bestimmt wird:

$$\frac{di}{dt} = \underbrace{\frac{4u}{n_h^2 \mu_0 A_h} \delta_h}_{\text{Steuerungsterm}} - \underbrace{\frac{4iR}{n_h^2 \mu_0 A_h} \delta_h}_{\text{Störungsterm}} + \underbrace{\frac{i \dot{\delta}_h}{\delta_h}}_{\text{Induktionsterm}}. \quad (5.6)$$

Die Gleichung lässt sich in drei Terme unterteilen: einen Steuerungsterm, einen Störungsterm und einen Induktionsterm, vgl. auch AHRENS ET AL. [AHD⁺16]. Der zweite Teil der Gleichung wird durch den elektrischen Widerstand der Spule bestimmt. Aufgrund der hohen Leitfähigkeit des Kupfers spielt dieser eine untergeordnete Rolle. Auch der Einfluss durch Selbstinduktion infolge von Bewegungen des Werkstücks $\dot{\delta}$ fällt aufgrund der kleinen Verlagerungsamplituden und geringen Geschwindigkeiten vergleichsweise klein aus. Der erste Teil der Gleichung stellt den Steuerungsterm dar. Eine hohe Eingangsspannung ergibt eine hohe Dynamik. Eine kleine Polfläche sowie Windungszahl resultieren ebenfalls in hoher Dynamik, verringern aber die erzeugte Kraftwirkung. Da die Windungszahl jedoch quadratisch in die Gleichung eingeht, die Kraftwirkung

jedoch nur in linearer Beziehung zur Windungszahl steht, sollte diese auf Kosten eines höheren Stromes gering gehalten werden.

Unter Vernachlässigung der Werkstückbewegung können die konstruktiven und physikalischen Konstanten des Eisenkreises durch die Kenngröße der magnetischen Induktivität

$$L = \frac{n_h^2 \mu_0 A_h}{4\delta_h} \quad (5.7)$$

zusammengefasst werden und der Elektromagnet als lineares System betrachtet werden. So kann die Übertragungsfunktion

$$G_{\text{mag}} = \frac{\frac{1}{R}}{1 + \frac{L}{R}s} \quad (5.8)$$

für das elektrische System gebildet werden, aus der sich die maximal erreichbare Stromfrequenz ableiten lässt:

$$\omega_{i,\text{max}} = \frac{1}{L} \left(\frac{u}{i_{\text{max}}} - R \right). \quad (5.9)$$

Hier bezeichnet i_{max} die angestrebte Amplitude des Spulenstroms unter einer harmonischen Anregung des System mit der Spannung u und der Frequenz $\omega_{i,\text{max}}$. Diese Gleichung gilt unter Vernachlässigung von induzierten Wirbelströmen. Während diese im Eisenkreise konstruktiv klein gehalten werden können, kann dies innerhalb des Werkstücks im Anwendungsfall nicht gewährleistet werden. Sie sind analytisch nur für einfache Geometrien zu bestimmen und müssen simulativ oder empirisch ermittelt werden. Die infolge der Wirbelströme entstehenden Gegenfelder wirken sich ähnlich einer erhöhten Induktivität aus, indem sie den Anstieg des Spulenstroms und des Nutzfeldes verlangsamen. Weitere Informationen zur analytischen Berechnung und Auslegung elektromagnetischer Aktoren können dem Standardwerk von KALLENBACH entnommen werden [KEQ⁺ 12].

5.3 Elektromagnetischer Ringaktor

In Anlehnung an SCHÜTTE wird zunächst das Konzept zweier ringförmiger Aktoren untersucht, welche, links und rechts der Eingriffsstelle angeordnet, in der Lage sind, Kräfte sowohl in x - als auch in y -Richtung auf das Werkstück aufzubringen. Im weiteren Verlauf kann jedoch gezeigt werden, dass die Verschleißbeeinflussung mit einer rein horizontalen Anregung in der x -Komponente möglich ist und die Anforderungen entsprechend reduziert werden können. Die hier vorgestellten Konzepte beschränken sich daher aus Gründen der Übersichtlichkeit auf eine Aktorvariante, in der

die Elektromagneten für die Beeinflussung der y -Richtung durch Platzhalter ersetzt werden. Die Detailzeichnung eines der beiden Aktoren ist in der Abbildung 5.3 auf der linken Seite dargestellt.

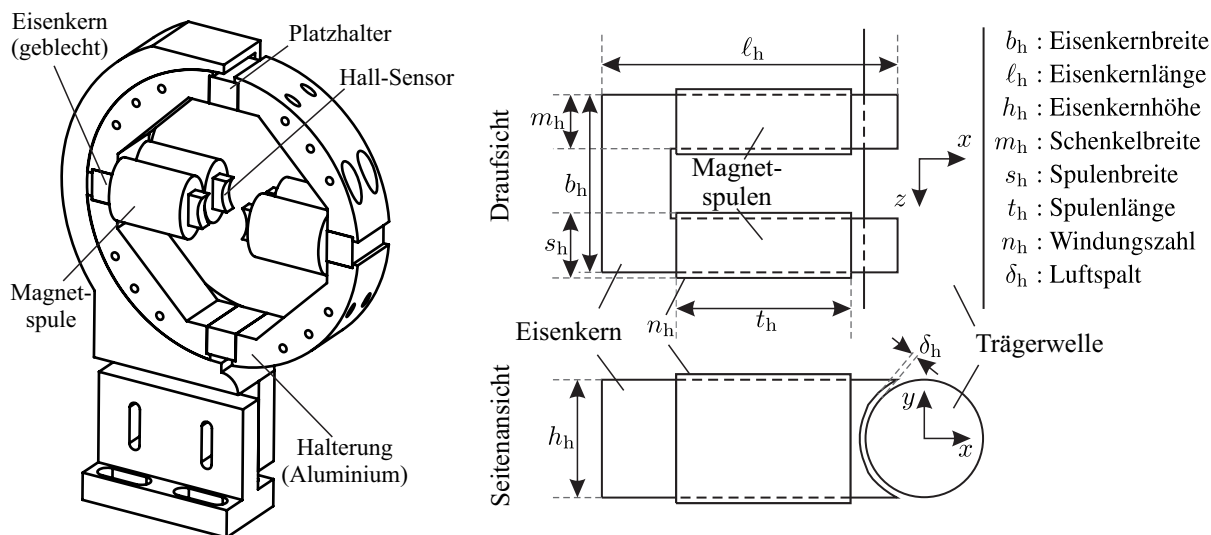


Abbildung 5.3: Elektromagnetischer Ringaktor (links) mit Detaildarstellung der Magneten (rechts)

Diese reduzierte Version besteht aus zwei Eisenkernen, welche in horizontaler Ausrichtung diametral an der Trägerwelle angeordnet sind. Über einen Aluminiumring ist zudem der Angriffswinkel einstellbar. An den Polschuhen kommen besonders flache Hallsensoren zum Einsatz, welche eine Bestimmung der Kraft erlauben. Ein wesentlicher Unterschied zu den Aktoren von SCHÜTTE besteht in den Eisenkernen, welche aus 0,5 mm starken laminierten Blechen aus M300-50A Elektroblech bestehen, um Wirbelströme zu reduzieren. Wirbelströme entstehen in leitendem Material, wenn dieses einem veränderlichen Magnetfeld ausgesetzt ist infolge der transformatorisch induzierten Spannung

$$u_{i,T} = - \int_{\mathcal{A}} \frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t} d\mathbf{A}. \quad (5.10)$$

Diese Ströme induzieren wiederum ein dem Erregerfeld entgegengesetztes Feld, welches umso stärker ist, je größer die aufgespannte Fläche der Leiterschleife ist und je schneller die Änderung des Feldes erfolgt. Innerhalb des Eisenkreises des Magneten wird die aufgespannte Leiterschleife durch die Reduktion der effektiven Querschnittsfläche reduziert. Dazu wird der Eisenkreis wie beschrieben aus einzelnen, elektrisch isolierten Blechen aufgebaut, welche parallel zum magnetischen Fluss und orthogonal zur induzierten Spannung angeordnet werden. Die Bleche werden zu U-förmigen Kernen verbacken, auf deren Schenkel die Magnetspulen aufgebracht werden. Die Laminierung ermöglicht eine höhere Dynamik der generierten Kräfte, da Wirbelströme im Eisenkern auf diese Weise deutlich reduziert werden und die dynamische Induktivität des Magneten somit klein gehalten wird. Gegen die Wirbelströme in der Trägerwelle, dem Joch des Eisenkreises, kann diese Maßnahme jedoch aufgrund der Anwendung nicht eingesetzt werden. Innerhalb des Werkstücks werden

Wirbelströme einzig durch den (geringen) Widerstand des Materials begrenzt. In der Folge finden eine lokale Erwärmung des Werkstücks sowie eine Verminderung der Aktordynamik statt, da die induzierten Wirbelströme einer Änderung des Magnetfeldes entgegenwirken.

Tabelle 5.1: Konstruktive Parameter des entwickelten elektromagnetischen Ringaktors

Bezeichnung	Formelzeichen	Abmaß / Größe
Eisenkernbreite	b_h	30 mm
Eisenkernlänge	l_h	65 mm
Eisenkernhöhe	h_h	17 mm
Schenkelbreite	m_h	7,5 mm
Spulenbreite	s_h	17,5 mm
Spulenlänge	t_h	40 mm
Luftspalt	δ_h	2 mm
Polschuhfläche	A_h	255 mm ²
Spulenstrom	i_{\max}	10 A
Windungszahl	n_h	ca. 100

Anhand der in Tabelle 5.1 dargestellten konstruktiven Parameter der entwickelten elektromagnetischen Ringaktoren ergibt sich mithilfe von Gleichung (5.4) eine kombinierte Zugkraft von etwa 40 N. Die Betrachtung dynamischer Vorgänge bedarf dagegen der Lösung der MAXWELL-Gleichungen im transienten Fall. Hier wird auf Simulation des Feldaufbaus mithilfe der Methode der finiten Elemente (FEM) durch die Software FEMM von MEEKER zurückgegriffen [Mee14]. Zunächst soll ein Vergleich zur analytischen Berechnung des statischen Falls gezogen werden. Das Simulationsergebnis zeigt bei einem Spulenstrom von $i = 10$ A eine mit 38,8 N etwas geringere Zugkraft als das Ergebnis der analytischen Betrachtung. Dies lässt sich mit dem in Abbildung 5.4 gut erkennbaren Streufluss zwischen den Polschenkeln erklären, welcher in der analytischen Betrachtung vernachlässigt wurde.

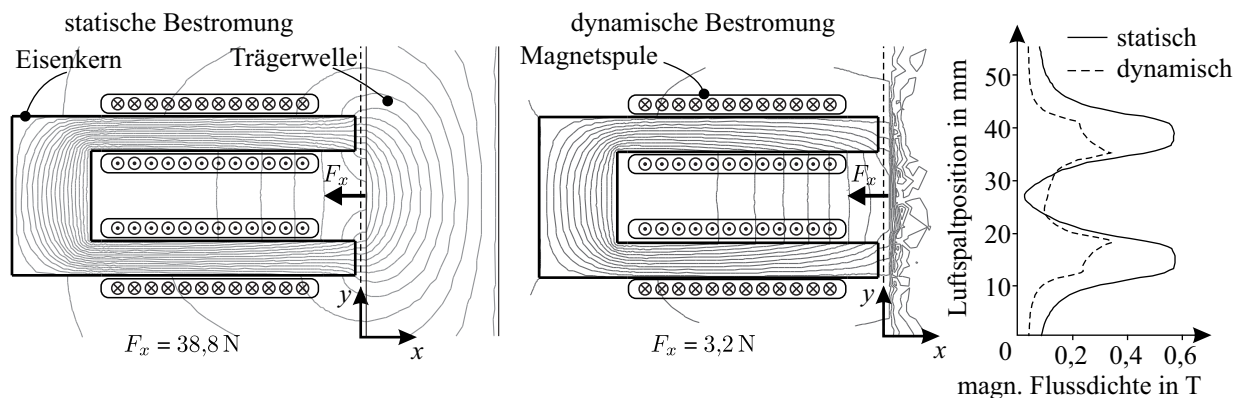


Abbildung 5.4: Simulation der statischen und dynamischen Flussdichteverteilung des Magnetaktors

Deutlich größer fällt die Abweichung zwischen Simulation und analytischer Berechnung dagegen bei einer dynamischen Betrachtung des Magneten mit einer Spulenstromamplitude von $i_{\max} = 10$ A und einer Stromfrequenz f_s von 1 kHz aus. Die maximale Feldstärke im Luftspalt bricht bei 1 kHz gegenüber dem statischen Fall von 0,6 T auf 0,3 T ein und die Kraft beträgt lediglich 3,2 N. Der analytisch berechneten Induktivität L von 0,16 mH steht der simulierte Wert von ca. 1,5 mH entgegen. Der Grund hierfür liegt vor allem in den auftretenden Wirbelströmen. Insbesondere in der Trägerwelle, dessen geblechte Ausführung aufgrund der Anwendung nicht möglich ist, werden Wirbelströme induziert, die die effektive Induktivität erhöhen und die Dynamik signifikant begrenzen.

Die Verifikation der simulierten Werte erfolgt im statischen Fall über Messung der Feldstärke, des Spulenstroms sowie der auf die Trägerwelle einwirkenden Kraft. Die Ergebnisse dieser Messung sind in Abbildung 5.5 dargestellt. Bei einem Spulenstrom von 10 A kann eine Kraft von etwa 40 N ermittelt werden. Die Analyse des dynamischen Verhaltens gestaltet sich schwieriger, da sowohl bei der Kraftmessung als auch bei der Messung des Magnetfeldes ein signifikanter Fehler zu erwarten ist. Während bei der Kraftmessung die unter den in Abschnitt 4.2 aufgeführten dynamischen Einschränkungen zu beachten sind, gestaltet sich eine Messung der real auftretenden Felder mithilfe der integrierten Hall-Sensorik aufgrund der in Abbildung 5.4 gezeigten inhomogenen Feldverteilung an der zudem gekrümmten Oberfläche als nicht praktikabel. Zwar stimmen gemessene und simulierte Feldstärken im Wesentlichen überein, allerdings ist der Fehlereintrag durch die exakte Sensorposition in Verbindung mit der inhomogenen Feldverteilung zu groß, als dass ein Rückschluss auf die generierten Kräfte gezogen werden kann. Über die Betrachtung des gemessenen Spulenstromes ist dennoch eine Bewertung des dynamischen Verhaltens und eine Abschätzung der Aktorkräfte möglich. Die Abbildung 5.5 zeigt die Abhängigkeit des Spulenstroms von der Strom- bzw. Sollkraftfrequenz. Im Vergleich zur deutlich reduzierten Kraftwirkung in der Simulation verringert sich die gemessene Stromamplitude bei einer Frequenz von 1 kHz nur um ca. 50 %. Dies kann durch den im Verhältnis stark erhöhten Streufluss, jedoch vor allem durch die auftretenden Wirbelströme erklärt werden, welche das wirksame Magnetfeld reduzieren und einen beträchtlichen Teil der zugeführten Energie in Wärme umwandeln. Auf Grundlage dieser Daten ist davon auszugehen, dass die reale Kraftwirkung entsprechend des Simulationsergebnisses im hochfrequenten Bereich deutlich reduziert wird. Die realisierbaren Aktorkräfte liegen jedoch über den erwarteten Schnittkräften des in Abschnitt 4.3 definierten Referenzprozesses; es besteht daher die Erwartung, dass es mit dem vorliegenden Versuchsaufbau möglich ist, den Prozess signifikant zu beeinflussen.

Die Bestromung diametral angeordneter Paare von Elektromagneten erfolgt in der Regel in Form einer Differenzenansteuerung, da diese eine weitgehend lineare Strom-Kraft-Kennlinie ergibt. Die Simulation der magnetischen Feldverteilung zeigt jedoch, dass die Anwendung einer Differenzenansteuerung nicht möglich ist. Der Kern dieser Methode besteht darin, dass eine Spule einen konstanten Fluss einprägt, während die zweite Spule den Fluss dynamisch schwächt oder verstärkt. Durch die Anordnung der Spulen nah am Luftspalt und die hohen Streuflüsse ergibt sich

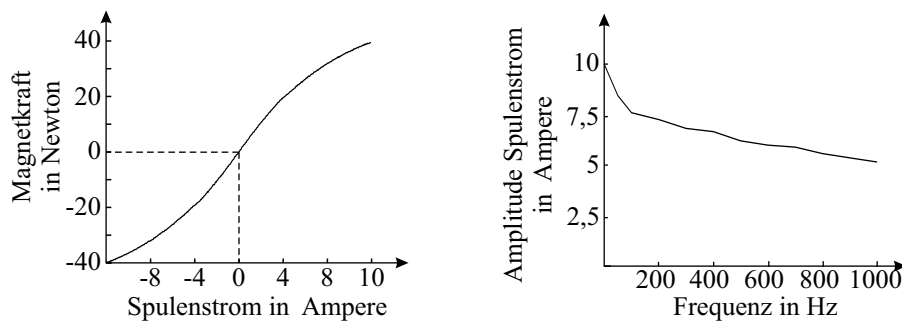


Abbildung 5.5: Messung der Strom-Kraft-Kennlinie des Ringaktors im statischen Fall (links) sowie Messung des Spulenstroms in Abhängigkeit der Stromfrequenz (rechts)

jedoch eine Asymmetrie, wodurch der Luftspaltfluss nicht gänzlich eliminiert werden kann und der Magnet auch dann eine Zugkraft entwickelt, wenn dies nicht gewünscht ist. Es ist daher notwendig, jeden Elektromagneten jeweils mit einem separaten Stromregler auszustatten. Im Versuchsaufbau kommen Stromregler des Typs JUNUS JSP-180-30 der Firma COPLEY MOTION bei einer Zwischenkreisspannung U_{ZK} von 150 V zum Einsatz [Cop11].

Der Versuchsaufbau beinhaltet, wie in Abbildung 4.1 dargestellt, zwei Magnetaktoren, bestehend aus jeweils zwei der betrachteten Eisenkerne. Es kann so bei einer Frequenz von 1 kHz eine Kraftwirkung von etwa $\pm 6,4$ N erzielt werden. Die Kraftentwicklung im Bereich der Ratterfrequenzen erscheint gegenüber den statischen Schleifkräften, welche im Referenzprozess zwischen 40 N und 100 N liegen, zunächst gering. Die Beeinflussung des Schleifprozesses soll jedoch in einem frühen Stadium der Wellenbildung erfolgen und bedarf lediglich der Manipulation der dynamischen Anteile der Prozesskraft. Die dynamischen Prozesskräfte sind in dieser Phase noch sehr gering, weshalb die generierten Aktorkräfte einen signifikanten Einfluss auf den Schleifprozess ermöglichen.

5.4 Aktive Lünette

Der entwickelte Aktorring erlaubt die gezielte Manipulation des Schleifprozesses durch das Aufbringen externer Kräfte auf das Werkstück. Er ist in der Lage, vergleichsweise hohe Stellkräfte zu entwickeln und leitet diese symmetrisch seitlich der Bearbeitungsstelle ein. Die diametrale Anordnung vermeidet einen permanenten Kraftoffset und somit eine unerwünschte Prozessbeeinflussung. Unter dem Aspekt einer praktischen Anwendung zeigt das Konzept jedoch Defizite, da für einen Wechsel des Werkstücks der Ring zerlegt und später wieder zusammengebaut werden muss. Weiterhin wird ein beträchtlicher Teil des Arbeitsraums der Schleifscheibe blockiert, steht nicht für Bearbeitungsoperationen zur Verfügung und muss bei der Trajektorienplanung berücksichtigt werden. Wie aus den zuvor durchgeführten simulativen Analysen hervorgeht, weist die statische und dynamische Feldverteilung außerdem zwei wesentliche Probleme auf, welche eine optimale Kraftentwicklung behindern: Die schon zuvor diskutierten Wirbelströme sowie Streufelder, vgl. auch NACKE [Nac14].

Als Streufelder werden Anteile des magnetischen Flusses bezeichnet, welche nicht durch den Luftspalt verlaufen und somit keinen Nutzen bezüglich der Magnetkraft entfalten. Einerseits kann so nicht das gesamte Potential des Eisenkreises genutzt werden, andererseits muss auch für den Aufbau des Streuflusses Energie aufgebracht werden. Dies schlägt sich in Form einer höheren Induktivität und somit in einer verringerten Dynamik nieder.

Die in Abbildung 5.6 dargestellte aktive Lünette reduziert diese negativen Einflüsse. Eine Anordnung des Aktors diametral zum Eingriffspunkt ermöglicht einen uneingeschränkten Arbeitsraum. Weiterhin bietet die vertikale, zangenförmige Anordnung des Eisenkreises die Möglichkeit, die Kraft auf einem schmalen Werkstückabschnitt aufzubringen und reduziert so die Anforderungen an die Werkstückgeometrie. Streuflüsse werden durch einen hohen Schenkelabstand klein gehalten, während die Entwicklung von Wirbelströmen durch eine kurze Jochlänge, also einem möglichst kurzen Weg der Feldlinien durch das Werkstück, begrenzt wird. Das Konzept ist durch eine variable Kernbreite gut auf andere Werkstücke, benötigte Aktorkraft etc. skalierbar und anpassbar.

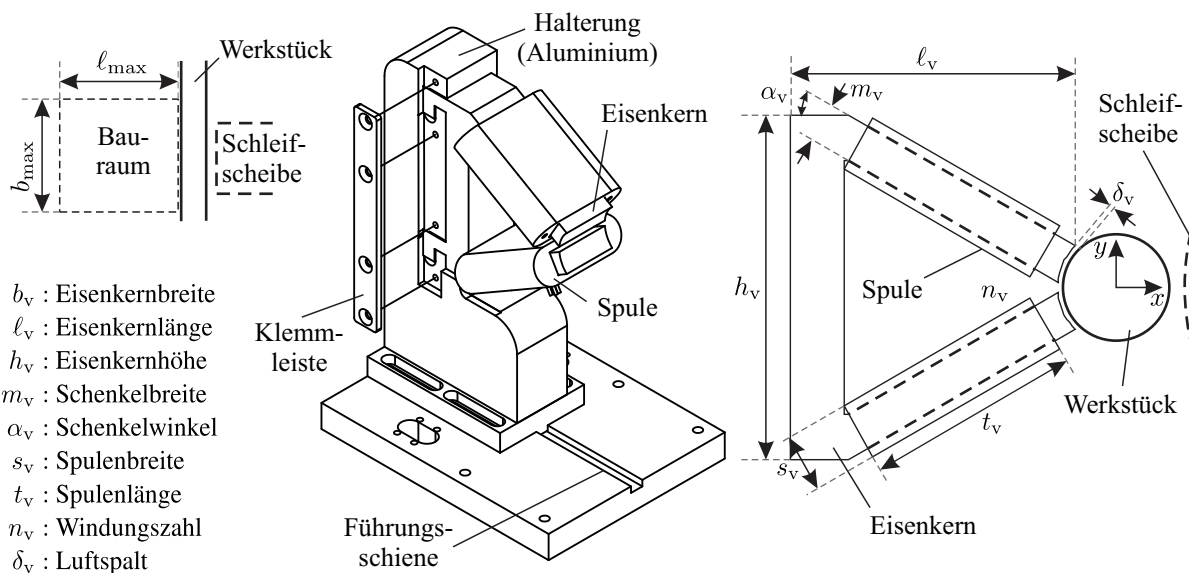


Abbildung 5.6: Schematische Darstellung der aktiven Lünette und ihrer geometrischen Parameter sowie des verfügbaren Bauraums

Die Auswirkungen einiger geometrischer Parameter des Eisenkreises stellen einen Zielkonflikt dar. Ein geringerer Schenkelabstand nahe des Werkstücks reduziert zwar die generierten Wirbelströme, erhöht jedoch die Streuverluste. Es ist zu berücksichtigen, dass das verwendete Kernmaterial bei ca. 1,2 T magnetisch gesättigt ist und dessen Permeabilität für höhere Flussdichten stark abfällt. Der Eisenkreis sollte somit eine durchgängig hohe Querschnittsfläche aufweisen, um eine punktuelle Materialsättigung zu vermeiden. Das vorliegende Optimierungsproblem wurde auf der Basis der Simulationsergebnisse aus FEMM und einer automatisierten Schnittstelle zu MATLAB gelöst. Auf diese Weise ist die Konstruktion einer aktiven Lünette mit optimaler Geometrie möglich. Die Randbedingungen werden dabei durch den verfügbaren Bauraum, aufgespannt durch die Längen

b_{\max} und ℓ_{\max} , vorgegeben. Der mithilfe dieser Optimierungsstrategie entworfene Aktor weist die in Tabelle 5.2 dargestellten Abmessungen und Eigenschaften auf.

Tabelle 5.2: Konstruktive Parameter der entwickelten elektromagnetischen aktiven Lünette

Bezeichnung	Formelzeichen	Abmaß / Größe
Eisenkernbreite	b_v	40 mm
Eisenkernlänge	ℓ_v	129,69 mm
Eisenkernhöhe	h_v	129 mm
Schenkelbreite	m_v	15 mm
Spulenbreite	s_v	5 mm
Spulenlänge	t_v	70 mm
Luftspalt	δ_v	2 mm
Polschuhfläche	A_v	604 mm ³
Spulenstrom	i_{\max}	10 A
Schenkelwinkel	α_v	40°
Windungszahl	n_v	ca. 200

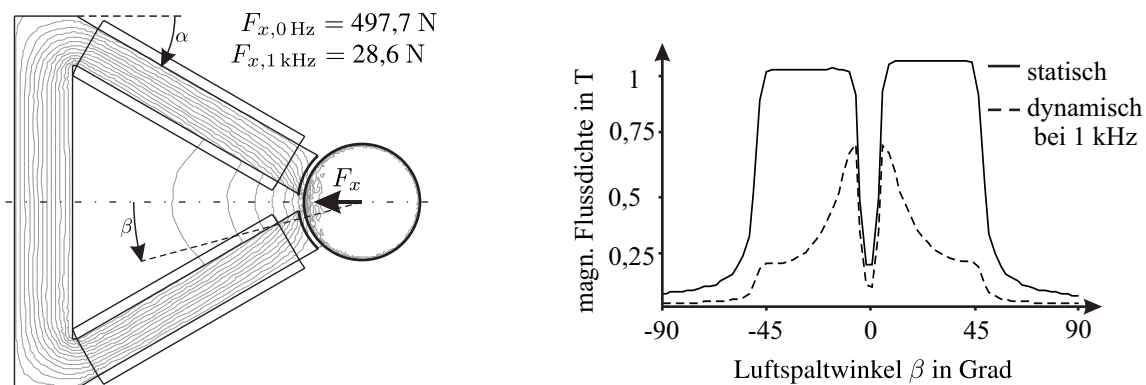


Abbildung 5.7: Simulation der Flussdichte im Eisenkreis sowie Kraftentwicklung der aktiven Lünette

Die Betrachtung der in Abbildung 5.7 gezeigten Feldverteilung ergibt eine deutliche Leistungssteigerung in Bezug auf die Aktorkraft. Wie erwartet, konzentriert sich die Flussdichte im dynamischen Fall nahe der Symmetrieachse ($\beta = 0^\circ$), da längere Wege durch das ungeblechte Werkstück zu induzierten Gegenfeldern führen. Die Streufelder können durch die gewählte Aktorgeometrie stark reduziert werden. Während im statischen Fall eine Kraftentwicklung von 497,7 N möglich ist, zeigt die Simulation bei einer Frequenz von 1 kHz eine Kraft von 28,6 N. Um einen sinusförmigen Kraftverlauf zu realisieren, muss ein statischer Kraftoffset von min. 28,6 N generiert werden. Im Vergleich zu den Ringaktoren zeigt die aktive Lünette ein deutlich besseres Verhältnis von Bauraum zu Kraft. Sie ermöglicht die gezielte Manipulation des Schleifprozesses ohne den Arbeitsraum oder Arbeitsabläufe signifikant zu beeinträchtigen und kann in der Breite leicht skaliert werden, um an den jeweiligen Anwendungsfall angepasst zu werden.

Die entwickelten Aktorkonzepte können nun für die dynamische Untersuchung des Schleifprozesses eingesetzt werden. Zunächst soll so die Analyse von Entwicklungsmechanismen und Eigenschaften

von Ratterschwingungen erfolgen. Diese Erkenntnisse werden dann für die automatisierte Detektion des Regenerativeffekts genutzt.

6 Analyse und Detektion des Regenerativeffektes

Die Grundlage einer erfolgreichen Manipulation des Schleifscheibenverschleißes ist ein umfassendes Prozessverständnis. Insbesondere die Einflüsse von Aktoren, Prozessparametern und äußeren Einwirkungen müssen bekannt sein, um im weiteren Verlauf Modelle und Regelstrategien entsprechend entwickeln und anpassen zu können. In diesem Kapitel werden diese Einflüsse daher zunächst in Abschnitt 6.1 anhand der identifizierten Maschinendynamik untersucht und auf dieser Basis in Abschnitt 6.2 Detektionsverfahren entwickelt, die frühzeitig einen instabilen Prozess erkennen und eine entsprechende Reaktion ermöglichen. Abschließend erfolgt eine Bewertung und ein Vergleich der Ergebnisse in Abschnitt 8.3. Die in diesem Kapitel gezeigten Methoden und Ergebnisse sind teilweise in den Veröffentlichungen von AHRENS ET AL. sowie DENKENA ET AL. dargestellt [AFD⁺13, ADD⁺17], [DOAF14], [DOB⁺19].

6.1 Maschinendynamik

Eine detaillierte Modellierung des gesamten Schleifprozesses durch einen Gray-Box- oder gar White-Box-Ansatz ist aufgrund der komplexen Geometrie der zahlreichen am Schleifprozess beteiligten Komponenten, der nichtlinearen Eingriffsbedingungen sowie der unbekannt Systeminformationen nicht möglich [WB06b]. Aus diesem Grund wird zunächst auf einen Black-Box-Ansatz zurückgegriffen, welcher das dynamische Nachgiebigkeitsverhalten in Abhängigkeit der Frequenz abbilden soll.

Mithilfe des in Abschnitt 5.1 vorgestellten elektrodynamischen Shakers werden gezielt Kräfte auf das Werkstück aufgebracht. Diese Kräfte stellen den Systemeingang dar, deren Amplituden und Phasen mithilfe des integrierten Kraftsensors gemessen werden können und somit bekannt sind. Die in der Folge der Anregung auftretende Verlagerung des Werkstücks stellt die Systemantwort dar, welche mithilfe der Wirbelstromsensoren aufgenommen wird. Der Vergleich von Systemeingang und -ausgang ermöglicht die Identifikation des Systemverhaltens.

Der Wahl eines Anregungssignals kommt im Hinblick auf das Identifikationsergebnis eine große Bedeutung zu. NELLES und ISERMANN schlagen für die Bestimmung des Frequenzgangs eines Black-Box Modells eine Reihe von Verfahren vor, welche auf ihre Eignung hinsichtlich der Systemidentifikation des dynamischen Nachgiebigkeitsverhaltens von Schleifmaschinen untersucht werden [Nel01, IM11]:

- **Impulsanregung:** Die Anregung durch Impulse liefert keine zufriedenstellenden Ergebnisse. Bedingt durch die begrenzte Aktordynamik sowie die geringe Energie, welche durch

eine Impulsanregung in das System eingebracht werden kann, werden hohe Frequenzen nur unzureichend angeregt. Die Auswertung der Systemantwort gestaltet sich aufgrund des schlechten Signal-Rausch-Abstands schwierig und wenig reproduzierbar. Auch die Nutzung eines Impulshammers mit integrierter Beschleunigungsmessung ist aufgrund der geringen Wiederholgenauigkeit und der ungünstigen Versuchsumgebung nicht empfehlenswert.

- **Sprunganregung:** Der Einsatz von Einheitssprüngen zeigt für viele Anwendungen gute Ergebnisse. Die spektrale Energiedichte eines Einheitssprungs ist bei niedrigen Frequenzen hoch und nimmt bei höheren Frequenzen stark ab. Das Identifikationsergebnis weist aufgrund des schlechten Signal-Rausch-Abstands eine schlechte Qualität oberhalb von 100 Hz auf und ist für die hier beabsichtigte Anwendung daher nicht ausreichend.
- **PRBS-Anregung:** Die Nutzung eines *pseudo-random-binary-signal*, also einer quasi-zufälligen Sequenz aus Einheitssprüngen verspricht eine gleichmäßige, breitbandige Anregung des Systems. Für das hier vorliegende Problem unter Berücksichtigung der verwendeten Aktorik ist jedoch die spektrale Energiedichte insbesondere in höheren Frequenzbereichen nicht ausreichend, um ein gutes Signal-Rausch-Verhältnis zu erlangen.
- **Chirp-Anregung:** Durch eine harmonische Anregung, deren Frequenz kontinuierlich steigt, werden aufgrund der hohen spektralen Energiedichte die besten Ergebnisse erzielt. Nachteilig macht sich hier jedoch das instationäre Prozessverhalten bemerkbar, da die verschiedenen Frequenzbereiche nacheinander untersucht werden und sich in der Zwischenzeit Welligkeiten auf der Scheibe ausprägen, deren Einflüsse sich mit der Systemantwort überlagern. Da diese Störungen frequenzdiskret auftreten, können sie vor und nach der Anregung mit eben dieser gestörten Frequenz erfasst werden und gemäß einer angenommenen linearen Superposition subtrahiert werden. Noch bessere Ergebnisse werden mit einem gestuften Sinussignal erzielt, bei dem anstelle einer kontinuierlichen Steigerung der Frequenz eine diskrete Anhebung um 3 Hz nach jeweils 50 Perioden realisiert wird. Das Anregungssignal durchläuft auf diese Weise den Frequenzbereich zwischen 300 Hz und 1500 Hz, da in diesem Bereich die maßgebliche Welligkeitsbildung auf der Schleifscheibe erfolgt.

Zur Identifikation des dynamischen Maschinenverhaltens eignet sich somit ein schrittweise in der Frequenz erhöhtes Sinussignal am besten. Die Abbildung 6.1 zeigt links die resultierende Werkstückbewegung während des Referenzprozesses aus Abschnitt 4.3 bei Anregung mit einem solchen Signal. Hellere Farbtöne signalisieren hier größere Schwingungsamplituden. Deutlich zu erkennen sind die diskreten Ratterfrequenzen, welche ein Vielfaches der Schleifscheibendrehzahl darstellen und mit der Prozessdauer immer weiter anwachsen. Neben dem den interessierenden Frequenzbereich durchlaufendem Anregungssignal finden sich auch parasitäre Anregungssignale mit geringer Amplitude, welche Vielfache des Anregungssignals darstellen, in der Werkstückbewegung. Dies ist auf die Stromregler zurückzuführen, welche mit einer Pulsweitenmodulation den Stromverlauf stellen [BB12].

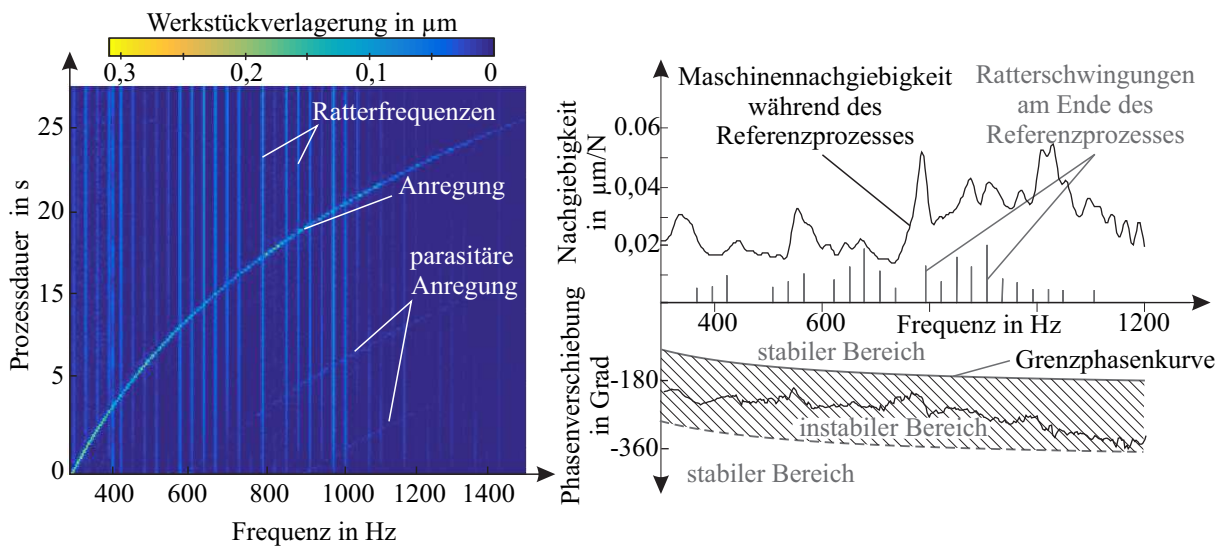


Abbildung 6.1: Spektrogramm der Werkstückverlagerung (links) sowie gemessener Frequenzgang während des Schleifprozesses (rechts) jeweils bei Kraftanregung mit gestufter Sinus durch den elektrodynamischen Shaker

Die Abbildung 6.1 zeigt auf der rechten Seite einen Vergleich der auftretenden Ratterschwingungen am Ende des Referenzprozesses mit der durch die gestufte Anregung ermittelten Maschinennachgiebigkeit. Es ist deutlich zu erkennen, dass eine hohe dynamische Maschinennachgiebigkeit mit Ratterschwingungen im entsprechenden Frequenzbereich einhergeht. Die in Abschnitt 2.2 beschriebene Grenzphasenkurve von ALLDIECK ergibt sich aus der für den Prozess ermittelten Übergangsfrequenz f_t von 76 Hz und strebt asymptotisch gegen -180° . Eine Gegenüberstellung der Phase der Maschinennachgiebigkeit zeigt, dass der gesamte untersuchte Frequenzbereich instabil ist, also die Voraussetzungen für schleifscheibenseitige Ratterschwingungen erfüllt sind.

Nachdem die Entstehungsmechanismen der Ratterschwingungen für den vorgestellten Referenzprozess näher beleuchtet sind, sollen im Folgenden die Auswirkungen von Parametervariation und Änderungen der Randbedingungen dargestellt werden. Dies ist hinsichtlich der Auswertung und Durchführung der Versuche unerlässlich, da der Referenzprozess prinzipbedingt Variationen der Versuchsbedingungen aufweist; Durchmesser von Schleifscheibe und Werkstück werden reduziert und führen zwangsläufig zu einer Veränderung der dynamischen Eigenschaften des Prozesses. Auch das Zeitspanvolumen und die Werkstückhärte beeinflussen das dynamische Verhalten und die Stabilität des Prozesses. Als Quelle für das Anregungssignal dient im Folgenden der elektromagnetische Ringaktor, da dieser im Vergleich zum Shaker über eine höhere Maximalkraft verfügt und den Prozess im Gegensatz zur aktiven Lünette nicht mit einer Offsetkraft beaufschlagt. Dies ermöglicht die Untersuchung des Prozesses mit höherer Genauigkeit; jedoch ohne die Möglichkeit einer direkten Kraftmessung. Die erzeugten Aktorkräfte unterliegen den in Abschnitt 5.3 diskutierten nichtlinearen Einflüssen; die tatsächlich wirkenden Kräfte unterliegen daher einer signifikanten Unsicherheit. Für die hier angestrebte Untersuchung der Einflüsse verschiedener

Prozessparameter ist jedoch die Ermittlung relativer Unterschiede ausreichend. Die im Folgenden vorgestellten Ergebnisse der dynamischen Werkstücknachgiebigkeit sind daher auf die maximale Kraft des elektromagnetischen Ringaktors normiert. Die dargestellte Nachgiebigkeit erscheint somit in höheren Frequenzbereichen kleiner, da die Aktorkraft hier, wie in Abschnitt 5.3 gezeigt, abnimmt.

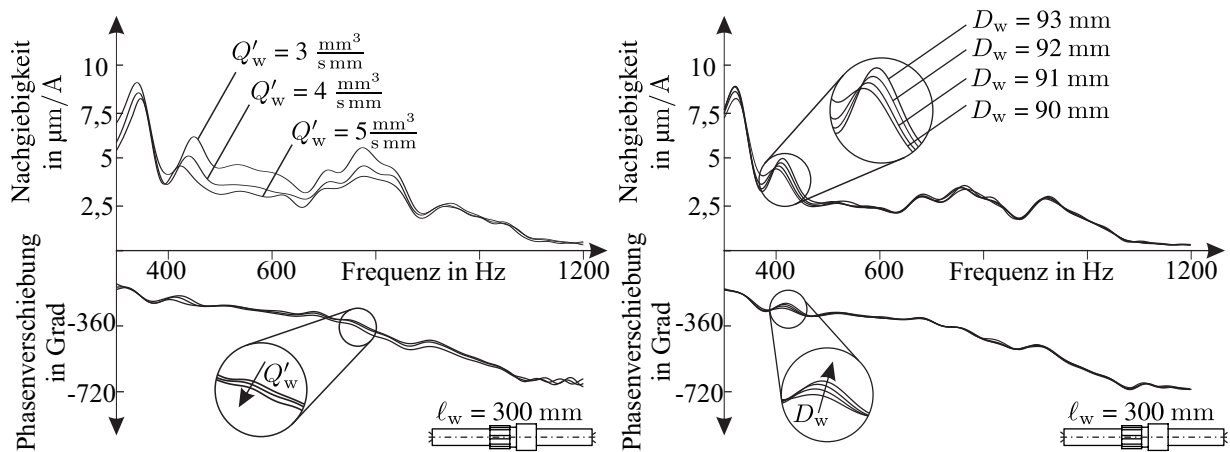


Abbildung 6.2: Einfluss von Zeitspanvolumen und Werkstückdurchmesser auf die dynamische Maschinennachgiebigkeit

Ein wesentlicher Einfluss auf die dynamische Maschinennachgiebigkeit ist auf eine Veränderung des bezogenen Zeitspanvolumens zurückzuführen. Die Abbildung 6.2 zeigt links den Einfluss verschiedener Zeitspanvolumina auf die dynamische Maschinennachgiebigkeit. Ein höheres bezogenes Zeitspanvolumen hat eine geringere Nachgiebigkeit des Systems zur Folge. Allerdings wird gleichzeitig die Phase abgesenkt, was sich in der Regel stabilitätsmindernd auswirkt. Für die folgenden Untersuchungen von Prozessüberwachungsmethoden und speziell der Prozessmodellierung ist festzuhalten, dass das bezogene Zeitspanvolumen wie erwartet eine relevante Einflussgröße darstellt.

Während das Zeitspanvolumen zu den Prozessparametern gehört, auf die der Bediener direkten Einfluss hat, existieren inhärente Parametervariationen durch den Schleifprozess selbst. Dies ist beispielsweise beim Werkstückdurchmesser der Fall, dessen Einfluss auf das Nachgiebigkeitsverhalten auf der rechten Seite der Abbildung 6.2 dargestellt ist. Änderungen haben vor allem bei kleineren Frequenzen einen Einfluss; hier ändern sich Amplitude, Phase und Frequenz der ersten Resonanz, verdeutlicht durch eine Vergrößerung. Die sichtbaren Abweichungen haben jedoch einen geringen Einfluss auf die Entwicklung des Regenerativeffektes, da der gefährdete Frequenzbereich bei geringen Durchmesseränderungen unbeeinflusst bleibt. Größere Änderungen des Werkstückdurchmessers haben, wie vielfach in der Literatur beschrieben, einen signifikanten Einfluss auf die Werkstücknachgiebigkeit. In den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messungen können starke Veränderungen der Systemcharakteristik ab einem Differenzdurchmesser von 15-20 mm beobachtet werden. Versuche mit ähnlichem Werkstückdurchmesser sind demnach vergleichbar.

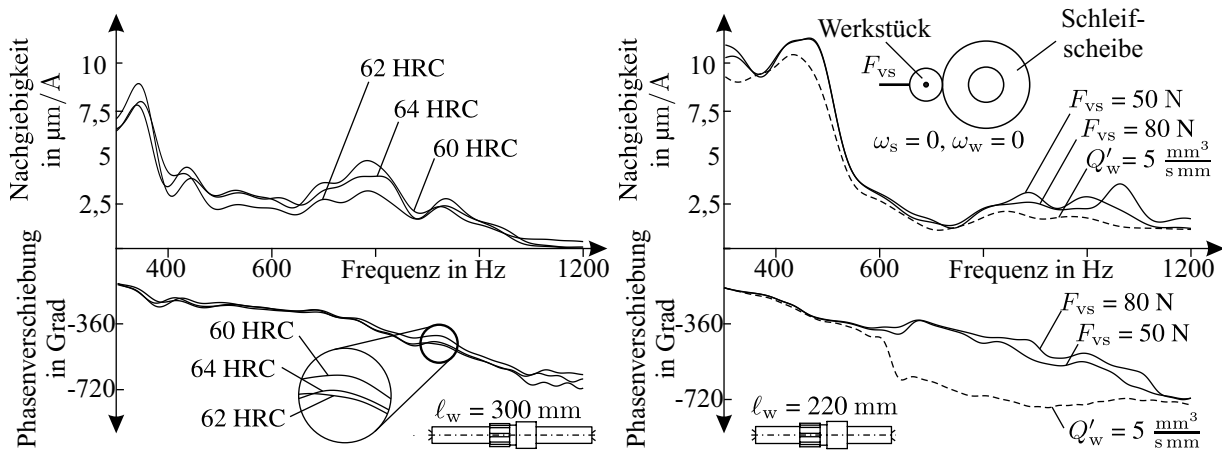


Abbildung 6.3: Einfluss einer variierenden Werkstückhärte auf die Maschinendynamik (links) sowie Vergleich der Werkstücknachgiebigkeit des verspannten Systems im Stillstand und zur Prozesslaufzeit (rechts)

Ein weiterer Einflussfaktor, auf den der Bediener in der Regel keinen Einfluss hat, ist die Werkstückhärte. Diese kann deutlichen Schwankungen unterliegen. Die Härte der hier verwendeten Werkstückproben aus vergütetem Wälzlagerstahl bewegt sich zwischen 60 HRC und 64 HRC. Die Analyse des Einflusses der Werkstückhärte auf die dynamische Maschinennachgiebigkeit ist in Abbildung 6.3 auf der linken Seite dargestellt. Es zeigen sich deutliche Unterschiede zwischen den einzelnen Härtegraden, jedoch lässt sich der Einfluss nicht näher quantifizieren. Da eine Bestimmung der Werkstückhärte nicht für jede Werkstückprobe vorgenommen werden kann, muss jedes Werkstück als einzigartig angesehen werden. Hinsichtlich der angestrebten Modellierung des Schleifprozesses bedeutet dies signifikante Einschnitte hinsichtlich der Wiederholgenauigkeit der Referenzprozesse bei einem Werkstückwechsel. Dies bedeutet weiterhin, dass die hier gezeigten Messungen untereinander nur dann vergleichbar sind, wenn sie mit dem gleichen Werkstück durchgeführt worden sind. Die im weiteren Verlauf dieser Arbeit dargestellten Ergebnisse sowie die daraus gezogenen Schlussfolgerungen beziehen sich daher, sofern nicht anders angegeben, auf zusammenhängende Messreihen mit demselben Werkstück. Die wesentlichen Einflussfaktoren, welche im weiteren Verlauf berücksichtigt werden müssen, sind somit identifiziert.

Abschließend soll gezeigt werden, dass es nicht möglich ist, die Erfassung des Nachgiebigkeitsverhaltens im Stillstand der Maschine durchzuführen. Es wäre so deutlich leichter, den Verlauf zu vermessen, da die Anregung und Messung von Werkstückbewegungen sehr viel leichter und kontrollierter erfolgen kann. Die mittlere Prozesskraft eines Prozesses mit $Q'_w = 5 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$ liegt bei etwa 50 N. Durch die Verspannung von Schleifscheibe und Werkstück im Stillstand wird versucht, diese Prozesskraft möglichst gut zu imitieren. Der Vergleich der Ergebnisse zweier Messungen mit unterschiedlicher Vorspannkraft F_{vs} (durchgezogene Verläufe) mit den Resultaten einer Messung während einer Schleifoperation mit $Q'_w = 5 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$ (gestrichelter Verlauf) in Abbildung 6.3 rechts zeigt deutliche Unterschiede. Eine Ermittlung des Nachgiebigkeitsverhaltens ist auf diese Weise somit nicht möglich, da das dynamische Verhalten des Werkstücks neben der Kontaktsteifigkeit und

-dämpfung der Schleifscheibe zusätzlich von transienten Vorgängen beeinflusst wird, die im Prozess auftreten und die Amplitude und Phase der Nachgiebigkeit absenken. Zu diesen Effekten können unter anderem der von YAMADA beschriebene Einfluss der Rotationsgeschwindigkeit auf die Kontaktsteifigkeit oder auch die im Rahmen der Versuchsdurchführung beobachteten dynamischen Setzvorgänge in der Schleifscheibe gezählt werden, die zu einer Hysterese in der Kontaktsteifigkeit führen [YSL02, YLM09].

Die aufgezeigten Zusammenhänge ermöglichen nun eine Bewertung des Schleifprozesses und den Entwurf und die Untersuchung von Detektionsverfahren, welche der Erkennung eines instabilen Prozesses dienen.

6.2 Detektionsverfahren

Ein teil- oder vollautomatisierter Ablauf ist auf eine automatische Prozessüberwachung angewiesen, welche Ratterschwingungen in einem frühen Stadium detektiert. Ein erfahrener Maschinenbediener erkennt in der Regel rechtzeitig, ob ein Schleifprozess wunschgemäß verläuft. Anhand der Schallemissionen ist er in der Lage, den Prozess zu bewerten und im Falle von Anomalien entsprechende Gegenmaßnahmen einzuleiten. Viele Verfahren zur Detektion von Ratterschwingungen liefern einen Kennwert, welcher einem Schwellwert gegenüber gestellt wird. Das Festlegen eines solchen Schwellwertes beinhaltet die bereits in Abschnitt 2.4 diskutierte Schwierigkeit, dass die Mehrzahl der Schleifprozesse im instabilen Bereich durchgeführt werden und ist mit der Frage verbunden, wann es ökonomisch sinnvoll ist, den Prozess abubrechen bzw. das Werkzeug abzurichten. Weiterhin sind die Verfahren meist nicht in der Lage, diesen Kennwert unabhängig von Prozessparametern und Fremdeinflüssen zu ermitteln.

Der Mensch ist dagegen in der Lage, all diese Einflüsse und Randbedingungen einzukalkulieren und eine vergleichsweise gute Bewertung des Prozesses durchzuführen. Wie von KARPUSCHEWSKI und TÖNSHOFF dargelegt, werden die gängigen Verfahren an einer Referenz gemessen, welche auf Grundlage von optischen oder akustischen Eindrücken bzw. auf Basis von Sensordaten durch einen Menschen ermittelt wurde [KWI00, TFB02]. Auch die berechneten Kennwerte der hier untersuchten Verfahren werden dem subjektiven Eindruck des erfahrenen Maschinenbedieners gegenübergestellt. Ziel ist ein Verfahren, welches unabhängig von Prozessparametern und Werkstückgeometrie eine ähnliche Prozessbewertung ausgibt, wie der Bediener. Der Erfahrungsschatz eines Maschinenbedieners ist schwer quantifizierbar; jedoch bleibt die Qualität der von ihm auf Basis der optischen und vor allem akustischen Prozessinformationen getroffenen Einschätzung unerreicht. Dies gilt insbesondere für den hier untersuchten Referenzprozess durch dessen zahlreiche Wiederholungen ein Anlernen von kritischen Prozessemissionen erfolgen konnte. Im Folgenden werden drei Verfahren auf ihre Eignung bezüglich der aktiven Stabilisierung des Schleifprozesses und deren Anwendbarkeit auf die verschiedenen Sensorsignale untersucht.

Die Analyse der Verfahren wird anhand mehrerer Messreihen durchgeführt, in denen sowohl das bezogene Zeitspanvolumen als auch die Schnittgeschwindigkeit variiert wird. Die Ausgabe der verschiedenen Ratterdetektoren wird im weiteren Verlauf dem subjektiven Eindruck von zwei erfahrenen Maschinenbedienern gegenübergestellt. Die Bewertung der Ratterintensität wird jeweils gegen Ende des Schleifprozesses durchgeführt und erfolgt anhand einer Skala von Null bis Zehn. Ein Prozess ohne Ratterschwingungen erhält dabei den Wert Null, während beim Auftreten starker Ratterschwingungen, bei denen es zum Abheben des Werkstücks von der Schleifscheibe kommt, der Wert Zehn vergeben wird. Hinsichtlich der Entwicklung automatisierter Schleifprozesse und des Einsatzes einer aktiven Prozessstabilisierung ist hier in erster Linie der Bereich schwacher Ratterschwingungen interessant. Je früher die Detektion und Bewertung von unerwünschten Schwingungen gelingt, desto wirksamer können Gegenmaßnahmen eingesetzt werden.

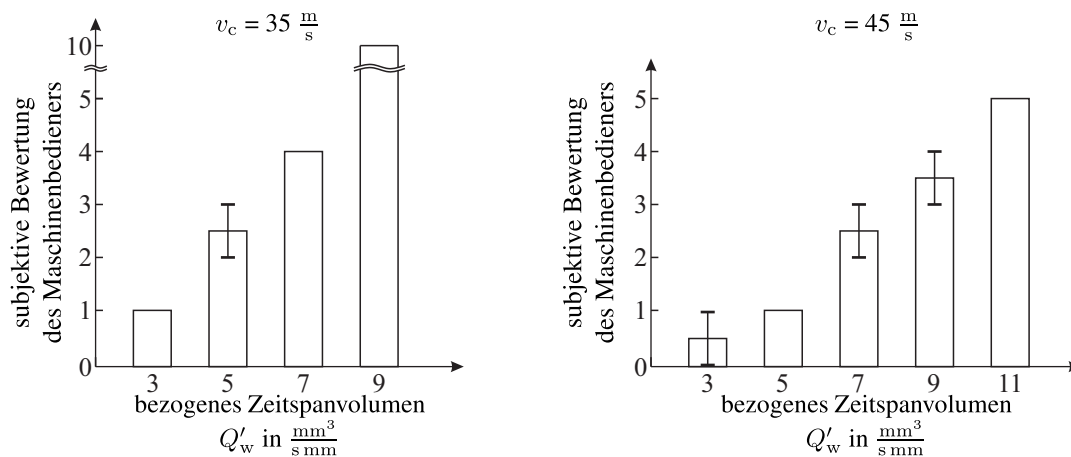


Abbildung 6.4: Bewertung der Ratterintensität des Schleifprozesses durch zwei Bediener bei Variation von Schnittgeschwindigkeit und Zeitspanvolumen

Zunächst soll die subjektive Bewertung des Maschinenbedieners näher untersucht werden, welche in erster Linie auf akustischer Wahrnehmung während des Prozesses und optischer sowie haptischer Untersuchung des Werkstücks nach dem Prozess beruht. Dies geschieht anhand zweier Messreihen, während denen die einflussreichsten Prozessparameter variiert werden: das Zeitspanvolumen und die Schnittgeschwindigkeit. Die beiden Bediener bewerten unabhängig voneinander den Prozess. In Abbildung 6.4 ist diese Bewertung dargestellt. Die Bewertung der beiden Bediener stimmt in den meisten Fällen überein und differiert um nicht mehr als eine Bewertungsstufe. Die hohe Übereinstimmung kann vor allem auf die Erfahrung aus hunderten Referenzversuchen zurückgeführt werden, die beide Bediener zu diesem Zeitpunkt bereits durchgeführt hatten. Erwartungsgemäß steigt die Intensität der Ratterschwingungen bei steigendem bezogenem Zeitspanvolumen. Je höher dagegen die Schnittgeschwindigkeit, desto stabiler verläuft der Prozess, was sich entsprechend in der Bewertung durch den Bediener zeigt. Wie beschrieben, können Ratterschwingungen das Schleifergebnis negativ beeinflussen. Im Hinblick auf die vorgestellte Bewertungsskala sollte bei den hier vorliegenden Prozessen daher dann ein Abrichtvorgang eingeleitet werden, wenn die

Bewertung des Prozesses eine Ratterintensität von 2 bis 3 ergibt, um die Bildung von Rattermarken auf der Werkstückoberfläche zu vermeiden. Aus Gründen des Maschinenschutzes wird der Prozess spätestens nach erstem Abheben des Werkstücks von der Schleifscheibenoberfläche abgebrochen. Der Zeitpunkt des Abhebens dient zudem als feste Referenz, da er eindeutig bestimmt werden kann und er sich durch eine deutliche Frequenzverschiebung der Schwingung kurz vorher ankündigt. Auf Grundlage dieser Referenz wird angenommen, dass die Einschätzung des Bedieners nur geringen Schwankungen unterliegt.

Auswertung der Schwingungsrichtung

Diese Bewertungsgrundlage bietet nun die Möglichkeit, verschiedene Verfahren zur Prozessüberwachung zu vergleichen und deren Leistungsfähigkeit zu bewerten. Im Folgenden werden drei dieser Verfahren vorgestellt, welche im Rahmen dieser Arbeit implementiert wurden. Diese Verfahren können prinzipiell auf jedes der in /chaVersuchsaufbau vorgestellten Messsignale angewendet werden; eine Analyse der Eignung der einzelnen Verfahren in Kombination mit verschiedenen Eingangssignalen folgt in Abschnitt 8.3. Wie in Abschnitt 2.4 gezeigt, wandelt sich das Schwingungsbild des Werkstücks in der xy -Ebene bei zunehmender Intensität der Ratterschwingungen von einer zufällig verteilten in eine gerichtete Bewegung. Je stärker die entstehende Oszillation, desto deutlicher prägt sich eine ellipsenförmige, gerichtete Bewegung aus, vgl. Abbildung 2.9. Die Ursache dieser Form der Schwingungsentwicklung liegt in den Zerspanungs- und Reibeffekten, die im Kontakt zwischen Schleifscheibe und Werkstück auftreten und die die Ausprägung des Schwingwinkels α_s zur Folge haben. Dieser Mechanismus wird in den Abhandlungen von SCHÜTTE näher beschrieben [Sch04]. Das Halbachsenverhältnis der Schwingellipse wird als Stabilitätsindikator genutzt und mit einem Schwellwert verglichen.

Das Verfahren gliedert sich in folgende Schritte:

1. Anwendung eines Hochpassfilters auf die gemessenen Verlagerungen in x - und y -Richtung, um die Einflüsse der Werkstückdrehzahl zu unterdrücken.
2. Hauptachsentransformation der Schwingellipse, welche um den Winkel α_s zur x -Achse gedreht ist.
3. Vergleich des Verhältnisses der Ellipsenhalbachsen mit einem Schwellwert S_e .

Die Abbildung 6.5 zeigt die Entwicklung des Halbachsenverhältnisses anhand des Referenzprozesses bei variierendem Zeitspanvolumen Q'_w bei unterschiedlichen Schnittgeschwindigkeiten. Da ein höheres Zeitspanvolumen mit einer kürzeren Prozessdauer einhergeht, ist hier auf der Abszissenachse das zerspannte Werkstückvolumen V_w anstelle der Prozessdauer t dargestellt. Dies stellt eine bessere Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Prozesse her. Der Versuch bei einer Schnittgeschwindigkeit von $v_c = 35 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ und einem bezogenen Zeitspanvolumen von $Q'_w = 9 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$ wurde nach Abheben des Werkstücks aus Gründen des Maschinenschutzes abgebrochen. Der Verlauf endet daher bei einem zerspannten Volumen von ca. 1000 mm^3 .

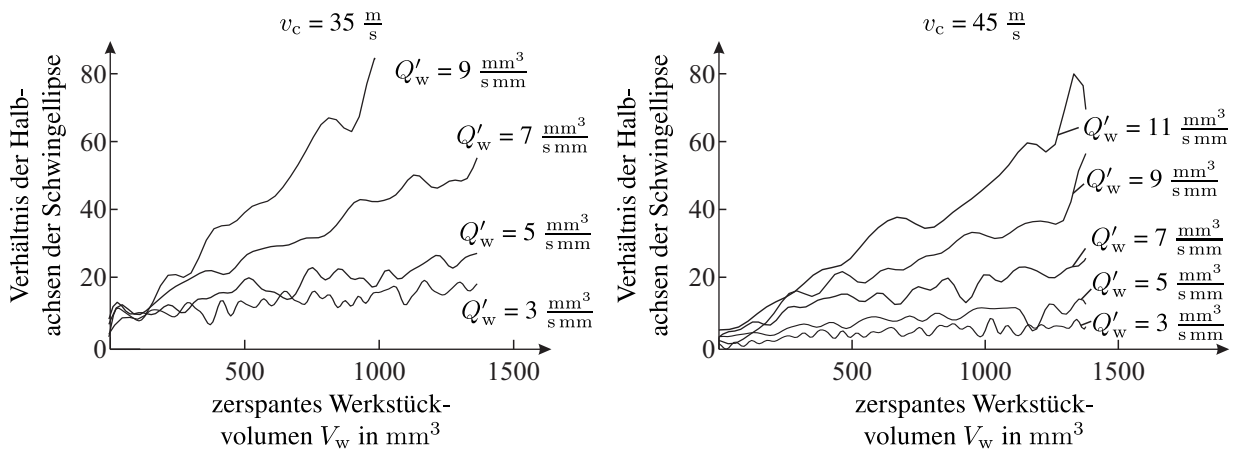


Abbildung 6.5: Entwicklung des Halbachsenverhältnisses der Schwingellipse der Werkstückverlagerung in Abhängigkeit des zerspanten Volumens bei verschiedenen bezogenen Zeitspanvolumina und Schnittgeschwindigkeiten

Die Schwingellipse wird hier aus den mit einem Hochpass bei einer Grenzfrequenz von 100 Hz gefilterten Daten der Wirbelstromsensoren berechnet. Es zeigt sich, dass die mit einem höheren Zeitspanvolumen einhergehende schnellere Welligkeitsbildung sich auch in der Entwicklung der Schwingellipse widerspiegelt und sich bei einer höheren Schnittgeschwindigkeit niedrigere Werte ergeben. Der Vorteil der Auswertung der Schwingungsrichtung liegt vor allem in dessen einfacher Implementierung. Eine Korrelation zur Bedienerbewertung ist in grundsätzlicher Form gegeben; eine genauere Analyse der Eignung für ein automatisiertes Detektorkonzept erfolgt am Ende dieses Kapitels.

Wavelet-basierter Detektor

Ratterschwingungen können, wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, nur in ganzzahligen Vielfachen der Schleifscheibendrehzahl auftreten, da die sich bildenden Wellenzüge nach einer Umdrehung geschlossen sein müssen. Die Superposition von Oberflächenwellen unterschiedlicher Wellenlänge resultiert in einer Schwebung; die Amplitude der resultierenden Schwingungen schwillt daher in kurzen Schüben an und ab. Dieses Phänomen wird auch als Ratterburst bezeichnet. Über eine Schleifscheibenumdrehung hinweg treten je nach Oberflächenwelligkeit einer oder mehrerer dieser Bursts auf. Die in Abbildung 6.6 gezeigte Ähnlichkeit dieser Bursts zu den von DAUBECHIES vorgestellten Wavelets hat SCHÜTTE für den Aufbau eines Detektors genutzt [Dau92, Sch04].

Bei der Wavelet-Transformation wird das zu untersuchende Signal mit gestauchten und gestreckten Versionen eines Basis-Wavelets gefaltet. Das Verfahren kann in Form der diskreten Wavelet-Transformation (DWT) als Filterbank implementiert werden. Dabei wird das Signal mithilfe eines Hoch- und eines Tiefpassfilters in zwei Frequenzbänder zerlegt. Wie von MALLAT beschrieben, ergeben sich die Filterkoeffizienten C_{hi} des Hochpasses direkt aus dem Basiswavelet, wohingegen

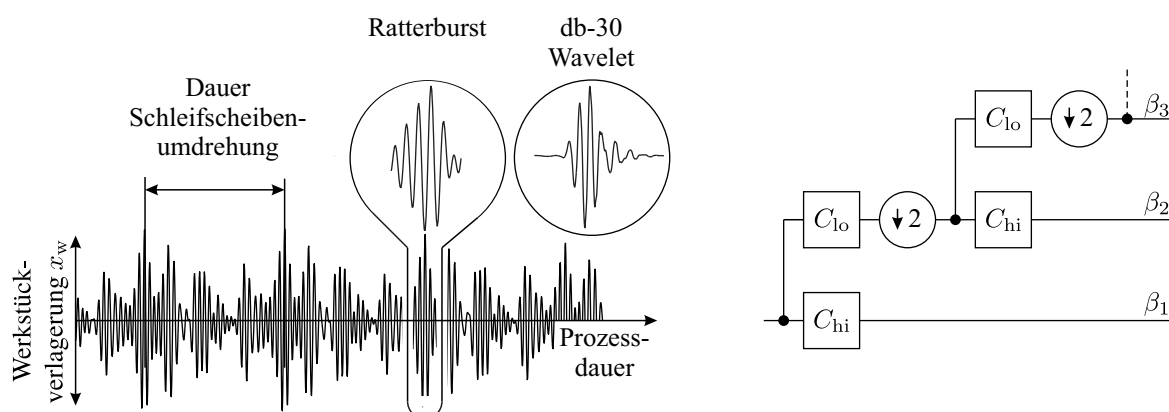


Abbildung 6.6: Ratterburst infolge der Überlagerung von Ratterfrequenzen im Vergleich zu einem db-30 Wavelet und der Aufbau einer Diskreten Wavelet Transformation in Form einer Filterbank

die Koeffizienten C_{lo} des Tiefpasses die Impulsantwort der zugehörigen Skalierungsfunktion darstellen [Mal89]. Die beiden Filter produzieren linear unabhängige Unterräume bzw. Bänder. Diese Zerlegung wird nach einem Downsampling um den Faktor zwei auf das jeweils untere Band rekursiv angewendet. Das Vorgehen wird durch Abbildung 6.6 auf der rechten Seite verdeutlicht. Es entstehen Bänder mit unterschiedlichen spektralen Anteilen, welche zueinander ins Verhältnis gesetzt werden können, um eine Aussage über die Prozessstabilität zu treffen.

In seinen Arbeiten legt SCHÜTTE den Schwerpunkt auf die Simulation des Schleifprozesses und konzentriert sich im kleineren Bereich der Prozessüberwachung auf die Methodenentwicklung. Bezüglich des Wavelet-basierten Detektors stellt sich daher die Frage nach praktischen Aspekten wie beispielsweise der Prozessparameterabhängigkeit, die im Folgenden untersucht werden soll. Das Verfahren gliedert sich zunächst in drei Schritte:

1. Zerlegung des gemessenen Verlagerungssignals $\tilde{x}_w(k)$ der Länge N_D in x -Richtung in Spektralbänder β_p bzw. Spektralanteile x_{lo} und x_{hi} wie in Abbildung 6.6 auf der rechten Seite dargestellt:

$$x_{lo}^{(0)}(k) = \tilde{x}_w(k), \quad (6.1)$$

$$x_{lo}^{(p)}(k) = \sum_{m=1}^{N_D/p} x_{lo}^{(p-1)}(pk) C_{lo}(-m+k) \quad p \in 1, 2, \dots, p_D, \quad (6.2)$$

$$x_{hi}^{(p)}(k) = \beta_p(k) = \sum_{m=1}^{N_D/p} x_{lo}^{(p-1)}(pk) C_{hi}(-m+k). \quad (6.3)$$

2. Normierung aller Spektralbänder β_p auf den Wert des zum jeweiligen Zeitpunkt betragsstärksten Spektralbandes:

$$\bar{\beta}_p(k) = \frac{\beta_p(k)}{\max(\beta_1(k), \beta_2(k), \dots, \beta_{p_D}(k))}. \quad (6.4)$$

3. Unterteilung in aktive und inaktive Bänder durch einen Schwellwert δ_D . Sind weniger als drei Bänder aktiv, so dominiert ein Frequenzbereich das restliche Spektrum. Dies deutet auf Rattern hin. Ein Band $\bar{\beta}_p$ ist aktiv, wenn die folgende Bedingung erfüllt ist:

$$\bar{\beta}_p(k) > \delta_D. \quad (6.5)$$

Im Wesentlichen nimmt dieses Verfahren einen Vergleich von Hintergrundrauschen bzw. Störeinflüssen und der Intensität der Ratterschwingungen vor. Hier liegt auch die Schwelle von weniger als drei aktiven Bändern begründet, da eine einzelne dominante (Ratter-)Frequenz ein Band und im ungünstigen Fall zwei Bänder im Vergleich zu den übrigen Bändern anhebt. Die Schaltschwelle ist daher in erster Linie von der Prozessumgebung abhängig. Für gegebene Prozessbedingungen kann so jedoch eine gute Prozessbewertung vorgenommen werden. Auf Grundlage der Arbeiten von SCHÜTTE wird die Komponente der Werkstückschwingung verwendet, welche orthogonal zur Schleifscheibenoberfläche gerichtet ist. Im vorliegenden Versuchsaufbau entspricht diese Komponente der oben genannten x -Richtung. Die Anzahl p_D der für das Verfahren notwendigen Spektralbänder ist von der Abtastrate und den Prozessparametern abhängig. Für den Referenzprozess ergibt sich eine Übergangsfrequenz f_t von ca. 76 Hz, unterhalb der kein schleifscheibenseitiges Rattern auftritt. Bei der hier verwendeten Abtastfrequenz von 10 kHz repräsentiert das erste Band in etwa den Bereich von 2,5 kHz bis zur Nyquist-Frequenz von 5 kHz. Jede weitere Iteration unterteilt das unterste Band zu gleichen Teilen in zwei neue Spektralbänder. Es ist somit notwendig, das Verlagerungssignal in bis zu sieben Spektralbänder zu unterteilen, damit die vorhandenen niederfrequenten Einflüsse wie die Werkstückdrehzahl ausschließlich durch das unterste Spektralband repräsentiert werden. Dieses umfasst dann Frequenzen von bis etwa 78 Hz. Aus Gründen der Übersichtlichkeit und weil im hier untersuchten Prozess keine Ratterschwingungen unterhalb von 500 Hz zu beobachten sind, wird die Darstellung im Folgenden auf fünf Bänder reduziert.

Die sich auf diese Weise ergebenden Verläufe der spektralen Anteile sind in Abbildung 6.7 bei zwei verschiedenen Zeitspanvolumina dargestellt. Ein Spektralband steigt umso stärker an, desto stärkere Schwingungen in dem durch es repräsentierten Frequenzbereich auftreten. Bei einem Zeitspanvolumen von $Q'_w = 7 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$ dominieren $\bar{\beta}_2$ und $\bar{\beta}_3$ das Spektrum während die restlichen Bänder Anteile verlieren. Dies lässt auf langsam anwachsende Schwingungen schließen, welche aber nicht ausreichen, um die übrigen Bänder unter den hier zu $\delta_D = 0,3$ gewählten Schwellwert zu drücken. Bei einem Zeitspanvolumen von $Q'_w = 9 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$ ist dies nach einem zerspannten Volumen von V_w^* der Fall und der Detektor signalisiert hier einen ratternden Prozess.

Die Interpretation des Verlaufs der Spektralbänder gestaltet sich als vergleichsweise aufwändig. Daher wird das beschriebene Verfahren um einen vierten Schritt erweitert, welcher die Ermittlung eines skalaren Kennwerts ermöglicht. Dieser ergibt sich aus dem Verhältnis der Summe aus den

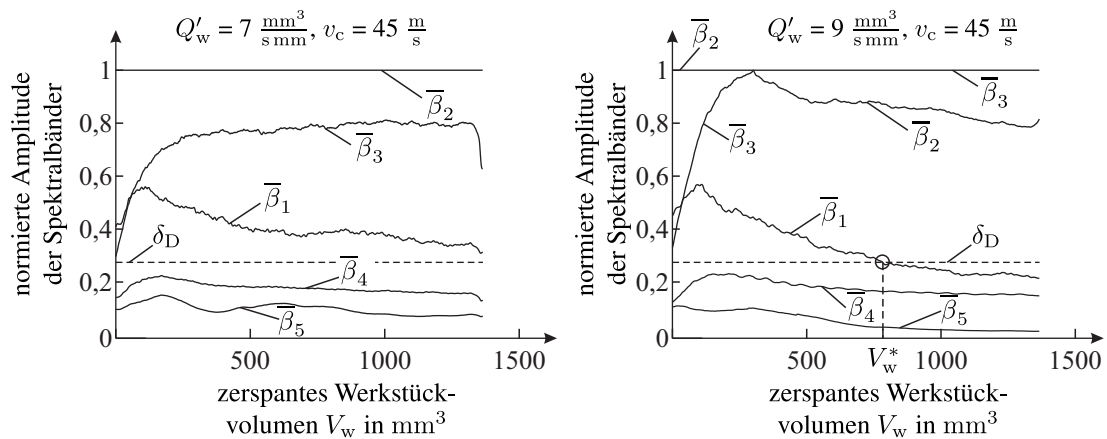


Abbildung 6.7: Verlauf der durch die DWT ermittelten spektralen Bänder während des Referenzprozesses in Abhängigkeit von Schnittgeschwindigkeit und bezogenem Zeitspanvolumen

beiden betragstärksten Bändern und der Summe der restlichen Bänder und spiegelt den Verlauf der Ratterintensität wider. Das Ergebnis ist ein skalarer Kennwert, welcher in Abbildung 6.8 bei einer Variation der Schnittgeschwindigkeit und des bezogenen Zeitspanvolumens dargestellt ist. Das Verfahren erweist sich insgesamt als sehr sensitiv, da ein großer Unterschied zwischen konservativ und aggressiv gewählten Prozessparametern sichtbar ist. Dies bringt einerseits Vorteile bei der Festlegung des Schwellwertes, da dieser vergleichsweise willkürlich gewählt werden kann. Andererseits ist die Anwendung auf ein automatisiertes Verfahren gerade deshalb schwierig, da die Schaltschwelle nur in geringem Maße beeinflusst werden kann. Eine genauere Einordnung der Ergebnisse wird auch hier am Ende des Kapitels vorgenommen.

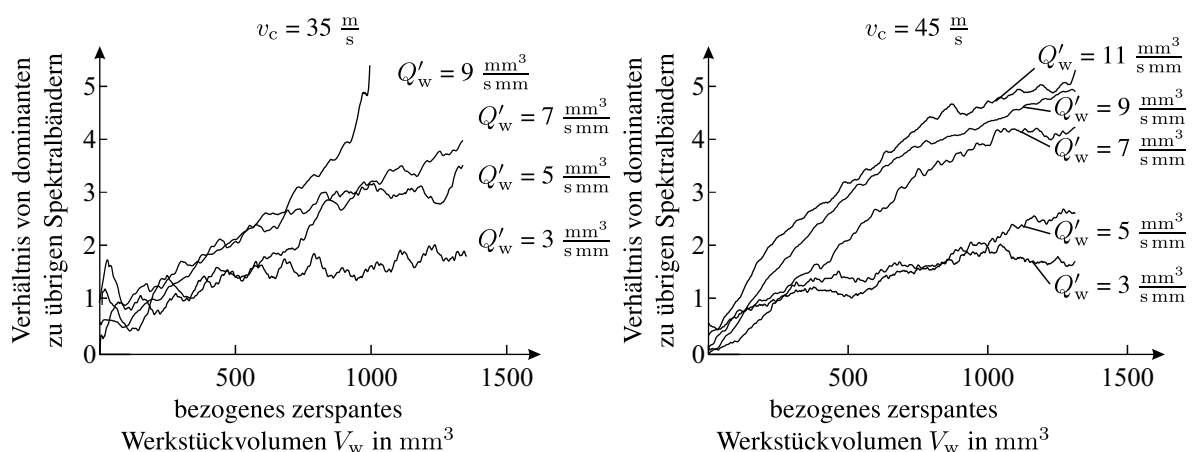


Abbildung 6.8: Verlauf des Verhältnisses der beiden betragstärksten zu den übrigen spektralen Bändern in Abhängigkeit von Schnittgeschwindigkeit und des bezogenem Zeitspanvolumens

Modellbasierte Ratterdetektion

Neben der von den bisher beschriebenen Verfahren ausgewerteten Schwingungsrichtung und -form (mithilfe der Wavelet-Transformation) zeichnen sich werkzeugseitige Ratterschwingungen aufgrund ihres Entstehungsmechanismus durch ihr Auftreten bei ganzzahligen Vielfachen der Scheibendrehzahl $\dot{\varphi}_s$ aus. Ist diese bekannt, können die infolge einer welligen Scheibe hervorgerufenen Schwingungen \tilde{x}_w im Stile einer Fourier-Approximation durch ein Oberflächenmodell nachgebildet werden:

$$\tilde{x}_w(k) = c_0 + \sum_{n=W_1}^{W_2} a_n \sin(n\varphi_s(k)) + \sum_{n=W_1}^{W_2} b_n \cos(n\varphi_s(k)). \quad (6.6)$$

Diese Gleichung kann als Produkt einer Regressionsmatrix \mathbf{X} und eines Parametervektors $\boldsymbol{\theta}_r$ dargestellt werden:

$$\tilde{x}_w(k) = \mathbf{X}(k)\boldsymbol{\theta}_r. \quad (6.7)$$

Dieses einfache, zeitdiskrete Modell mit der Abtastzeit T_s besteht aus der Summe der mit den Parametern a_n und b_n gewichteten harmonischen Funktionen über die ganzzahligen Vielfachen W_1 bis W_2 des Schleifscheibenwinkels φ_s ; die Parameter stellen die Fourier-Koeffizienten bei diesen Frequenzen dar, die sich durch die Teilmenge \mathbb{F} der rattergefährdeten Vielfachen ergibt. Da dieses Modell im späteren Verlauf eine zentrale Rolle bei den Methoden zur aktiven Verschleißbeeinflussung einnehmen wird, soll an dieser Stelle etwas genauer auf dessen Parameteridentifikation und deren echtzeitfähiger Implementierung eingegangen werden.

Mithilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate, auch Least-Squares (LS), können die unbekannten Parameter in jedem Abtastschritt k identifiziert werden. Dieses von GAUSS im Jahre 1795 entwickelte Prinzip stellt die am weitesten verbreitete Identifikationsmethode dar und minimiert den quadratischen Fehler zwischen Messwerten und Modellausgang [Nel01]. Die Schätzung optimaler Parameter ist jedoch nur möglich, wenn die notwendigen Randbedingungen eingehalten werden. Das Verfahren beruht auf einem einfachen Rauschmodell und setzt voraus, dass alle Einflüsse, die nicht durch das Modell abgebildet werden können, ein weißes Rauschen darstellen. Ist dies nicht der Fall, können die identifizierten Parameter vom Optimum abweichen. Wie in Abschnitt 4.3 dargelegt, bilden die Ratterfrequenzen auch im frühen Stadium in der Regel einen dominanten Anteil im Spektrum der Werkstückbewegungen. Für das hier vorliegende Problem ist diese Randbedingung dennoch verletzt, da neben den zu schätzenden Amplituden und Phasen der Ratterschwingungen diverse andere Signalanteile in der gemessenen Werkstückschwingung x_w vorhanden sind. Ein großer Teil, wie beispielsweise die Einflüsse der Werkstückrotation, hat jedoch einen mittelwertfreien, niederfrequenten Charakter und kann durch eine Hochpassfilterung eliminiert werden. Die Grenzfrequenz des Filters sollte sich hier an der in Abschnitt 2.2 vorgestellten Übergangsfrequenz

f_t des Schleifprozesses orientieren. Für den hier untersuchten Referenzprozess konnten keine signifikanten Störanteile oberhalb der Übergangsfrequenz beobachtet werden; es kann somit von einer vernachlässigbaren Abweichung der geschätzten Parameter ausgegangen werden. Mithilfe der Regressionsmatrix

$$\mathbf{X}(k) = \begin{bmatrix} 1 \\ \sin(W_1\varphi_s(k)) \\ \cos(W_1\varphi_s(k)) \\ \vdots \\ \sin(W_2\varphi_s(k)) \\ \cos(W_2\varphi_s(k)) \end{bmatrix}^T \quad \text{mit } k, W_1, W_2 \in \mathbb{F} \in \mathbb{N} \quad (6.8)$$

und des Parametervektors

$$\boldsymbol{\theta}_r = \begin{bmatrix} c_0 \\ a_{W_1} \\ b_{W_1} \\ \vdots \\ a_{W_2} \\ b_{W_2} \end{bmatrix}, \quad (6.9)$$

erfolgt dessen Schätzung $\hat{\boldsymbol{\theta}}_r$, die sich aus dem Produkt der gemessenen Werkstückschwingung $x_w(k)$ und der Moore-Penrose-Inversen \mathbf{X}^+ der Regressionsmatrix ergibt:

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_r(k) = \mathbf{X}^+(k)x_w = (\mathbf{X}^T(k)\mathbf{X}(k))^{-1} \mathbf{X}^T(k)x_w. \quad (6.10)$$

Mit der rekursiven Form dieses Algorithmus, auch als Recursive-Least-Squares (RLS) bezeichnet, ist eine online-fähige Implementierung möglich. Der Skalar

$$P(k) = \frac{P(k-1)}{\lambda + \mathbf{X}^T(k)P(k-1)\mathbf{X}(k)} \quad (6.11)$$

wird dabei in jedem Zeitschritt aktualisiert und ergibt in Kombination mit dem Schätzfehler

$$e(k) = x_w(k) - \mathbf{X}(k)\hat{\boldsymbol{\theta}}_r(k-1) \quad (6.12)$$

den Schätzwert des Parametervektors

$$\hat{\boldsymbol{\theta}}_r(k) = \hat{\boldsymbol{\theta}}_r(k-1) + P(k)\mathbf{X}^T(k)e(k). \quad (6.13)$$

Mithilfe des Vergessensfaktors λ kann die Dynamik der Schätzung angepasst werden. Für $\lambda = 1$ konvergiert der Algorithmus für eine gegebene Reihe an Messwerten gegen die LS-Methode. Für die hier vorliegende Anwendung haben sich Werte von $\lambda = 0,995$ als guter Kompromiss zwischen Rauschunterdrückung und Dynamik erwiesen.

Die Summe der geschätzten Amplituden

$$K_R = \sum_{n=W_1}^{W_2} \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (6.14)$$

dient als Indikator für die Ratterintensität und kann mit einem Schwellwert verglichen werden. Das Verfahren zeichnet sich durch seine geringe Empfindlichkeit gegenüber Störeinflüssen aus. Die Abbildung 6.9 zeigt den Kennwert in Abhängigkeit des bezogenen Zeitspanvolumens und der Schnittgeschwindigkeit. Es ist zu erkennen, dass dieser Kennwert im Wesentlichen monoton mit dem zerspannten Volumen ansteigt. Weiterhin ist eine Korrelation zwischen aggressiveren Prozessparametern und dem Kennwert festzustellen. Der Vergessensfaktor λ resultiert hier in einer Zeitkonstante im Bereich einer Sekunde. Das Verfahren ist so in der Lage, der Dynamik der Welligkeitsbildung zu folgen und liefert gleichzeitig einen störungsarmen, glatten Kennwert, welcher den Prozessverlauf gut widerspiegelt und gut mit der subjektiven Bewertung durch den Bediener übereinstimmt, wie im folgenden Abschnitt dargelegt. Die Analyse der bisher diskutierten Prozessüberwachungsmethoden soll nun mit der Bewertung der Detektorkennwerte und der Bewertung der Eignung der Verfahren zur Detektion von Ratterschwingungen abgeschlossen werden.

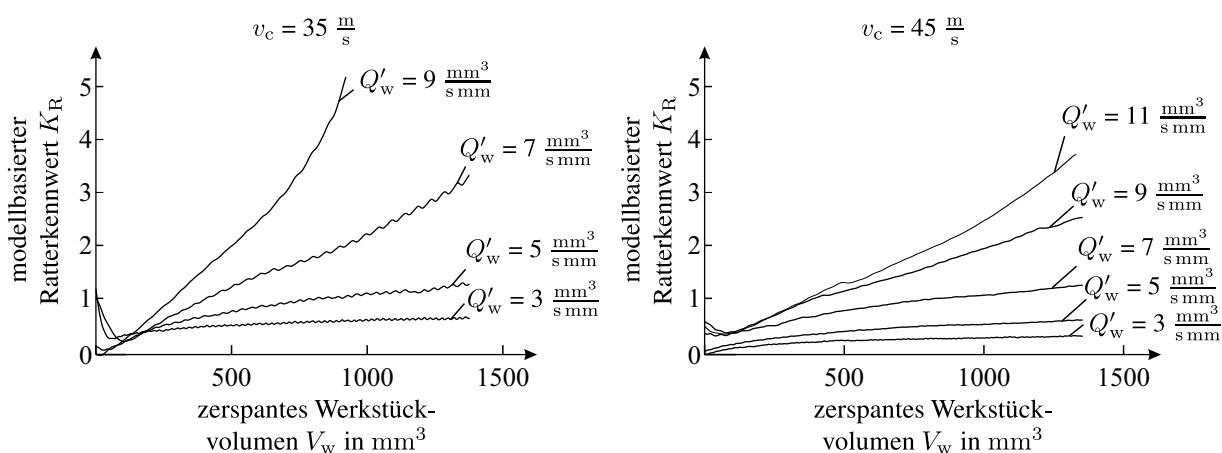


Abbildung 6.9: Verlauf des modellbasierten Ratterkennwertes bei verschiedenen Zeitspanvolumina und Schnittgeschwindigkeiten

6.3 Anwendungsaspekte

Alle drei beschriebenen Verfahren sind in der Lage bei einem gegebenen Prozess einen Kennwert auszugeben, welcher mit zunehmender Ratterintensität ansteigt. Die Auswertung umfangreicher Versuchsreihen zeigt, dass das prinzipielle Verhalten der Detektionsverfahren weitgehend unverändert bleibt und diese somit grundsätzlich für die Prozessüberwachung geeignet sind [AFD⁺13, DOAF14]. Zwischen der Auswertung des Halbachsenverhältnisses in Abbildung 6.5, den Ergebnissen des Wavelet-Detektors in Abbildung 6.8 und denen der modellbasierten Detektion in Abbildung 6.9 lassen sich auf den ersten Blick deutliche Unterschiede erkennen. Während das Halbachsenverhältnis sehr unruhig ansteigt, sind die Verläufe der anderen beiden Verfahren deutlich glatter. Die Erwartung bezüglich der Welligkeitsentwicklung gemäß Abschnitt 2.2 ist ein kontinuierlich ansteigender Verlauf, wie ihn die modellbasierte Detektion wiedergibt. Inwiefern dieser erste Eindruck mit der tatsächlichen Entwicklung von Ratterschwingungen und inwieweit dies von der Variation der Prozessparameter beeinflusst wird, soll im Folgenden untersucht werden.

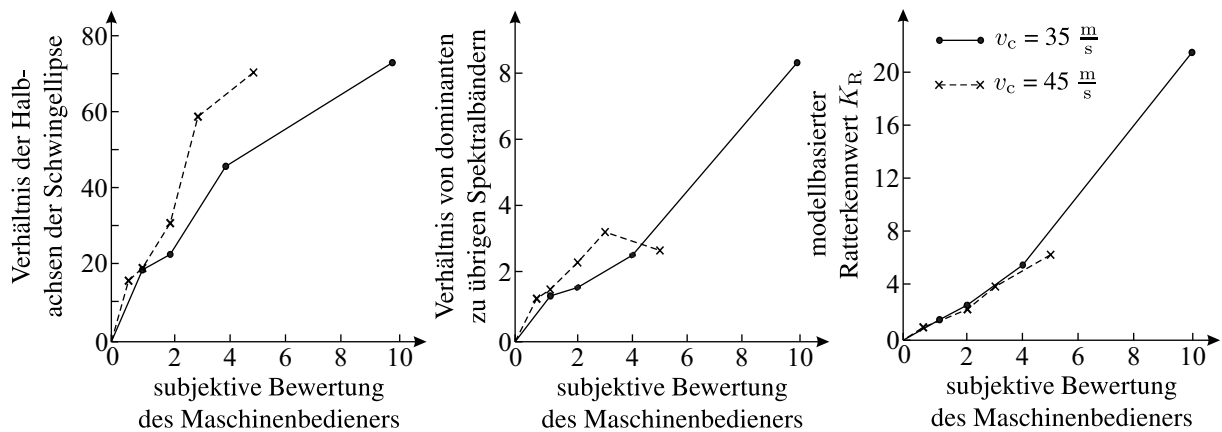


Abbildung 6.10: Subjektive Prozessbewertung des Maschinenbedieners im Vergleich zu den untersuchten Prozessüberwachungsmethoden

Die Ergebnisse der verschiedenen Detektoren sind in Abbildung 6.10 der Bewertung des Bedieners gegenübergestellt. Das hier angestrebte Ziel eines Detektors, der einer Prozessbewertung durch den Bediener möglichst nahe kommt, würde sich in einem möglichst proportionalen Verhältnis zwischen Detektorausgabewert und Bewertung widerspiegeln. Das Halbachsenverhältnis der Schwingellipse kommt diesem Ziel relativ nahe. Allerdings variiert die Steigung des Verhältnisses in nicht unerheblichem Maße in Abhängigkeit der Prozessparameter und insbesondere der Werkstückgeometrie. Auch die Empfindlichkeit des Wavelet-basierten Verfahrens hängt stark von diesen Einflüssen ab. Wie schon zuvor beschrieben, ist eine grundsätzliche Detektion von Ratterschwingungen unabhängig von den Prozessparametern möglich. Die Bewertung der Ratterintensität ist durch dieses Verfahren jedoch nicht ohne Weiteres möglich. Diese beiden Verfahren müssen daher für jeden Prozess von einem erfahrenen Bediener eingestellt werden und sind somit nur für hohe Losgrößen sinnvoll.

Die modellbasierte Detektion von Ratterschwingungen zeigt prinzipbedingt ein besseres Verhalten. Da hier gezielt die rattergefährdeten Frequenzen aus der Werkstückbewegung herausgefiltert werden, ist das Verfahren in der Lage, die eigentlich problematischen Auswirkungen des Regenerativeffektes direkt abzubilden: Die durch Welligkeiten hervorgerufenen Werkstückschwingungen resultieren in höheren Prozesskräften sowie Qualitätsmängeln hinsichtlich der Oberflächengüte. Der berechnete Kennwert wird nur sehr schwach von variierenden Prozessparametern wie Schnittgeschwindigkeit, Zeitspanvolumen oder Geschwindigkeitsverhältnis beeinflusst und deckt sich gut mit der Bedienerbewertung. Dies zeigt sich auch in dem in der Abbildung gezeigten Verlauf, der für beide Schnittgeschwindigkeiten nahezu linear verläuft. Auch in Bezug auf die Werkstückgeometrie schneidet das Verfahren deutlich besser ab als die anderen Detektoren [DOAF14]. Ein nachgiebigeres Werkstück resultiert naturgemäß in einem instabileren Prozess und größeren Werkstückschwingungen; diesen Zusammenhang spiegelt der Kennwert wider. Bei zunehmender Werkstücknachgiebigkeit steigt dieser etwas stärker an, als die subjektiv wahrgenommene Ratterintensität und resultierende Oberflächengüte. Dieser Effekt ist jedoch vergleichsweise klein. Das Verfahren ist daher sehr gut für eine Teil- oder Vollautomatisierung des Schleifprozesses geeignet. Weiterhin bietet die Anzeige des Kennwertverlaufs dem Anwender eine wertvolle Hilfestellung bei der Bewertung des Prozesses; auch unerfahrene Maschinenbediener sind so in der Lage, eine negative Prozessentwicklung frühzeitig zu erkennen.

Neben der generellen Funktionalität der Verfahren spielt hinsichtlich einer industriellen Anwendung der Implementierungsaufwand eine entscheidende Rolle. Dieser schlägt sich in erster Linie in der benötigten Sensorik nieder. Die im bisherigen Verlauf auf Grundlage der Wirbelstromsensorik ermittelten Kennwerte werden nun anhand von Beschleunigungs-, Kraft- und Körperschallsignalen berechnet. Die Applikation der drei beschriebenen Verfahren auf die Signale des Körperschallsensors zeigt ein klares Bild: Keines der Detektionsverfahren ist in der Lage, Informationen über den Prozessverlauf aus dem Signal zu extrahieren [DOB⁺19]. Die erfassten hochfrequenten Schallwellen werden, wie in Abschnitt 4.2 beschrieben, durch die nachfolgende Sensorelektronik zu einem root-mean-square-Wert (RMS) zusammengefasst, um von der Signalverarbeitung mit vertretbarem Aufwand bearbeitet werden zu können. Es darf angenommen werden, dass das hochfrequente Spektrum der einzelnen Korneingriffe mit der Intensität der Ratterfrequenzen moduliert wird und sich so im Rohsignal abbildet. Dessen Auswertung ist mit dem hier vorgestellten Versuchsaufbau jedoch nicht möglich. Interessant ist dieses Signal vor allem aufgrund seiner Verfügbarkeit, da ein Körperschallsensor in der Regel zur Serienausstattung einer Schleifmaschine zählt. Ein Zugriff auf die Rohdaten des Sensors in Kombination mit entsprechend leistungsstarker Hardware verspricht somit hohes Potential.

Sowohl die Berechnung der Schwingellipse als auch die Bewertung des Prozesses mithilfe der Wavelet-Transformation anhand von Kraft- oder Beschleunigungsverläufen führen zu keinen verwertbaren Ergebnissen. Das Nachgiebigkeitsverhalten von Reit- und Spindelstock verfälschen die Schwingform derart, dass die Verfahren nicht anwendbar sind [DOB⁺19]. Ein anderes Bild zeigt sich dagegen bei der Auswertung der x -Komponente der Kraft- und Beschleunigungssensoren

mithilfe der modellbasierten Detektion: Der Kennwert steigt auch hier weitgehend proportional mit der Ratterintensität, wird jedoch durch das Übertragungsverhalten der Einspannung verfälscht [DOAF14]. Die Qualität der Ausgabe ist daher etwas schlechter verglichen mit der Erfassung der Schwingungen direkt am Werkstück durch die Wirbelstrom-Weg-Sensoren. Hinsichtlich der Beschleunigungssensoren besteht zudem die Gefahr, dass sich diese für bestimmte Schwingungsmoden in oder nahe eines Schwingungsknotens befinden. In diesem Fall sinkt die Sensitivität der Sensoren für bestimmte Frequenzbereiche stark ab. Die Verwendung von Beschleunigungssensoren stellt dennoch eine Alternative zur Positionsmessung dar, sofern das Nachgiebigkeitsverhalten von Reit- und Spindelstock zuvor bestimmt werden kann. In diesem Fall bietet sich die Möglichkeit, die Entwicklung der Welligkeitsbildung ohne Eingriff in den Kraftfluss oder den Arbeitsraum zu erfassen und dem Bediener oder einer automatischen Prozessführung bereitzustellen.

Zusammenfassend zeigt die modellbasierte Bewertung des Schleifprozesses vielversprechende Ergebnisse hinsichtlich einer industriellen Anwendung für die Teil- oder Vollautomatisierung von Serienprozessen. Auch für Kleinserien oder die Einzelteillfertigung kann die Ausgabe eines Skalars, welche den Verlauf der Welligkeitsentwicklung visualisiert, dem Bediener eine Hilfestellung geben, um die Ratterschwingungen insbesondere in einem frühen Stadium besser erkennen und bewerten zu können [ADD⁺17]. Mit Blick auf die hier angestrebte aktive Stabilisierung des Schleifprozesses eignet sich das Verfahren ideal für die Zerlegung der Werkstückverlagerung in relevante spektrale Anteile. Im Folgenden wird auf dieser Grundlage eine umfassende Modellierung des Schleifscheibenverschleißes vorgenommen, welche schließlich die Berechnung stabilisierender Aktorkräfte ermöglicht.

Das Oberflächenmodell sieht die Zerlegung der Werkstückverlagerung in diskrete, spektrale Anteile vor. Dies eröffnet eine Betrachtung der Mechanismen des Regenerativeffekts im Bildbereich und ermöglicht die Modellierung der Verschleißdynamik einzelner Ratterfrequenzen. Die Entwicklung eines Schleifprozessmodells auf Grundlage des Oberflächenmodells soll im Fokus des folgenden Kapitels stehen.

7 Modellierung des werkzeugseitigen Regenerativeffektes

Die in den vorhergehenden Kapiteln thematisierte Bildung einer Welligkeit auf der Schleifscheibenoberfläche infolge ungünstiger Nachgiebigkeits- und Phasenverhältnisse soll im Folgenden durch ein Modell beschrieben werden. Dies erlaubt Einblick in den Bildungsmechanismus von Ratterschwingungen und ermöglicht die Abschätzung der vorherrschenden Kräfte. Auf dieser Grundlage kann die Entwicklung von Regelstrategien zur aktiven Manipulation des Schleifscheibenverschleißes erfolgen. Im weiteren Verlauf werden zunächst die Modellstruktur vorgestellt und die Modellparameter unter Verwendung der entwickelten Aktoren identifiziert. Die Kombination mit Beobachterstrukturen ermöglicht in der Folge eine online-fähige Schätzung der Schleifscheibenwelligkeit. Teile der Ergebnisse dieses Kapitels wurden bereits im Rahmen der Veröffentlichungen von AHRENS ET AL. sowie in der studentischen Arbeit von MAJDEDDINE dargelegt [ADD⁺17, Maj16].

7.1 Modellbildung

Die in Abschnitt 2.3 diskutierten Schleifprozessmodelle verdeutlichen die Schwierigkeit, den komplexen Schleifprozess mit seiner Vielzahl an Parametern und äußeren Einflüssen nachzubilden. Im Folgenden werden daher Ansätze gezeigt, welche bestehende Modelle auf das hier untersuchte Anwendungsgebiet reduzieren und entsprechend der Anforderungen modifizieren. Neben diesem Gray-Box-Ansatz wird zudem die Eignung von Black-Box-Modellen in Kombination mit autoregressiven Identifikationsmethoden im Hinblick auf das hier vorliegende Problem analysiert.

Modellierung des Schleifprozesses unter Berücksichtigung des Werkzeugverschleißes

Wie bereits in Abschnitt 2.3 gezeigt, basieren die meisten Schleifprozessmodelle, die sich mit der Dynamik von Werkstück und Schleifscheibe auseinandersetzen, auf einer ähnlichen Struktur, welche erstmals von SNOEYS und BROWN vorgestellt wurde [SB70]. Diese beinhaltet das Nachgiebigkeitsverhalten der Maschine und des Werkstücks im Vorwärtszweig und die dynamische Schnittnachgiebigkeit, welche sich durch den Kontakt mit der Schleifscheibe ergibt, in der Rückführung. Auf dieser Struktur basiert auch das in in Abbildung 7.1 auf der linken Seite dargestellte Modell. Den Eingang des Systems stellt dabei die Aktorkraft F_a dar, aus deren Summe mit der Schnittkraft F_c sich nach Multiplikation mit der Maschinennachgiebigkeit $G_s(s)$ die Werkstückbewegung x_w ergibt. Weiterhin berechnet sich aus dem Produkt dieser Kräftesumme

und der Verschleißkonstante k_v der Schleifscheibenverschleiß x_i , welcher unter Zuhilfenahme des Totzeitgliedes zyklisch aufsummiert wird. Ein Tiefpass stellt sicher, dass die in Abschnitt 2.2 diskutierten geometrischen Randbedingungen eingehalten werden, vgl. dazu auch Abbildung 2.5. Das Produkt aus dynamischer Schnittnachgiebigkeit $G_c(s)$ und Summe von Werkstückbewegung und Werkzeugverschleiß x_i ergibt die Schnittkraft F_c und schließt den Wirkungskreis.

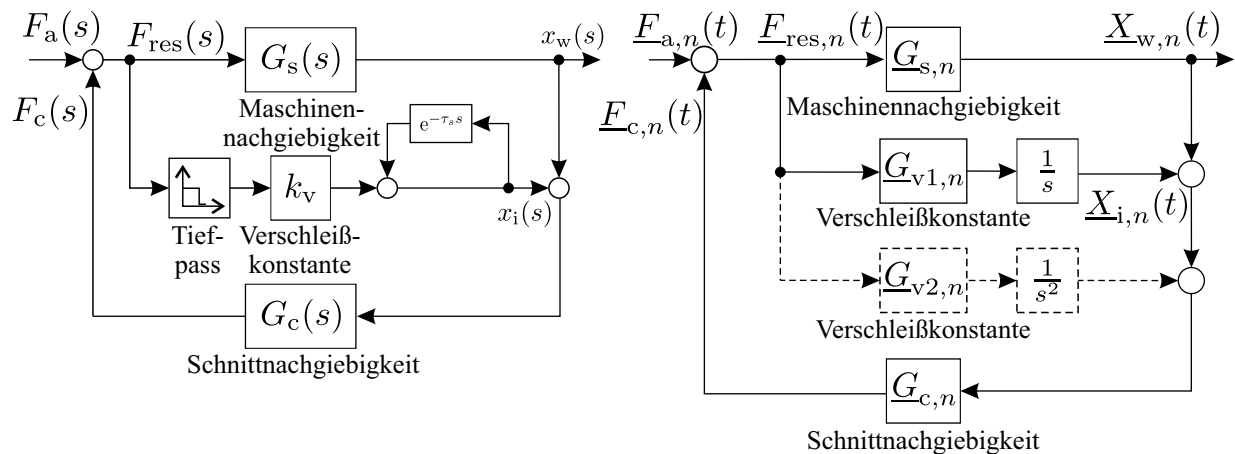


Abbildung 7.1: Schleifprozessmodell zur Nachbildung der Welligkeitsentwicklung auf der Schleifscheibenoberfläche nach SNOEYS und BROWN (links) sowie dessen auf Basis komplexer Zahlen vereinfachte Variante (rechts)

In der Theorie ist dieses Modell in der Lage, die auftretenden Schleifkräfte und Werkstückschwingungen inklusive aller transienten Effekte abzubilden. Wie beschrieben, ergibt sich in der Praxis jedoch das Problem, die benötigten Übertragungsfunktionen in ausreichender Genauigkeit zu identifizieren, da die Modellparameter stark von äußeren Einflüssen und Prozessparametern abhängen, vgl. Abbildung 6.3. Die Komplexität des Modells soll daher hinsichtlich des Anwendungsfalls reduziert werden. Es lassen sich mit Blick auf die hier angestrebte Verschleißbeeinflussung einige Aspekte identifizieren, welche eine Vereinfachung des Prozessmodells ermöglichen:

- Die Mechanismen des schleifscheibenseitigen Regenerativeffektes beruhen auf der Dynamik bei Frequenzen der Vielfachen der Schleifscheibendrehzahl.
- Die Entwicklung der Welligkeiten läuft deutlich langsamer ab als die dafür ursächlichen hochfrequenten Schwingungen innerhalb des Schleifprozesses

Anhand dieser Punkte kann das Modell von SNOEYS und BROWN auf ein Prozessmodell zurückgeführt werden, welches den Fokus auf die Entwicklung des werkzeugseitigen Regenerativeffektes legt. Die Eckpunkte dieses Modells lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Statt einer lokalen, winkelbezogenen Beschreibung des Schleifscheibenverschleißes wird ein gemittelter Verschleiß über den gesamten Umfang angenommen.

- Es ist möglich, das Modell auf einige wenige relevante Frequenzen zu beschränken, die den Regenerativeneffekt anhand des Verlaufs weniger harmonischer Schwingungen nachbilden. Diese können effizient mithilfe komplexer Zahlen dargestellt werden.

Der Zeitverlauf der Werkstückschwingungen x_w wird anhand der Verläufe von Amplitude $|\underline{X}_{w,n}|$ und Phase $\varphi_{w,n}$ der rattergefährdeten Vielfachen \mathbb{F} nachgebildet und anhand der komplexen Variable

$$\underline{X}_{w,n} = |\underline{X}_{w,n}|e^{j\varphi_{w,n}}, \text{ mit } n \in \mathbb{F} \quad (7.1)$$

beschrieben. Das so vereinfachte Modell ist in Abbildung 7.1 auf der rechten Seite dargestellt.

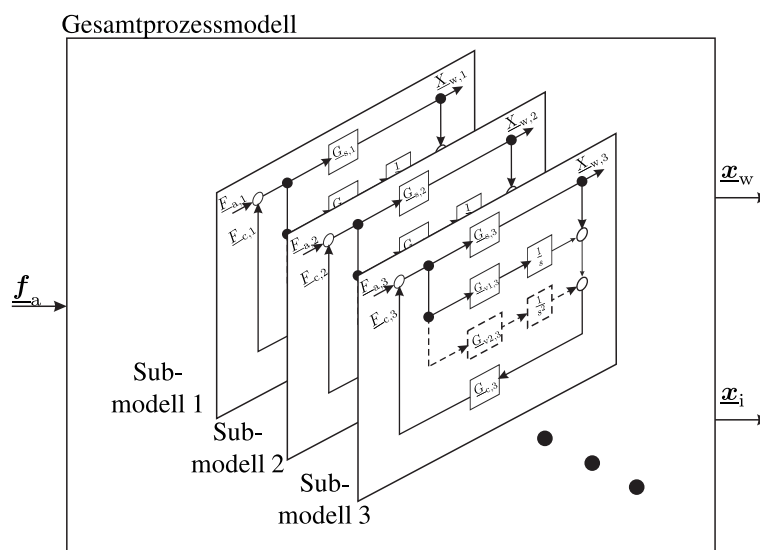


Abbildung 7.2: Aufbau des Prozessmodells aus einzelnen Submodellen, welche jeweils eine rattergefährdete Frequenz darstellen

Komplexe Zahlen werden durch die Verwendung unterstricherter Größen kenntlich gemacht. Das Modell gliedert sich, wie in Abbildung 7.2 dargestellt, in mehrere Submodelle, welche jeweils eine diskrete, rattergefährdete Frequenz abbilden. Die Modellgrößen eines Submodells, wie die Werkstückschwingung $\underline{X}_{w,n}$, werden im Vektor x_w zusammengefasst. Die Gesamtübertragungsfunktion $\underline{G}_{ges}(s)$ ergibt sich entsprechend aus der Summe der Übertragungsfunktionen $\underline{G}_{ges,n}(s)$ der einzelnen Subsysteme:

$$\underline{G}_{ges}(s) = \sum_{n=W_1}^{W_2} \underline{G}_{ges,n}(s). \quad (7.2)$$

Die Funktionsweise des Systems ist analog dem zuvor beschriebenen Modell von SNOEYS und BROWN, es werden jedoch anstelle der zeitbasierten Signale die komplexen Schwingungsparameter verwendet. Weiterhin wird hier der inkrementelle Schleifscheibenverschleiß $\Delta\underline{X}_{i,n}$ anhand der

Verschleißkonstante $\underline{G}_{v1,n}$ bzw. $\underline{G}_{v2,n}$ ermittelt, durch einen Integrator aufsummiert und so die Oberflächenwelligkeit der Schleifscheibe $\underline{X}_{i,n}$ gebildet. Die Übertragungsfunktionen im Laplace-Bereich $G_s(s)$ und $G_c(s)$ werden durch die komplexen Konstanten $\underline{G}_{s,n}$ und $\underline{G}_{c,n}$ ersetzt. Nichtlinearitäten des Verschleißfortschritts können durch Integratoren höherer Ordnung berücksichtigt werden; der Integrator mit dem größten Exponenten bestimmt dabei die Modellordnung n_m . Im Folgenden werden die mathematischen Zusammenhänge anhand einer Kombination aus Einfach- und Doppelintegrator ($n_m = 2$) aufgezeigt.

Die Übertragungsfunktion des Systems ergibt sich zu:

$$\underline{G}_{ges,n}(s) = \frac{\underline{X}_{w,n}(s)}{\underline{F}_{a,n}} = \frac{\underline{G}_{s,n} s^2}{(1 - \underline{G}_{s,n} \underline{G}_{c,n}) s^2 - \underline{G}_{c,n} \underline{G}_{v1,n} s - \underline{G}_{c,n} \underline{G}_{v2,n}}. \quad (7.3)$$

Die unbekanntenen Modellparameter des Gesamtsystems werden im Parametervektor

$$\underline{\theta}_{g,n} = \begin{bmatrix} \underline{G}_{s,n} \\ \underline{G}_{c,n} \\ \underline{G}_{v1,n} \\ \underline{G}_{v2,n} \end{bmatrix} \quad (7.4)$$

zusammengefasst. Die initiale Verstärkung

$$\underline{G}_{a,n} = \lim_{s \rightarrow \infty} \underline{G}_{ges}(s) = \frac{\underline{X}_{w,n}}{\underline{F}_{a,n}} = \frac{\underline{G}_{s,n}}{1 - \underline{G}_{s,n} \underline{G}_{c,n}} \quad (7.5)$$

des Kreises ergibt sich hier aus den Koeffizienten der quadratischen Terme der Übertragungsfunktion und unter der Annahme, dass die Integratorzustände Null sind. Sie ist eine komplexe Konstante und repräsentiert die zeitinvariante Werkstückschwingung, welche sich bei Anregung durch die harmonische Aktorkraft $\underline{F}_{a,n}$ einstellt, siehe Abbildung 7.3 links. Diese Größe, welche das Führungsübertragungsverhalten repräsentiert, wird im Folgenden als Aktoreinfluss bezeichnet.

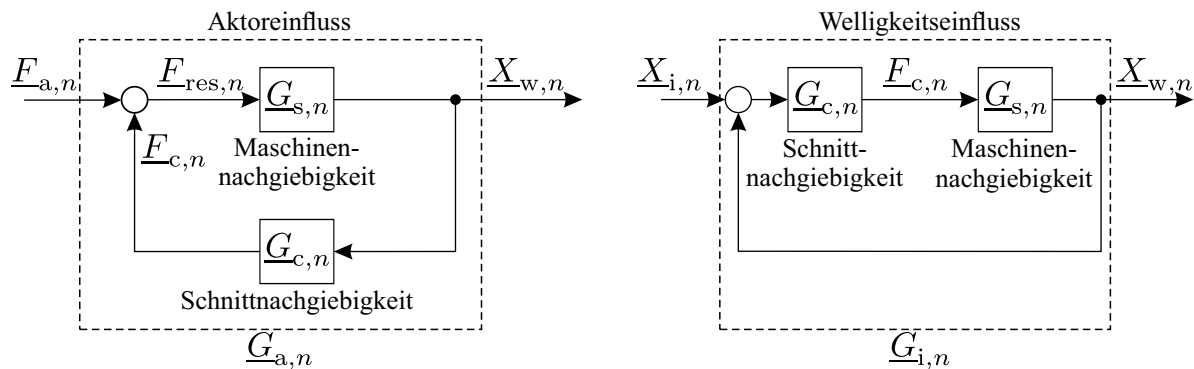


Abbildung 7.3: Betrachtung des Führungs- und Störübertragungsverhaltens des Prozessmodells anhand einer Separation der Anregungsquellen

Die Integratorzustände repräsentieren die Schleifscheibenwelligkeit $\underline{X}_{i,n}$ und können als Störgröße aufgefasst werden. Anhand des in Abbildung 7.3 auf der rechten Seite dargestellten Wirkkreises, in dem die Aktorkraft zu Null angenommen wird, kann das Störübertragungsverhalten $\underline{G}_{i,n}$ bestimmt werden, welches den Einfluss der Welligkeit $\underline{X}_{i,n}$ auf die Werkstückschwingung $\underline{X}_{w,n}$ darstellt:

$$\underline{G}_{i,n} = \frac{\underline{X}_{w,n}}{\underline{X}_{i,n}} = \frac{\underline{G}_{s,n}\underline{G}_{c,n}}{1 - \underline{G}_{s,n}\underline{G}_{c,n}}. \quad (7.6)$$

Durch Superposition dieses Welligkeitseinflusses mit dem statischen Aktoreinfluss ist es möglich, aus der Aktorkraft und einer gegebenen Werkstückschwingung auf die aktuelle Schleifscheibenwelligkeit zu schließen:

$$\underline{X}_{i,n} = \frac{1 - \underline{G}_{s,n}\underline{G}_{c,n}}{\underline{G}_{s,n}\underline{G}_{c,n}} - \frac{\underline{F}_{a,n}}{\underline{G}_{s,n}}. \quad (7.7)$$

Mithilfe der vorliegenden Modellschar ist es außerdem möglich, die Stabilität der diskreten Ratterfrequenzen zu untersuchen. Eine Stabilitätsbetrachtung linearer dynamischer Systeme mit komplexen Koeffizienten und die Erstellung sowie die Analyse der Wurzelortskurven nehmen DORIA-CERENZO und BODSON vor [DCB13]. Hier bietet sich jedoch eine physikalisch motivierte Untersuchung der Stabilität an. Ohne äußere Einwirkung durch Prozessrauschen stellt sich ein inkrementeller Schleifscheibenverschleiß $\Delta\underline{X}_{i,n}$ aufgrund der vorhandenen Welligkeit $\underline{X}_{i,n}$ und des Aktoreinflusses $\underline{F}_{a,n}$ ein:

$$\Delta\underline{X}_{i,n} = \underline{F}_{a,n} \frac{\underline{G}_{c,n}}{1 - \underline{G}_{c,n}\underline{G}_{s,n}} + \underline{X}_{i,n} \frac{\underline{G}_{v,n}\underline{G}_{c,n}}{1 - \underline{G}_{c,n}\underline{G}_{s,n}}. \quad (7.8)$$

Der Grundgedanke der Stabilitätsbetrachtung ist, dass ein Subsystem nur dann stabil ist, wenn sich infolge einer Welligkeit $\underline{X}_{i,n}$ ein inkrementeller Verschleiß $\Delta\underline{X}_{i,n}$ derart einstellt, dass die Amplitude des kumulierten Verschleißes nicht weiter ansteigt:

$$\|\underline{X}_{i,n}\| \leq \|\underline{X}_{i,n} + \Delta\underline{X}_{i,n}\|. \quad (7.9)$$

Dies führt unmittelbar zur Bedingung, dass das Argument des inkrementellen Verschleißes eines stabilen Systems im zweiten oder dritten Quadranten liegen muss:

$$\frac{\pi}{2} \leq \arg(\Delta\underline{X}_{i,n}) \leq \frac{3\pi}{2}. \quad (7.10)$$

Für die spätere Anwendung des Modells ist es sinnvoll, dieses in der Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}}_n &= \underline{A}_n \underline{x}_n + \underline{b}_n \underline{F}_{a,n}, \\ \underline{X}_{w,n} &= \underline{c}_n \underline{x}_n + \underline{d}_n \underline{F}_{a,n} \end{aligned} \quad (7.11)$$

darzustellen. Aus der Gleichung (7.3) ergeben sich die komplexe Systemmatrix

$$\underline{\mathbf{A}}_n = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{G_{c,n}G_{v2,n}}{1-G_{s,n}G_{c,n}} & \frac{G_{c,n}G_{v,n}}{1-G_{s,n}G_{c,n}} \end{bmatrix}, \quad (7.12)$$

der Eingangsvektor

$$\underline{\mathbf{b}}_n = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (7.13)$$

der komplexe Ausgangsvektor

$$\underline{\mathbf{c}}_n = \begin{bmatrix} \frac{G_{s,n}G_{c,n}G_{v2,n}}{1-G_{s,n}G_{c,n}} & \frac{G_{s,n}G_{c,n}G_{v,n}}{1-G_{s,n}G_{c,n}} \end{bmatrix} \quad (7.14)$$

sowie der komplexe Durchganganteil

$$\underline{d}_n = \underline{G}_{a,n} \quad (7.15)$$

in Regelungsnormform.

Weiterhin ermöglicht die zeitdiskrete Form des Systems in Zustandsraumdarstellung

$$\begin{aligned} \underline{\mathbf{x}}_{d,n}(k+1) &= \underline{\mathbf{A}}_{d,n}\underline{\mathbf{x}}_{d,n}(k) + \underline{\mathbf{b}}_{d,n}\underline{F}_{a,n}(k) \\ \underline{X}_{w,n}(k) &= \underline{\mathbf{c}}_{d,n}\underline{\mathbf{x}}_{d,n}(k) + \underline{d}_{d,n}\underline{F}_{a,n}(k) \end{aligned} \quad (7.16)$$

die effiziente Lösung der Differentialgleichungen auf dem Echtzeitsystem. Aufgrund der niedrigen Systemdynamik kann dessen Berechnung mit einer deutlich geringeren Abtastrate erfolgen, als dies bei der Datenaufnahme und Berechnung des rls-Algorithmus, welche mit 10 kHz abläuft, geschieht. Die Abtastrate wurde zu $t_m = 10$ ms gewählt, welche im Vergleich zur Systemdynamik ausreichend groß ist, um das System mit einer Diskretisierung erster Ordnung zu betrachten, ohne signifikante Fehler in Kauf nehmen zu müssen. Dies resultiert in der diskreten Form der Zustandsraummatrizen:

$$\underline{\mathbf{A}}_{d,n} = \mathbf{I} + t_m \underline{\mathbf{A}}_n, \quad (7.17)$$

$$\underline{\mathbf{b}}_{d,n} = t_m \underline{\mathbf{b}}_n, \quad (7.18)$$

$$\underline{\mathbf{c}}_{d,n} = \underline{\mathbf{c}}_n \quad (7.19)$$

sowie

$$\underline{d}_{d,n} = \underline{d}_n. \quad (7.20)$$

Die Matrix \mathbf{I} stellt hier die Einheitsmatrix dar.

Ist eine Diskretisierung höherer Qualität nötig, so kann diese mittels exakter Diskretisierung oder der bilinearen Transformation nach Tustin erfolgen [HROA16]. Die hier verwendete Diskretisierung der Fundamentalmatrix mithilfe einer Taylor-Reihe, welche nach dem ersten Glied abgebrochen wurde, ermöglicht eine recheneffiziente, echtzeitfähige Ermittlung der diskreten Systemmatrizen aus zur Laufzeit identifizierten Parametern.

Allgemeine Modellierung linearer dynamischer Systeme

Das in Abschnitt 7.1 entwickelte Modell stellt ein lineares dynamisches System dar. Das der notwendigen Parameteridentifikation zugrunde liegende nichtlineare Optimierungsproblem bringt einen erheblichen Rechenaufwand mit sich. Daher soll zunächst eine Alternative evaluiert werden, durch welche dieser Aufwand vermieden werden kann: ein allgemeiner Black-Box-Ansatz. In vielen der in Abschnitt 2.5 vorgestellten Arbeiten findet diese Herangehensweise Anwendung. Daher soll im Folgenden geprüft werden, inwiefern diese Methode geeignet ist, die in den Zielen dieser Arbeit gesetzten Anforderungen zu erfüllen.

Anhand der zuvor aufbereiteten Messdaten soll zunächst die Eignung von ARX-Modellen untersucht werden. Das Akronym bezeichnet ein *Autoregressive with Exogenous Input* (ARX) Modell, welches ein lineares, zeitdiskretes Modell zur Beschreibung stochastischer Prozesse darstellt, und gehört zur Gruppe der *Gleichungsfehlermodelle*. Das Verfahren eignet sich zur Schätzung der Parameter einer zeitdiskreten Differenzgleichung zur Beschreibung eines dynamischen Systems, dessen Struktur nicht näher bekannt sein muss. Lediglich die Modellordnung muss vorgegeben werden. Die Modellstruktur gliedert sich dabei in eine Eingangs- und eine Ausgangsdynamik. Wie in Abbildung 7.4 dargestellt, verfügt das Modell über eine Störgrößenmodellierung in Form der Größe $v(k)$, welche als weißes Rauschen angenommen wird. Ziel des Verfahrens ist die Schätzung der Modellparameter der Ein- und Ausgangsdynamik B_{ARX} und A_{ARX} , um den Modellfehler $e_{\text{ARX}}(k)$ zu minimieren [IM11].

Das Vorgehen vernachlässigt das Wissen um die genaue Modellstruktur, da hier nur die Systemordnung vorgegeben wird. Aufgrund der Einfachheit und der Bekanntheit des Verfahrens werden dessen Potential und Grenzen im Folgenden analysiert.

Das beschriebene Schleifmodell stellt ein System zweiter Ordnung dar. Ein allgemeines, diskretes, komplexes System zweiter Ordnung lautet:

$$\underline{G}_{\text{ARX}}(z) = \frac{\underline{Y}(z)}{\underline{U}(z)} = \frac{b_{d,0} + b_{d,1}z^{-1} + b_{d,2}z^{-2}}{1 + a_{d,1}z^{-1} + a_{d,2}z^{-2}}. \quad (7.21)$$

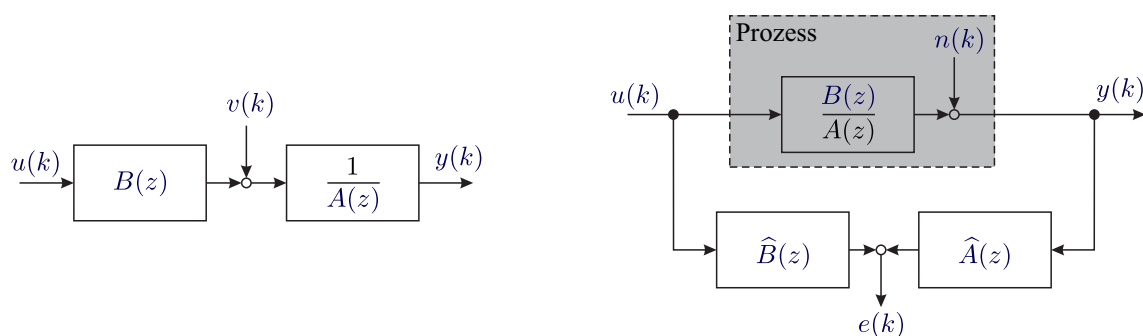


Abbildung 7.4: ARX Modellstruktur und ARX-Modell in Gleichungsfehlerkonfiguration (in Anlehnung an [IM11])

Die Differenzengleichung in Matrixform für die Abtastschritte k bis m lautet:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \underline{y}(k) \\ \underline{y}(k-1) \\ \vdots \\ \underline{y}(m) \end{bmatrix}}_{\underline{\mathbf{y}}_{\text{ARX}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \underline{y}(k-1) & \underline{y}(k-2) & \underline{u}(k) & \underline{u}(k-1) & \underline{u}(k-2) \\ \underline{y}(k-2) & \underline{y}(k-3) & \underline{u}(k-1) & \underline{u}(k-2) & \underline{u}(k-3) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \underline{y}(m-1) & \underline{y}(m-2) & \underline{u}(m) & \underline{u}(m-1) & \underline{u}(m-2) \end{bmatrix}}_{\underline{\mathbf{X}}_{\text{ARX}}} \underbrace{\begin{bmatrix} \underline{a}_{d,1} \\ \underline{a}_{d,2} \\ \underline{b}_{d,0} \\ \underline{b}_{d,1} \\ \underline{b}_{d,2} \end{bmatrix}}_{\underline{\boldsymbol{\theta}}_{\text{ARX}}} \quad (7.22)$$

Dabei repräsentiert der Systemeingang $\underline{u}(k)$ die Aktorkraft $\underline{F}_{a,n}(k)$ und der Systemausgang $\underline{y}(k)$ die komplexe Darstellung der Werkstückschwingung $\underline{X}_{w,n}$ innerhalb eines Submodells, welches die Ratterschwingungen bei einem diskreten Vielfachen n der Schleifscheibendrehzahl nachbildet.

Die Schätzung des Parametervektors $\underline{\boldsymbol{\theta}}_{\text{ARX}}$ erfolgt hier wieder mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate:

$$\hat{\underline{\boldsymbol{\theta}}}_{\text{ARX}} = (\underline{\mathbf{X}}_{\text{ARX}}^T \underline{\mathbf{X}}_{\text{ARX}})^{-1} \underline{\mathbf{X}}_{\text{ARX}}^T \underline{\mathbf{y}}_{\text{ARX}} \quad (7.23)$$

Dieses Verfahren ist in der Lage, mit sehr geringem Rechenaufwand eine gute Approximation des Systems zu generieren. Weiterhin kann die Gleichung (7.23) auch wie gezeigt durch rekursiv arbeitende Methoden gelöst werden und so leicht als Teil einer echtzeitfähigen online-Schätzung eingesetzt werden.

Ein großer Nachteil von ARX-Modellen ist jedoch ihr einfaches Rauschmodell, welches Störungen, also Signalanteile, die nicht durch das Modell abgebildet werden können, mit einem weißen Rauschen zwischen Ein- und Ausgangsdynamik abbildet. Diese Anteile weisen in den meisten realen Systemen jedoch den Charakter einer Ausgangsstörung auf und setzen sich aus einem Modellierungsfehler und einem stochastischen Rauschen zusammen. In der Folge stehen

in der Regressionsmatrix $\underline{X}_{\text{ARX}}$ Messwerte $\underline{y}(k)$, welche durch eine Störung verfälscht sind. Die Gleichung ist somit nicht deterministisch und die geschätzten Parameter weisen einen Bias auf. Je größer der Modellierungsfehler, desto größer die Parameterabweichung. Da bei der Modellierung der Oberflächenwelligkeiten eine Vernachlässigung der transienten Effekte stattfindet, kann der Modellierungsfehler mitunter sehr groß und die geschätzten Modellparameter unbrauchbar werden. Dieser Effekt wird auch als Konsistenzproblem bezeichnet [Nel01].

Es existiert eine Reihe an Verfahren, welche die Abweichung reduzieren. Dazu zählen beispielsweise die *Methode der Instrumentellen Variablen* (IV-Methode) oder die *Methode der kleinsten Fehlerquadrate mit Korrelationsfunktionen* (COR-LS). Diese sind teilweise in der Lage, die Parameterschätzung zu korrigieren und nutzbar zu machen, garantieren jedoch nicht das Erzielen einer validen Schätzung des Parametervektors [Cor18].

Komplexere Rauschmodelle werden von den Methoden *Autoregressive-Moving-Average with Exogenous Input* (ARMAX) bzw. *Autoregressive Autoregressive with Exogenous Input* (ARARX) genutzt. Wie in Abbildung 7.5 gezeigt, wird hier auf unterschiedliche Weisen eine Rauschdynamik erzeugt. Die Modelle sind aufgrund der Filterung des Störanteils mit $C(z)$ bzw. $D(z)^{-1}$ nichtlinear bezüglich ihrer Parameter, was sich in einem deutlich erhöhten Aufwand in Bezug auf die Parameteridentifikation niederschlägt.

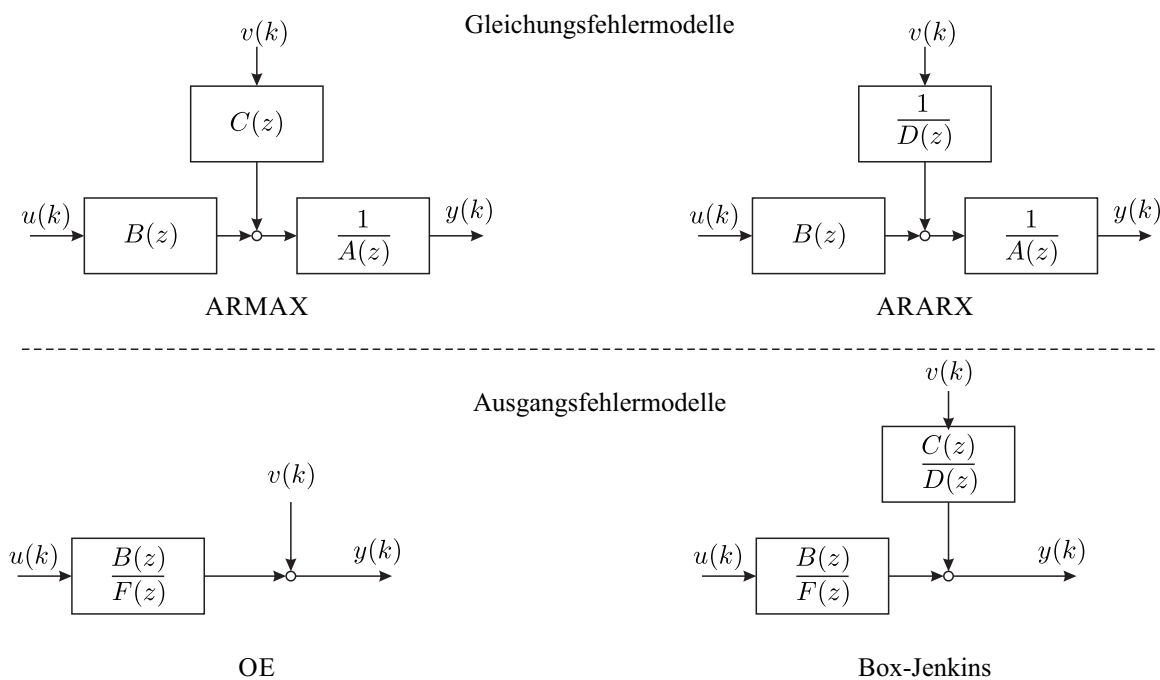


Abbildung 7.5: Struktur von Gleichungsfehler- und Ausgangsfehlermodellen zur Parameteridentifikation (in Anlehnung an [Nel01] und [Sch10])

Für ARMAX-Modelle existieren jedoch vergleichsweise effiziente Methoden wie beispielsweise das *extended-least-squares* Verfahren (ELS), welches prinzipiell ein Gradientenabstiegsverfahren

darstellt und auch in rekursiver Form als RELS in Echtzeitsystemen zum Einsatz gebracht werden kann. Wie bei vielen nichtlinearen Optimierungsproblemen existieren hier lokale Minima, in die das Lösungsverfahren konvergieren kann; das Resultat sind dann nicht-optimale Parameter. Im Vergleich zu den stark nichtlinearen Optimierungsproblemen, welche sich aus den später behandelten *Ausgangsfehlermodellen* (OE) bzw. aus der *Box-Jenkins*-Struktur ergeben, wird die Gefahr bei der Parameterschätzung eines ARMAX-Modells auf ein lokales Minimum zu treffen als gering eingestuft [IM11].

Die beim ARARX-Modell durch die Nennerdynamik zusätzlich eingebrachte Komplexität zahlt sich in der Praxis selten aus. Lokale Minima bei der Parameteridentifikation stellen ein deutlich größeres Problem dar, als bei ARMAX-Modellen. Auch hier existieren vergleichsweise effiziente Methoden zur Lösung des Optimierungsproblems wie das *generalized-least-square*-Verfahren (GLS) [Nel01].

Für das hier vorliegende Problem lassen sich mit diesen beiden Verfahren jedoch kaum Vorteile gegenüber dem ARX-Modell erzielen. Die Störungsmodelle sind nicht ausreichend, um die Modellfehler und Störungseinflüsse auszugleichen. Messungen, bei denen sich die Welligkeit schnell ausprägt, werden von *Gleichungsfehlermodellen* gut nachgebildet. Sind Welligkeitsfortschritt und -amplitude dagegen gering oder liegt starkes Rauschen vor, stoßen diese Verfahren prinzipbedingt an ihre Grenzen.

Eine Alternative stellen *Ausgangsfehlermodelle* (OE) dar. Hier wird entsprechend der Bezeichnung angenommen, dass Störungen direkt am Modellausgang angreifen. Das daraus resultierende Optimierungsproblem ist deshalb nichtlinear und muss mit deutlich höherem Aufwand gelöst werden als die bisher diskutierten Modelle. Eine weitere Variante der Ausgangsfehlermodelle stellt das *Box-Jenkins-Modell* (BJ) dar. Es verfügt über eine eigene Rauschdynamik mit Nenner- und Zählerpolynom und daher über eine große Parameterzahl. Aufgrund der damit einhergehenden aufwändigen Identifikation kommt es selten zum Einsatz. Weitere Informationen über Verfahren zur Identifikation linearer dynamischer Systeme und deren theoretische Aspekte können den Abhandlungen von CORRIOU, ISERMANN, und LJUNG entnommen werden [Cor18, IM11, Lju12]. Die Werke von NELLES und SCHRÖDER behandeln die Thematik im Hinblick auf die praktische Anwendung der Verfahren [Nel01, Sch10].

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Modellierung mithilfe von *Gleichungsfehlermodellen* große Vorteile hinsichtlich einer echtzeitfähigen Implementierung hat, weshalb sie in vielen der in Abschnitt 2.5 vorgestellten Arbeiten Anwendung findet. Ihr wesentlicher Nachteil besteht jedoch im Rauschmodell, welches nur eingeschränkt in der Lage ist, die in der Praxis typischen Ausgangsfehler nachzubilden. Die Folge sind starke Abweichungen der geschätzten Parameter vom wahren Wert, welche die Leistungsfähigkeit einer darauf aufbauenden Regelung deutlich einschränken können. Für die hier vorliegende Regelungsaufgabe können diese Modelle daher nicht als Grundlage verwendet werden und es muss auf die zu Beginn des Abschnitts diskutierte Prozessnachbildung zurückgegriffen werden.

7.2 Parameteridentifikation

Es gilt nun, die unbekannt Parameter der entwickelten Schleifprozessmodelle anhand von Messdaten zu identifizieren. Zu diesem Zweck werden mehrere Referenzprozesse durchgeführt, vor deren Beginn die Schleifscheibe jeweils abgerichtet wird, um alle Oberflächenwelligkeiten auf der Scheibe zu beseitigen. Entsprechend werden die Integratorzustände der Modelle, welche die Welligkeit repräsentieren, zu Null initialisiert. Ohne externe Aktorkraft verharrt das System daher im Ruhezustand und weist grenzstabilen Charakter auf. Im realen Prozess erfolgt die Anregung der Initialwelligkeit durch das Prozesskrafttauschen infolge der Schleifkorneingriffe. Da dieses unbekannt ist und für die Parameteridentifikation nicht herangezogen werden kann, wird das Anregungssignal derart gestaltet, dass eine definierte Wellenbildung erzwungen wird.

Wahl des Anregungssignals

Die Vernachlässigung von transienten Effekten bei der Modellierung des Schleifprozesses sowie die Qualität des gemessenen Ausgangssignals, welches von Störeinflüssen überlagert wird, verlangt nach einer geringen Dynamik im Anregungssignal. Es wird daher auf diskrete Anregungsphasen mit einer Dauer von fünf bis zehn Sekunden zurückgegriffen, bei denen der Aktor entweder mit seiner Maximalkraft Schwingungen anregt oder abgeschaltet ist. Die Kraft wird mithilfe des Ringaktors eingeleitet, da dieser in der Lage ist, ein querkraftfreies Anregungssignal mit hoher Amplitude bereitzustellen. Das Identifikationssignal wird demnach so gestaltet, dass zunächst Welligkeiten durch die Aktorkraft angeregt werden und das System nach einiger Zeit seiner Eigendynamik überlassen wird. Das Werkstück wird zu diesem Zweck mit einer Aktorkraft beaufschlagt, welche eine harmonische Schwingung darstellt, die sich aus dem gemessenen Schleifscheibenwinkel $\tilde{\varphi}_s$, der Ordnung n und der gewählten Anregungsamplitude K_a errechnet:

$$F_a(k) = K_a \sin(n\tilde{\varphi}_s(k)) . \quad (7.24)$$

Das Vorgehen wird in Abbildung 7.6 schematisch verdeutlicht. Zu Beginn des Referenzprozesses wird das Werkstück mithilfe des Aktors zu Schwingungen angeregt. Auf der zu diesem Zeitpunkt noch glatten Schleifscheibe beginnen sich Wellen der Ordnung n zu bilden; deutlich schneller, als dies durch den Prozess geschehen würde. Wird die Anregung gestoppt, springt die Werkstückschwingung auf den Wert, der allein durch die Oberflächenwelligkeit hervorgerufen wird. Eine bestehende Welligkeit wandert aufgrund der in Abschnitt 2.2 beschriebenen Mechanismen infolge der Phasendifferenz $\Delta\varphi_i$ entlang der Scheibenoberfläche. Dies wird in der Skizze durch eine abfallende Phase angedeutet.

Da die Phase der Aktorkraft jedoch konstant bleibt, verschiebt sich mit der Zeit der effektive Anregungswinkel gegenüber der erzeugten Welligkeit. Es kann daher bei ausreichend großer Phasendifferenz zwischen Anregung und Welligkeit auch zu einer Reduktion der aufgebauten

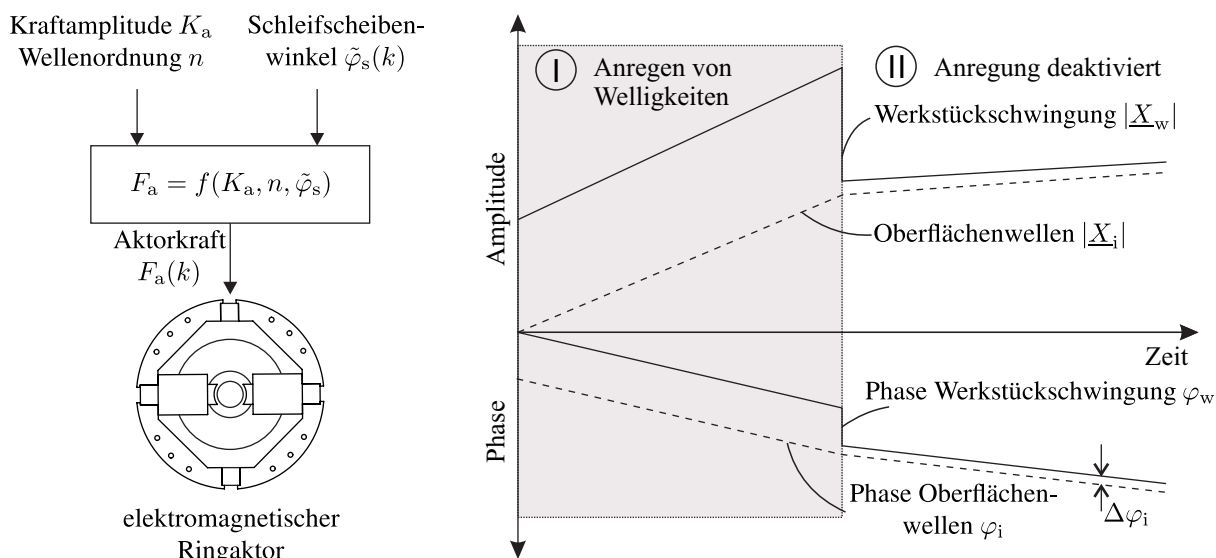


Abbildung 7.6: Anregung des Systems mit einem Vielfachen der Schleifscheibendrehzahl und Bildung von Welligkeiten auf der Schleifscheibenoberfläche

Welligkeit kommen. Erreichen die durch die Welligkeit hervorgerufenen Werkstückschwingungen die Größenordnung der durch den Aktor hervorgerufenen Schwingungen, führt die Dynamik dieser Verschiebung in der Regel zu Grenzyklen, in denen sich eine Welligkeit periodisch auf- und abbaut. Für kleine Amplituden der Welligkeiten ergeben sich jedoch die in der Grafik dargestellten linearen Verläufe.

Signalaufbereitung

Die Abbildung 7.7 zeigt die Anregung des Referenzprozesses mit $n = 30$ anhand des Amplituden- und Phasenverlaufs der Werkstückschwingung der sich ergebenden Frequenz von $f_n = 930$ Hz.

Die Verläufe errechnen sich mithilfe der in Abschnitt 6.2 gezeigten LS-Methode gemäß Gleichung (6.10) in jedem Zeitschritt aus der gemessenen Werkstückbewegung über die Dauer der letzten Schleifscheibenumdrehung. Auf diese Weise werden die durchschnittliche Amplitude $|\tilde{\underline{X}}_{w,n}(k)|$ und deren Phase $\tilde{\varphi}_{w,n}(k)$ der Ratterfrequenzen ermittelt. Der so gewonnene zeitliche Verlauf des Parametervektors $\tilde{\theta}_r(k)$, vgl. Gleichung (6.9), kann zur Darstellung der geschätzten Werkstückschwingungen in komplexer Form genutzt werden:

$$\tilde{\underline{X}}_{w,n}(k) = a_n(k) + jb_n(k) = |\tilde{\underline{X}}_{w,n}(k)|e^{j\tilde{\varphi}_{w,n}(k)}. \quad (7.25)$$

Die Amplitude der Schwingung errechnet sich aus dem Betrag der komplexen Zahl

$$|\tilde{\underline{X}}_{w,n}(k)| = \sqrt{a_n^2(k) + b_n^2(k)}, \quad (7.26)$$

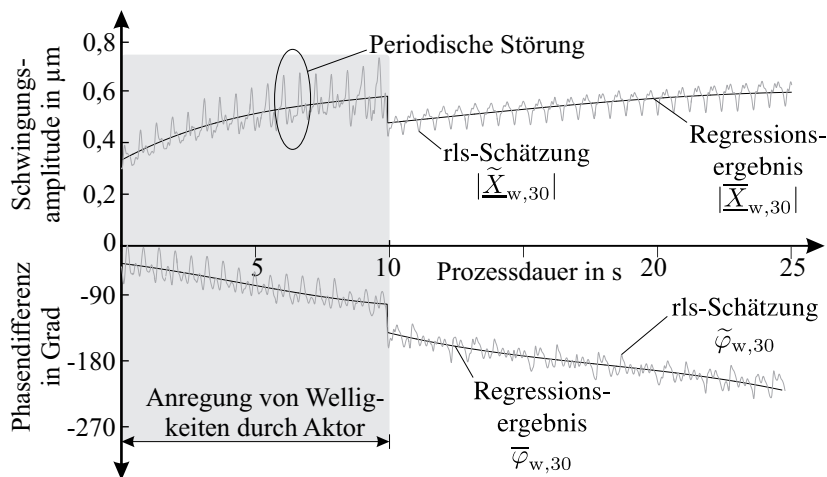


Abbildung 7.7: Amplituden- und Phasenverlauf der Werkstückschwingung einer Ratterfrequenz, welche dem 30-fachen der Schleifscheibendrehzahl entspricht, während der Anregung durch den elektromagnetischen Ringaktor in x -Richtung

deren Phase durch:

$$\tilde{\varphi}_{w,n}(k) = \arctan2(b_n(k), a_n(k)). \quad (7.27)$$

Die so ermittelten Amplituden- und Phasenverläufe weisen periodische Störungen mit der Frequenz der Werkstückumdrehung auf. Die Ursache dieser Störungen kann auf verschiedene Quellen zurückgeführt werden, deren Auswirkungen sich nicht ohne weiteres voneinander trennen lassen. Einerseits variieren die magnetischen Eigenschaften des Werkstückmaterials unterhalb des Wirbelstrom-Weg-Sensors aufgrund der Rotation und haben Einfluss auf die Verstärkung des Sensorsignals [KAM13]. Weiterhin verursacht eine unsymmetrische oder außermittige Einspannung oder eine ungleichmäßige Einleitung des Antriebsmoments auf die Antriebswelle über die Mitnehmerkupplung eine variable Dämpfung, welche vom Winkel der Werkstückwelle abhängt. Da keine der genannten Quellen der Störung sich im hier vorliegenden Versuchsaufbau eliminieren lässt, müssen deren Auswirkungen auf den Prozess hingenommen und aus den Messdaten gefiltert werden. Der Einsatz eines Tiefpassfilters scheidet aufgrund der niedrigen Störfrequenz aus, da die Signaldynamik und insbesondere die bei Abschaltung der Anregung auftretenden Sprünge deutlich verfälscht würden. Anstelle dessen kommt hier eine Regression zum Einsatz. Hinsichtlich des Charakters der Signaldynamik bietet sich ein kubisches Polynom an, um den Signalverlauf anzunähern.

$$\bar{X}_{w,n}(k) = \mathbf{X}_p \boldsymbol{\theta}_p \quad (7.28)$$

Für einen gegebenen Zeitabschnitt mit $k = 1, \dots, N_s$ Datensamples kann mithilfe der Regressionsmatrix

$$\mathbf{X}_p = \begin{bmatrix} 1 & T_s & T_s^2 & T_s^3 \\ 1 & 2T_s & 4T_s^2 & 8T_s^3 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & N_s T_s & N_s^2 T_s^2 & N_s^3 T_s^3 \end{bmatrix} \quad (7.29)$$

sowie des Parametervektors $\underline{\theta}_p$ mit den Polynomkoeffizienten \underline{p}

$$\underline{\theta}_p = \begin{bmatrix} \underline{p}_1 \\ \underline{p}_2 \\ \underline{p}_3 \\ \underline{p}_4 \end{bmatrix} \quad (7.30)$$

eine Nachbildung der Werkstückschwingung $\widetilde{\underline{X}}_{w,n}(k)$ durch $\overline{\underline{X}}_{w,n}(k)$ in der komplexen Ebene erfolgen. Der Parametervektor ergibt sich analog zu (7.23) durch das Produkt aus Moore-Penrose-Inversen und dem Vektor $\widetilde{\underline{X}}_{w,n}$, welcher aus den einzelnen abgetasteten Werten $\widetilde{\underline{X}}_{w,n}(k)$ gebildet wird:

$$\underline{\theta}_p = \mathbf{X}_p^+ \widetilde{\underline{X}}_{w,n}. \quad (7.31)$$

Dieses Verfahren wird jeweils auf den Verlauf der Werkstückschwingung angewandt. Dabei wird das Signal in Abschnitte mit und ohne Anregung aufgeteilt und jeweils ein eigenes Regressionspolynom ermittelt. Das so aufbereitete Signal ist ebenfalls in Abbildung 7.7 dargestellt.

Das Ergebnis kann weiter verbessert werden, wenn die periodische Störung $\underline{X}_{c,n}$ durch eine Fourierreihe approximiert und vom gestörten Signal subtrahiert wird. Dies kann ebenfalls durch das in Abschnitt 6.2 für die Schleifscheibenoberfläche gezeigte Oberflächenmodell erfolgen; die Gleichung (6.6) wird dabei um komplexe Koeffizienten ergänzt. Die Approximation der Störung

$$\widetilde{\underline{X}}_{c,n}(k) = \sum_{m=C_1}^{C_2} \underline{\alpha}_m \sin(m\widetilde{\varphi}_c(k)) + \underline{\beta}_m \cos(m\widetilde{\varphi}_c(k)), \quad (7.32)$$

gelingt mithilfe des Winkels der Werkstückachse $\widetilde{\varphi}_c$ und der Vielfachen C_1 bis C_2 . Für den Anwendungsfall erweisen sich $C_1 = 1$ und $C_2 = 3$ als ausreichend, um einen großen Teil der Störung zu eliminieren. Die komplexen Parameter $\underline{\alpha}_m$ und $\underline{\beta}_m$ können, wie in Abschnitt 6.2 gezeigt, durch das LS-Verfahren bestimmt werden.

Parameteridentifikation linearer dynamischer Systeme

Die aufbereiteten Verläufe stellen den Ausgang der vorgestellten Modelle dar, die Aktorkräfte den Eingang. Mithilfe dieser Daten sollen nun die Parameter der zuvor diskutierten allgemeinen

linearen dynamischen Systeme identifiziert werden. Die Abbildung 7.8 zeigt das Ergebnis der Parameteridentifikation des Submodells für $n = 30$ mit der zuvor beschriebenen allgemeinen Struktur eines ARX-Modells. Es ist zu erkennen, dass das ARX-Modell starke Abweichungen zeigt, die sich auf das zuvor beschriebene Konsistenzproblem aufgrund der unzureichenden Rauschmodellierung zurückführen lassen. Die Anwendung des Verfahrens auf die verbleibenden Submodelle zeigt stark variierende Ergebnisse; dies kann ebenfalls durch das Konsistenzproblem erklärt werden. Diesem wird in der Regel mithilfe einer Kombination der Least-Squares-Methode und der Methode der instrumentellen Variablen (IV-Methode) oder einer Korrelationsanalyse begegnet. Die Parameterschätzung des vorliegenden Problems kann durch diese Verfahren jedoch nicht signifikant verbessert werden. Je größer die Abweichungen zur Modellvorstellung sind, desto größer sind die Probleme mit der Parameterkonsistenz.

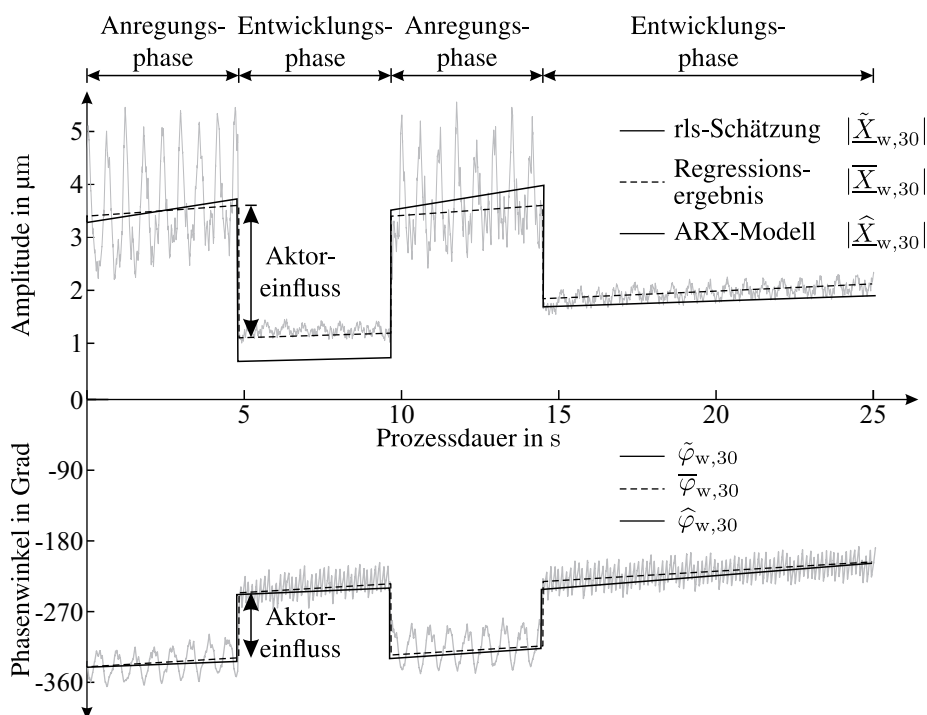


Abbildung 7.8: Anregung des Systems mit einem Vielfachen der Schleifscheibendrehzahl und Bildung von Welligkeiten auf der Schleifscheibenoberfläche

In diesem Fall muss auf Verfahren mit einem komplexeren Rauschmodell zurückgegriffen werden. Im Gegensatz zu den Gleichungsfehlermodellen sind Ausgangsfehlermodelle immer konsistent, müssen aber mittels eines nichtlinearen Optimierungsverfahrens identifiziert werden. Die Wahl des Optimierungsalgorithmus wird jedoch durch die verwendeten komplexen Zahlen stark eingeschränkt; Verfahren wie der Gauß-Newton-Algorithmus können nur auf Probleme mit Parametern im reellen Wertebereich angewendet werden. In Verbindung mit einem Levenberg-Marquardt-Algorithmus mit Richtungssuche produzieren diese Verfahren für das hier betrachtete Problem der Parameteridentifikation des Schleifmodells gute Ergebnisse. Die Komplexität der hier eingesetzten Lösungsverfahren macht jedoch den Vorteil des geringeren Modellierungsaufwands der

diskutierten Modelle zunichte. Somit kann die Parameteridentifikation für das in Abschnitt 7.1 zuvor hergeleitete Schleifprozessmodell auch direkt in ein Optimierungsproblem überführt und die Parameter mithilfe eines nichtlinearen Verfahrens ermittelt werden. Die hier untersuchte Frage, ob es möglich sei, das Problem pauschal mit linearen Verfahren zu lösen, muss verneint werden. Nur wenn die Welligkeitsbildung ähnlich der Modellvorstellung verläuft und sich insbesondere bei kleinen Amplituden keine transienten Einschwingvorgänge ergeben, ist es möglich, das Optimierungsproblem durch autoregressive Verfahren zu lösen; andernfalls ist der Einsatz nichtlinearer Optimierungsverfahren notwendig.

Definition des Parametervektors

Im Folgenden soll wieder das in Abschnitt 7.1 entwickelte Schleifprozessmodell im Fokus stehen, vgl. Abbildung 7.1 rechts. Es gilt die Modellparameter, welche im Parametervektor $\underline{\theta}_{g,n}$ in Gleichung (7.4) zusammengefasst sind, zu bestimmen. Im Gegensatz zu autoregressiven Verfahren, müssen Initialwerte für die Systemzustände festgelegt werden. Im konkreten Anwendungsfall betrifft dies die Integratoren, welche die Werkzeugwelligkeit repräsentieren. Mit der Annahme, dass die Welligkeit zu Beginn des Referenzprozesses nicht vorhanden ist, können diese Zustände zu Null initialisiert werden. Versuche zeigen jedoch, dass diese Annahme unzulässig ist und die Ergebnisse signifikant verfälscht werden. Die Initialwerte können in Abhängigkeit der restlichen Modellparameter aus der Werkstückschwingung zu Prozessbeginn berechnet werden. In der Zustandsraumdarstellung ergibt sich der initiale Systemzustand \underline{x}_0 zu:

$$\underline{x}_0 = \begin{bmatrix} x_{v,n} \\ x_{v2,n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \underline{c}_d \\ \underline{c}_d \underline{A}_d \end{bmatrix}^{-1} \left(\begin{bmatrix} \underline{X}_{w,n}(0) \\ \underline{X}_{w,n}(1) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \underline{d}_d \underline{F}_{a,n}(0) \\ \underline{d}_d \underline{F}_{a,n}(1) \end{bmatrix} \right). \quad (7.33)$$

Da die Modellvorstellung, wie zuvor beschrieben, jedoch insbesondere zu Beginn des Schleifprozesses von der Realität abweichen kann, stellt es sich als notwendig dar, die betreffenden Initialwerte $x_{v,n}$ und $x_{v2,n}$ ebenfalls zu identifizieren und in den Parametervektor aufzunehmen. Eine Möglichkeit, die Parameterzahl wieder zu reduzieren und den Optimierungsalgorithmus zu entlasten, besteht in der direkten Bestimmung des Aktoreinflusses $\underline{G}_{s,n}$. Dieser gibt an, welche Schwingungen das Werkstück infolge der Aktorkraft ausführt. Durch die Sprunganregung des Systems kann dieser Einfluss direkt aus den Verläufen von Amplitude und Phase bestimmt werden. Um den Bestimmungsfehler hier zu minimieren, ist es sinnvoll, mehr als einen Sprung in das Anregungssignal zu integrieren. Zu viele Sprünge erschweren dabei jedoch die Signalaufbereitung und verfälschen das Signal somit. Versuche zeigen, dass das in Abbildung 7.8 dargestellte Signal mit zwei Einschalt- und Abschaltvorgängen der Aktorkraft einen guten Kompromiss darstellt. Der Aktoreinfluss kann ebenfalls mittels der in Abschnitt 6.1 gezeigten Methoden zur Untersuchung des dynamischen Maschinenverhaltens ermittelt werden. Mithilfe einer Chirp-Anregung während des Schleifprozesses kann das Nachgiebigkeitsverhalten des Werkstücks infolge der Aktoranre-

gung analysiert werden und für die entsprechenden Vielfachen der Schleifscheibendrehzahl in den gesuchten Aktoreinfluss $\underline{G}_{s,n}$ überführt werden. Somit ergibt sich der neue Parametervektor zu:

$$\underline{\theta}_{g,n}^* = \begin{bmatrix} \underline{G}_{c,n} \\ \underline{G}_{v,n} \\ \underline{G}_{v2,n} \\ \underline{x}_{v,n} \\ \underline{x}_{v2,n} \end{bmatrix}. \quad (7.34)$$

Da es sich bei den Elementen des Vektors um komplexe Variablen handelt, summiert sich die Zahl unbekannter Parameter auf insgesamt zehn. Diese werden im Folgenden von einem nichtlinearen Optimierungsalgorithmus ermittelt.

Optimierungsalgorithmus zur Parameteridentifikation

Die Elemente des Parametervektors sind Teil des \mathbb{C} , unterliegen also keinerlei Beschränkungen. Weiterhin existieren keine Randbedingungen, welche eingehalten werden müssen. Die Aufgabe, optimale Systemparameter für das Prozessmodell zu finden, stellt daher ein nichtlineares, unbeschränktes Optimierungsproblem dar. Für diese Art von Problemen existiert eine Reihe an Lösungsmethoden, welche sich anhand verschiedener Merkmale in Kategorien unterteilen lassen. Die wichtigsten Kategorien sowie eine Auswahl an Verfahren sind in Abbildung 7.9 dargestellt.

Nichtlineare Optimierungsprobleme unterscheiden sich von linearen Problemen in erster Linie durch die Existenz lokaler Extrema in der Kostenfunktion, welche die Suche nach dem globalen Minimum deutlich erschweren. Die Suche kann dann in einem lokalen Minimum enden und somit eine nicht-optimale Lösung ergeben. Es existiert in der Regel keine analytische Lösung, sodass auf iterative Algorithmen, welche sich der Lösung in mehreren Schritten annähern, zurückgegriffen werden muss. Abhängig vom gewählten Verfahren, den gewählten Initialwerten und der Kostenfunktion sind nichtlineare Optimierungsprobleme oft nur mit erheblichem Rechenaufwand und langer Konvergenzzeit zu lösen. In der Folge ist eine Implementierung auf Echtzeitsystemen schwierig. Im Gegensatz zu rekursiven Methoden, welche eine exakte Lösung über mehrere Schritte ermitteln, repräsentieren diese iterativen Verfahren lediglich eine Suche nach dem Optimum. [Nel01]

Grundsätzlich kann zwischen zwei Arten der Suche unterschieden werden. *Lokale Verfahren* bestimmen die Suchrichtung anhand der unmittelbaren Umgebung der Kostenfunktion an der Stelle des aktuellen Parametervektors während *globale Verfahren* in der Regel mit stochastischen, oft hochparallelisierten Ansätzen versuchen, große Gebiete der Kostenfunktion zu untersuchen und so die Konvergenz in lokale Minima zu vermeiden. Die Analyse der Umgebung unterteilt sich bei lokalen Ansätzen anhand der Ordnung der benötigten Gradienten.

Während direkte Ansätze lediglich den Funktionswert selbst bei verschiedenen Parametersätzen auswerten, nutzen Methoden erster Ordnung den Kostenfunktionsgradienten und solche zweiter

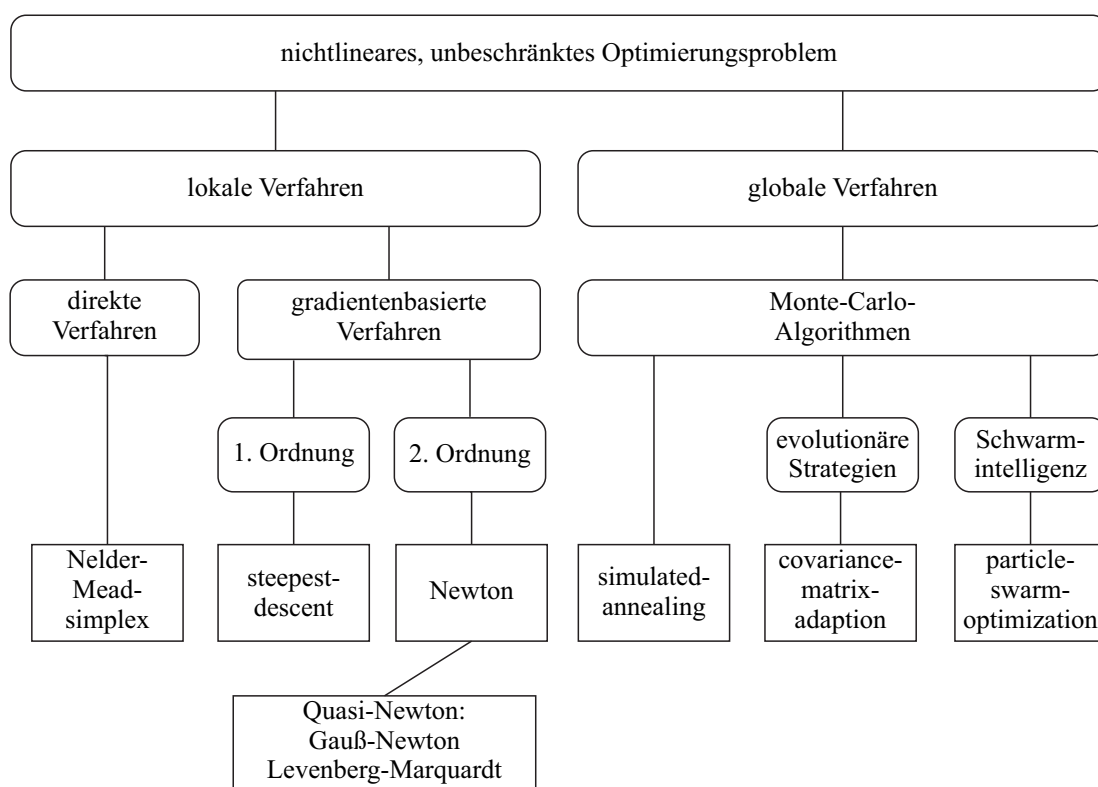


Abbildung 7.9: Einteilung von unbeschränkten, nichtlinearen Optimierungsverfahren nach NELLES und ISERMANN [Nel01, IM11]

Ordnung darüber hinaus die Hesse-Matrix. Das *Nelder-Mead-Simplex*-Verfahren kann den direkten Ansätzen zugeordnet werden, da hier diskrete Punkte der Kostenfunktion ein Simplex bilden und dessen Form die weitere Suchrichtung festlegt. Direkte Verfahren zeichnen sich in erster Linie durch einfache Verständlichkeit und Implementierbarkeit aus, konvergieren allerdings meist langsamer als Ansätze, welche Informationen des Gradienten nutzen. Das *steepest-descent*-Verfahren ist dem Namen entsprechend ein *Gradientenabstiegsverfahren*, welches den nächsten Parametervektor in Richtung des steilsten Abfalls der Kostenfunktion wählt. Die Schrittweite kann dabei durch eine Kombination mit der *line-search*-Methode optimiert und die Leistungsfähigkeit der Suche deutlich gesteigert werden. Ein ähnliches Prinzip nutzt der *Newton*-Algorithmus, wobei hier zusätzlich die Inverse der Hesse-Matrix ausgewertet wird. Der höhere Aufwand bei der Bestimmung und Invertierung der Hesse-Matrix geht im Gegenzug mit einer sehr schnellen Konvergenz einher.

Kann der Gradient bzw. die Hesse-Matrix nicht analytisch aus der Kostenfunktion bestimmt werden, besteht die Möglichkeit, diese über Differenzenquotienten anzunähern. Dies führt allerdings insbesondere bei der Bestimmung der Hesse-Matrix zu einem unverhältnismäßig großen rechnerischen Aufwand und macht den Vorteil des komplexeren Ansatzes zunichte. Eine Alternative stellt hier die Klasse der *Quasi-Newton* Ansätze dar. Hier sind das *Gauß-Newton*- und das *Levenberg-Marquardt*-Verfahren zu nennen, welche die Hesse-Matrix mithilfe der Jacobi-Matrix approximieren. Das

Levenberg-Marquardt-Verfahren bietet dabei die Möglichkeit, den Suchvektor durch einen Parameter zu manipulieren, um die numerische Stabilität des Verfahrens zu erhöhen. Auch hier kann eine Kombination mit der *line-search*-Methode erfolgen, um eine optimale Schrittweite zu gewährleisten. Wie bei allen lokalen Lösungsverfahren besteht das Problem, dass diese in der Regel in das nächstgelegene Minimum konvergieren, welches nicht zwangsläufig das globale Minimum darstellt.

Globale Ansätze versuchen dieses Problem zu umgehen. Eine naheliegende Herangehensweise stellt das *multi-start*-Verfahren dar, welches eine lokale Methode mit vielen unterschiedlichen initialen Parametersätzen anwendet. Bei vielen globalen Ansätzen kommen stochastische oder heuristische Mittel zum Einsatz. Das *simulated-annealing*-Verfahren überlagert die Suchrichtung mit einem zufälligen Anteil und nimmt sich einen Abkühlvorgang zum Vorbild. Der Parametersuche wird so ermöglicht, aus lokalen Minima zu entkommen; mit zunehmender Iterationszahl nimmt der stochastische Term ab, wodurch eine abschließende Konvergenz gewährleistet wird. [IM11]

Evolutionäre Algorithmen nutzen ebenfalls die Natur als Vorbild, indem sie eine große Zahl an Parametersätzen (Individuen) generieren, welche eine Population bilden. Innerhalb dieser Population werden die Individuen mit dem besten Fitnesswert, welcher sich aus der Kostenfunktion ergibt, bevorzugt und zur Generierung einer Folgepopulation verwendet. In diesem Bereich existiert eine Vielzahl an Methoden, welche sich unter anderem weiter in genetische Algorithmen und evolutionäre Strategien gliedern. In diesem Zusammenhang soll hier die *covariance-matrix-adaption-evolutionary-strategy* (CMA-ES) genauer beleuchtet werden, da es im Gegensatz zu anderen Verfahren aus diesem Bereich noch keine große Verbreitung hat. Es bietet Vorteile bezüglich des Rechenaufwands bei mittleren bis großen Optimierungsproblemen und wird hier mit dem *particle-swarm*-Algorithmus verglichen, welcher auf eine Schwarmintelligenz setzt.

Das CMA-ES-Verfahren wurde in den neunziger Jahren an der TU Berlin von HANSEN und OSTERMEIER entwickelt und geht aus der *generating-set-adaption*-Methode hervor [HOG95, HO96]. Für eine bestehende Population wird auf Basis des Erwartungswertes $\mu_{p,i}$ und Kovarianz der Fitnesswerte der Population C_p eine Folgepopulation ermittelt. Es stellt somit wie die Newton- bzw. die Quasi-Newton-Algorithmen ein Verfahren zweiter Ordnung dar. Im Vergleich ist es allerdings im Allgemeinen um den Faktor 10 bis 30 langsamer [Han06]. Es nutzt jedoch keine Gradienten und setzt auch nicht deren Existenz voraus. Bei stark nichtlinearen Kostenlandschaften mit vielen lokalen Extrema erweist sich das Verfahren als besonders robust gegenüber dem Hängenbleiben in lokalen Minima und zeigt die Eigenschaften eines globalen Optimierungsverfahrens [AH05]. Der Algorithmus ist mit sehr geringem Aufwand parametrierbar und kommt ohne Vorgabe initialer Parameter aus. Er eignet sich daher besonders zur Optimierung komplexer Black-Box-Systeme.

Der Ablauf gliedert sich in folgende Schritte:

1. Generierung von zufälligen Parametervektoren ξ_i , welche die initiale Population $\mathcal{P}_{i=0} \in \mathbb{R}^p$ mit λ_p Individuen bilden .
2. Ermittlung der Fitnesswerte $f_K(\xi_i)$ aller Individuen durch die Kostenfunktion f_K .

3. Berechnung eines anhand der Fitnesswerte gewichteten Mittelwertes μ_{i+1} .
4. Bestimmung der Evolutionspfade $\mathbf{p}_{\sigma,i}$ und $\mathbf{p}_{c,i}$, welche die Entwicklung der Schrittweite und der Kovarianz beschreiben.
5. Berechnung der Schrittweite σ_i mithilfe des Evolutionspfades $\mathbf{p}_{\sigma,i}$.
6. Berechnung einer p -dimensionalen Normalverteilung $\mathcal{N}(\mu_{p,i}, \sigma_i \mathbf{C}_{p,i})$ mit dem Erwartungswert $\mu_{p,i}$ und dem Produkt aus Schrittweite σ_i und Kovarianz-Matrix $\mathbf{C}_{p,i}$ aus der aktuellen Population.
7. Generierung Population $\mathcal{P}_i \in \mathbb{R}^p$ mit λ_p Individuen anhand der berechneten Verteilung.
8. Fortsetzung bei Schritt 2, wenn das Abbruchkriterium nicht erfüllt ist.

Nachdem zunächst von der initialen Population die Fitnesswerte aller Individuen bestimmt werden, kann eine Sortierung in Abhängigkeit der Individuenfitness vorgenommen werden. Je geringer der Fitnesswert, desto kleiner der ihm zugeordnete Index m ; $m = 1$ kennzeichnet das Individuum mit dem besten Fitnesswert. Es wird in der Regel nur die bessere Hälfte der Population für die Berechnung eines gewichteten Mittelwertes berücksichtigt:

$$\mu_{i+1} = \sum_{m=1}^{\lambda_p/2} w_m \xi_m. \quad (7.35)$$

Die Gewichtung wird durch die Kennzahl

$$\mu_{\text{eff}} = \sum_{m=1}^{\lambda_p/2} \frac{w_m^2}{\sum_{m=1}^{\lambda_p/2} w_m^2} \quad (7.36)$$

beschrieben, für die weiterhin gilt:

$$\sum_{m=1}^{\lambda_p/2} w_m = 1. \quad (7.37)$$

Diese Gewichtung wird jedoch häufig durch die Vereinfachung

$$w_{m=1 \dots \lambda_p/2} = \frac{1}{\lambda_p/2} \quad (7.38)$$

eingeschränkt.

Auf dieser Basis kann nun die Berechnung der neuen Schrittweite σ_{i+1} sowie der neuen Kovarianz $\mathbf{p}_{c,i+1}$ erfolgen. Dies geschieht anhand zweier Evolutionspfade, welche aus der Differenz der einzelnen Fitnesswerte zum gewichteten Mittelwert ermittelt werden. Aus dem Evolutionspfad

$$\mathbf{p}_{\sigma,i+1} = (1 - c_\sigma)\mathbf{p}_{\sigma,i} + \sqrt{c_\sigma(2 - c_\sigma)}\mu_{\text{eff}}\mathbf{C}_{\mathbf{p},i}^{-\frac{1}{2}}\frac{\boldsymbol{\mu}_{i+1} - \boldsymbol{\mu}_i}{\sigma_i} \quad (7.39)$$

kann eine Richtungsinformation gewonnen werden, welche zur Generierung der Schrittweite σ_{i+1} herangezogen wird:

$$\sigma_{i+1} = e^{\frac{c_\sigma \|\mathbf{p}_{\sigma,i+1}\|_2^2}{d_\sigma E(\|\mathcal{N}(0,1)\|_2^2)} - 1} \sigma_i. \quad (7.40)$$

Hier stellen c_σ und später c_c sowie c_k ein gleitendes Filter zur Gewichtung der vergangenen Iterationen und d_σ , d_c sowie d_k einen Dämpfungsfaktor nahe Eins, welcher ein zu starkes Anwachsen der Schrittweite verhindert, dar. Die Größe $\mathbf{C}_{\mathbf{p},i}^{-\frac{1}{2}}$ stellt die Spektralzerlegung der Matrix $\mathbf{C}_{\mathbf{p},i}$ dar. Sie berechnet sich wie folgt:

$$\mathbf{C}_{\mathbf{p},i}^{-\frac{1}{2}} = \mathbf{B}_{\mathbf{p},i}\mathbf{D}_{\mathbf{p},i}^2\mathbf{B}_{\mathbf{p},i}^T. \quad (7.41)$$

Hier stellt $\mathbf{B}_{\mathbf{p},i}$ eine Orthonormalbasis aus den Eigenvektoren dar, während sich die Diagonalmatrix $\mathbf{D}_{\mathbf{p},i}$ aus den Quadratwurzeln der Eigenwerte von $\mathbf{C}_{\mathbf{p},i}$ zusammensetzt.

Die Aktualisierung der Kovarianz-Matrix kann ebenfalls durch Auswertung der Richtungsinformation eines weiteren Evolutionspfades

$$\mathbf{p}_{\mathbf{c},i+1} = (1 - c_c)\mathbf{p}_{\mathbf{c},i} + \sqrt{c_c(2 - c_c)}\mu_{\text{eff}}\frac{\boldsymbol{\mu}_{i+1} - \boldsymbol{\mu}_i}{\sigma_i} \quad (7.42)$$

erfolgen. Die neue Kovarianz ergibt sich dann zu:

$$\begin{aligned} \mathbf{C}_{\mathbf{p},i+1} &= (1 - c_k)\mathbf{C}_{\mathbf{p},i} + \frac{c_k}{\mu_k}(\mathbf{p}_{\mathbf{c},i}\mathbf{p}_{\mathbf{c},i}^T) \\ &+ c_k \left(1 - \frac{1}{\mu_k}\right) \sum_{m=1}^{\frac{\lambda_{\mathbf{p}}}{2}} w_m \left(\frac{(\boldsymbol{\xi}_m - \boldsymbol{\mu}_i)}{\sigma_i}\right) \left(\frac{(\boldsymbol{\xi}_m - \boldsymbol{\mu}_i)}{\sigma_i}\right)^T. \end{aligned} \quad (7.43)$$

Für die Adaptionkoeffizienten c_k und μ_k sowie für die übrigen Tuningparameter existieren Empfehlungswerte, die in der Regel ohne Anpassungen in einer guten Performance des Algorithmus resultieren. Diese hat HANSEN in einem Übersichtsartikel zusammengefasst [Han06].

Im Hinblick auf das hier diskutierte Problem der Parameteridentifikation eines Schleifprozessmodells soll nun ein passender Optimierungsalgorithmus ausgewählt werden. Zunächst wird eine Kostenfunktion $f_{K,n}$ benötigt, welche minimal wird, wenn der gewünschte Systemausgang erreicht wird. Hier kommt das häufig verwendete Quadrat der euklidischen Norm zum Einsatz, welches die

Summe der Betragsquadrate der Differenz der komplexen Verläufe der Polynomregression $\overline{X}_{w,n}$ und dem Modellausgang $\underline{X}_{w,n}$ in jedem Abtastschritt darstellt:

$$f_{K,n}(\underline{\theta}_{g,n}) = \sum_{k=1}^m \|\overline{X}_{w,n}(k) - \underline{X}_{w,n}(k)\|_2^2. \quad (7.44)$$

Das globale Minimum dieser Funktion beschreibt die optimalen Parameter für das Prozessmodell. Für die Auswahl eines passenden Optimierungsalgorithmus sind zwei Faktoren entscheidend: Die Existenz und analytische Bestimmbarkeit des Gradienten der Kostenfunktion sowie die Form der Kostenlandschaft. Die Anwendung lokaler Verfahren auf eine Kostenfunktion mit vielen lokalen Minima führt meist nicht zum Ziel. Steht kein Gradient zur Verfügung, muss dieser ebenso wie die Hesse-Matrix auf Grundlage vieler Auswertungen der Kostenfunktion approximiert werden.

Im Gegensatz zu den zuvor diskutierten Black-Box-Modellen mit allgemeinen diskreten Übertragungsfunktionen kann der Gradient hier nicht analytisch bestimmt werden. Somit ist die Anwendung des *Newton*-Verfahrens aufgrund des nötigen Aufwands bei der Approximation der Hesse-Matrix nicht praktikabel. Das *Levenberg-Marquardt*-Verfahren verspricht eine schnelle Konvergenz, zeigt bei dem vorliegenden Problem jedoch eine sehr starke Abhängigkeit von den Startwerten. Dies deutet auf eine zerklüftete Kostenlandschaft hin, was die Anwendung eines globalen Verfahrens notwendig macht. Neben dem CMA-ES-Algorithmus wurde der *Partikel-Schwarm*-Optimierer (PSO) untersucht. Bei der Verwendung dieser Optimierungsmethode ist die Parametrierung ein zentraler Aspekt. Eine Parametrierung gemäß gängiger Einstellregeln, wie sie beispielsweise von POLI ET AL. beschrieben werden, führen hier in der Regel zu keiner zufriedenstellenden Lösung, weshalb diese empirisch vorgenommen wurde [PKB07].

Beide Verfahren zeigen gute Ergebnisse und finden in allen Fällen Modellparameter, die das Prozessverhalten hinreichend genau nachbilden. Dabei handelt es sich prinzipbedingt nicht zwingend um das globale Minimum, jedoch um Parametersätze, die das Systemverhalten ähnlich gut beschreiben. Die Aufgabe sieht die Identifikation n ähnlicher Systeme vor, das eingesetzte Optimierungsverfahren sollte gute Lösungen für alle Teilprobleme finden. Im direkten Vergleich weist der PSO jedoch eine deutlich höhere Zahl benötigter Kostenfunktionsberechnungen bei gleichzeitig weniger robustem Verhalten auf. In wenigen Fällen kann auch bei hohen Partikel- und Iterationszahlen kein zufriedenstellendes Ergebnis gefunden werden. Dagegen zeigt sich das CMA-ES-Verfahren deutlich robuster. Die Tabelle 7.1 zeigt die Ergebnisse der Parameteridentifikation von zehn untersuchten Subsystemen mit dem CMA-ES-Verfahren bei unterschiedlichen Vielfachen n anhand des gefundenen Minimalwertes der Kostenfunktion bei variierender Populationsgröße λ_p . Eine Populationsgröße von $\lambda_p = 30$ führt auf dem verwendeten System bei allen Teilmodellen zuverlässig nach etwa 10.000 Funktionsaufrufen zu einem guten Ergebnis.

Ein gutes Ergebnis liegt im Allgemeinen vor, wenn der gefundene minimale Wert der Kostenfunktion $10 \mu\text{m}$ unterschreitet; bei höheren Ordnungen n ist dieser Wert aufgrund des höheren Rauschpegels größer. Im Vergleich dazu stellen sich die in Tabelle 7.2 dargestellten Ergebnisse

Tabelle 7.1: Minimaler erreichter Kostenfunktionswert in Mikrometer bei Variation der Populationsgröße bei der Optimierung mittels CMA-ES-Verfahren

		Vielfache der Schleifscheibendrehzahl n									durchschn. benötigte Zeit in s	
		22	24	26	28	30	32	34	36	38		40
f in Hz		639	698	757	815	874	933	992	1051	1110	1169	
Population λ_p	5	1,11	1,13	43,4	0,39	0,83	2,57	2,96	15,8	17,6	7,44	$5 \cdot 10^4$
	10	21,3	1,13	0,21	0,39	0,83	2,57	390	15,8	17,6	7,44	$6 \cdot 10^4$
	20	1,11	1,13	0,21	0,39	0,83	2,57	2,96	15,8	17,6	7,44	$8 \cdot 10^5$
	30	1,11	1,13	0,21	0,39	0,83	2,57	2,96	15,8	17,6	7,44	$1 \cdot 10^6$

des PSO deutlich schlechter dar. Es ist jedoch festzustellen, dass die Parametrierung des PSO im Wesentlichen selbst wiederum ein Optimierungsproblem darstellt und der hier vollzogene Vergleich daher nur bedingt aussagekräftig ist. Hinsichtlich des Parametrierungsaufwands gestaltet sich das CMA-ES-Verfahren benutzerfreundlicher. Es wird daher der Einsatz des CMA-ES-Verfahrens empfohlen und im Folgenden für die Systemidentifikation herangezogen. Das Ergebnis eines globalen Verfahrens lässt sich in der Regel mithilfe eines lokalen Verfahrens verfeinern [Cor18]. Daher wird nach Einsatz des CMA-ES Verfahrens das Ergebnis als Initialwert für den *Levenberg-Marquardt*-Algorithmus genutzt, um einen noch besseren Parametersatz in der Umgebung zu finden.

Tabelle 7.2: Minimaler erreichter Kostenfunktionswert in Mikrometer bei der Optimierung mittels Partikel-Schwarm-Optimierung in Abhängigkeit der maximalen Iterationszahl

		Vielfache der Schleifscheibendrehzahl n									benötigte Funktions- aufrufe	
		22	24	26	28	30	32	34	36	38		40
f in Hz		639	698	757	815	874	933	992	1051	1110	1169	
Iterationen	100	215	116	57,8	236	328	395	376	782	325	224	$1 \cdot 10^5$
	500	143	92,3	46,1	150	216	278	249	521	176	112	$5 \cdot 10^5$
	1000	81,4	80	15,9	39,3	51,4	78,7	85,5	65,7	152	75	$1 \cdot 10^6$
	5000	2,3	1,3	0,3	0,8	12	2,7	3,1	16,8	18,1	7,8	$5 \cdot 10^6$

PSO-Parameter: $C_{1,PSO} = 1,2$; $C_{2,PSO} = 0,0012$; $W_{PSO} = 0,004$; $N_{PSO} = 100$

Da die Parameter für jedes Submodell (vgl. Abbildung 7.2) einzeln ermittelt werden müssen, kommt dem resultierenden Rechenaufwand eine große Bedeutung zu; wie erwartet steigt dieser mit steigender Parameterzahl. Gemäß der zu Beginn des Kapitels beschriebenen Parameterreduktion wird daher der Aktoreinfluss $G_{s,n}$ manuell ermittelt und der Rechenaufwand so reduziert. Die Bestimmung der Anfangswelligkeit sollte dem Optimierungsalgorithmus überlassen werden, da sich diese nur mit unzureichender Genauigkeit aus den Messdaten ermitteln lässt. Die Parameterreduktion dient ausschließlich der Vereinfachung des Optimierungsproblems, bessere Ergebnisse werden naturgemäß mit dem vollen Parametersatz erreicht. Die Abbildung 7.10 zeigt das Identifikationsergebnis für die Dynamik der Wellenbildung von $n = 30$ Wellen entlang des Schleifscheibenumfangs. Bei einer Drehzahl ω_s von $2\pi \cdot 27,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ bedeutet dies eine Anregungsfrequenz von 874 Hz. Ne-

ben dem Ergebnis der rls-Schätzung $||\tilde{\underline{X}}_{w,30}||$ ist das mithilfe von Gleichung (7.28) berechnete Regressionsergebnis $||\bar{\underline{X}}_{w,30}||$ dargestellt, welches den Eingang des Identifikationsalgorithmus bildet.

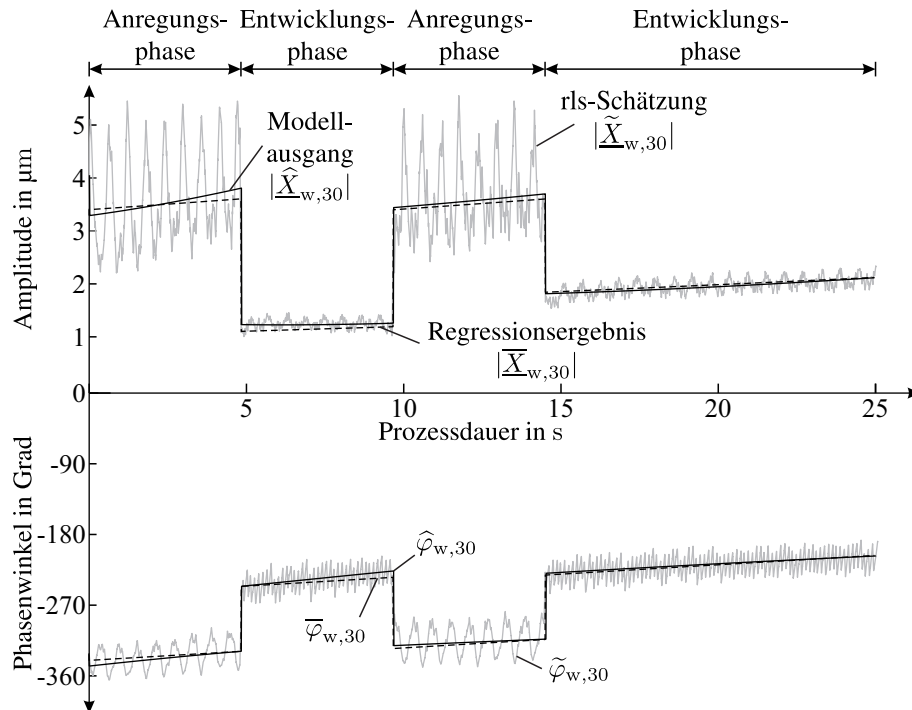


Abbildung 7.10: Identifikationsergebnis des Teilmodells mit $n = 30$

Der Ausgang des identifizierten Prozessmodells $||\hat{\underline{X}}_{w,30}||$ bildet die Entwicklung der Werkstückschwingung gut nach. Lediglich zu Prozessbeginn ergeben sich leichte Ungenauigkeiten, welche durch transiente Einschwingvorgänge und durch die vereinfachte Modellvorstellung einer gleichmäßigen Welligkeitsentwicklung über den Scheibenumfang zu erklären sind. Ähnliche Verläufe und Identifikationsergebnisse ergeben sich für die übrigen Teilmodelle bei anderen Frequenzen oder variierenden Prozessparametern.

Der Ablauf der Parameteridentifikation ist in der Abbildung 7.11 zusammengefasst. Auf Basis der Messdaten eines Identifikationsprozesses kann entweder ein Ausgangs- oder Gleichungsfehlermodell oder das vorgestellte Verschleißmodell zugrunde gelegt werden. Während die erreichbare Qualität der Prozessmodelle ähnlich hoch ist wie die des gezeigten Schleifprozessmodells, schlägt sich der Vorteil einer einfacheren Modellbildung autoregressiver Verfahren jedoch in einer schlechten Konvergenz der Parameteridentifikation des hier betrachteten Problems nieder. Das Ziel einer Prozesskette, welche möglichst wenig Anpassung durch den Benutzer bedarf, wird durch diese Verfahren nicht erreicht.

Der höhere Modellierungsaufwand des Verschleißmodells erlaubt eine weniger aufwändige Parameteridentifikation. Mithilfe globaler Optimierungsmethoden wie dem CMA-ES oder der *Partikel-Schwarm*-Optimierung ist es möglich, die Modellparameter robust zu ermitteln. Der entwickelte

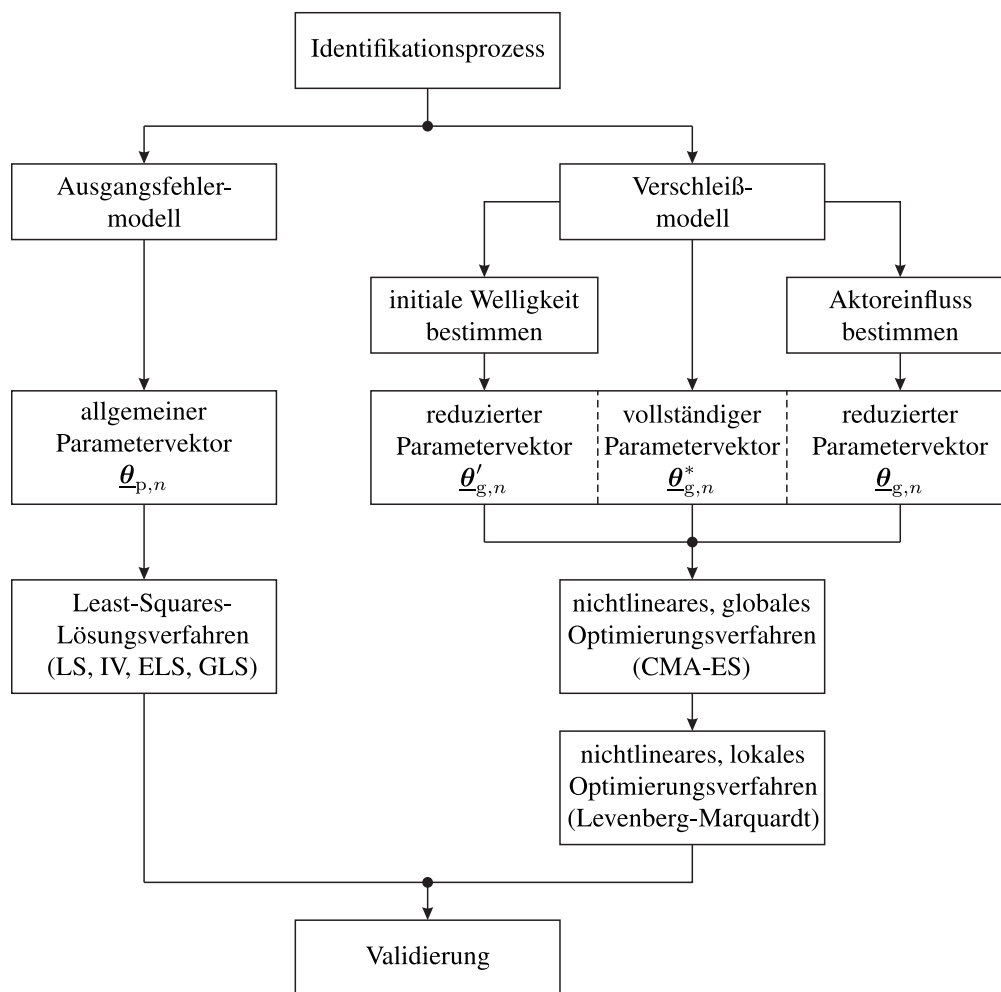


Abbildung 7.11: Ablaufdiagramm Identifikation

Ablauf ist in der Lage, die zuvor definierten Anforderungen zu erfüllen. Im weiteren Verlauf wird auf das Verschleißmodell zurückgegriffen. Die Parameteridentifikation erfolgt dabei mithilfe des reduzierten Parametervektors, da der Aktoreinfluss direkt aus den Messdaten bestimmt wird. Das Prozessmodell kann auf diese Weise für die Schätzung von Schleifscheibenwelligkeiten während des Schleifprozesses verwendet werden.

7.3 Modellbasierte Welligkeitsschätzung

Im Folgenden soll das Prozessmodell verifiziert und auf dem in Abschnitt 4.2 vorgestellten Echtzeitsystem implementiert werden, um während des Schleifprozesses eine Schätzung von Werkstückschwingung und Oberflächenwelligkeit zu ermöglichen.

Validierung des Prozessmodells

Zunächst wird die Verifikation der gefundenen Modellparameter anhand weiterer Messdaten, welche aus einer weiteren Reihe an Referenzprozessen mit Welligkeitsanregung bestehen, durchgeführt. Da die initiale Welligkeit unbekannt ist und bei den Identifikationsmessungen Teil des identifizierten Parametervektors war, müssen die Startwerte des Modells für die Validierungsmessung durch Gleichung (7.33) berechnet werden.

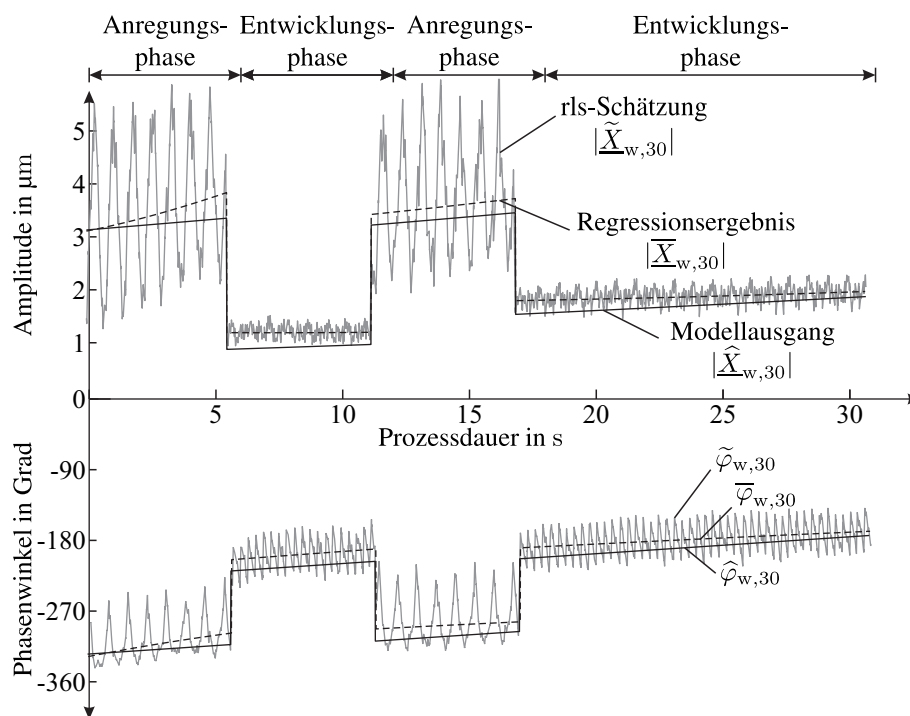


Abbildung 7.12: Validierung der Modellparameter anhand weiterer Schleifprozesse

Die Abbildung 7.12 zeigt die Verläufe der durch das Schleifprozessmodell simulierten Schwingungsamplituden und -phasen $|\hat{X}_{w,30}|$ und $\hat{\varphi}_{w,30}$. Die Identifikation der hier genutzten Modellparameter wurde anhand der in Abbildung 7.10 gezeigten Messung vorgenommen. Als Referenz dienen hier die Verläufe der durch den rls-Algorithmus geschätzten Werte $\tilde{X}_{w,n}$ sowie das Ergebnis der Polynomregression $\bar{X}_{w,n}$. Aufgrund des nur mit unzureichender Genauigkeit zu ermittelnden Startzustands des Systems driften die Verläufe von Modellausgang und Regressionsergebnis auseinander und es ergeben sich deutliche Abweichungen. Gemessen an der Prozessdauer und der sich einstellenden absoluten Abweichung beider Signale, lässt das Ergebnis aber dennoch auf eine Eignung des Modells für die Schätzung der Prozessschwingungen schließen. Mithilfe von Beobachterstrukturen kann bei guter Modellgüte eine Schätzung der Systemzustände erfolgen. Im Umkehrschluss kann dann eine abschließende Aussage über die Modellgüte getroffen werden.

Beobachterentwurf für die Welligkeitsschätzung

Die starken Störungen sollen nun durch eine Beobachterstruktur auf Basis des Prozessmodells, vgl. Gleichung (7.3), aus dem Nutzsignal gefiltert werden. Zu diesem Zweck wird angenommen, dass die Messung $\tilde{X}_w(k)$ in der Ausgangsgleichung (7.16) eine Zufallsvariable darstellt und vom Messrauschen $\underline{v}(k)$ überlagert wird:

$$\tilde{X}_w(k) = \tilde{\underline{c}}_{d,n} \underline{x}_{d,n}(k) + \tilde{\underline{d}}_{d,n} \underline{F}_{a,n}(k) + \underline{v}(k). \quad (7.45)$$

Weiterhin wird angenommen, dass auch die Systemzustände der Zustandsgleichung (7.16) dem Prozessrauschen $\underline{w}(k)$ unterworfen sind, welches nicht mit dem Messrauschen korreliert:

$$\underline{x}_{d,n}(k+1) = \tilde{\underline{A}}_{d,n} \underline{x}_{d,n}(k) + \tilde{\underline{b}}_{d,n} \underline{F}_{a,n}(k) + \underline{w}(k). \quad (7.46)$$

Hier stellen $\tilde{\underline{A}}_{d,n}$, $\tilde{\underline{b}}_{d,n}$, $\tilde{\underline{c}}_{d,n}$ sowie $\tilde{\underline{d}}_{d,n}$ das (unbekannte) reale System in Zustandsraumdarstellung dar. Das Messrauschen $\underline{v}(k)$ wird als zeitlich unkorreliert und normalverteilt mit dem Erwartungswert 0 und der Varianz $R(k)$ angenommen. Das Prozessrauschen $\underline{w}(k)$ folgt einer mehrdimensionalen Normalverteilung mit Erwartungswert 0 und der Kovarianz-Matrix $\underline{Q}(k)$. Die Messung des Systemausgangs stellt eine Reihe an Realisierungen einer Zufallsgröße dar. Ziel ist es nun, diesen Vorgang umzukehren und den Erwartungswert der Verteilung aus den Messungen und dem Systemverhalten zu rekonstruieren.

Eine Möglichkeit, dieses Problem zu lösen, ist das von KALMAN vorgestellte Kalman-Filter [KB61]. Es ist in der Lage, aus der Varianz des Messrauschens $R(k)$ und der Kovarianz-Matrix des Prozessrauschens $\underline{Q}(k)$ sowie der Auswertung der vergangenen Realisierungen des Messwertes $\tilde{X}_w(k)$ den Erwartungswert $\hat{\underline{x}}_{d,n}$ und die Kovarianz $\hat{\underline{P}}_n$ des Zustandsrauschens zu bestimmen. Da die Kovarianzmatrix für den Anwendungsfall konstant ist, kann deren Ermittlung auch außerhalb des iterativen Schemas durch Lösung der Riccati-Gleichung erfolgen.

Das Verfahren lässt sich in zwei Schritte gliedern. Nachdem zunächst die Messgröße $\tilde{X}_w(k)$ wie zuvor beschrieben durch den rls-Algorithmus in den Bildbereich zu $\tilde{\underline{X}}_w(k)$ transformiert wird, kann im Prädiktionsschritt aus der vorangegangenen Schätzung anhand der Zustandsdynamik eine Vorhersage für den neuen Mittelwert

$$\hat{\underline{x}}_{d,n}(k+1|k) = \tilde{\underline{A}}_{d,n} \hat{\underline{x}}_{d,n}(k) + \tilde{\underline{b}}_{d,n} \underline{F}_{a,n}(k) \quad (7.47)$$

sowie für die neue Kovarianz

$$\hat{\underline{P}}_n(k+1|k) = \tilde{\underline{A}}_{d,n} \hat{\underline{P}}_n(k) \tilde{\underline{A}}_{d,n}^T \underline{Q}(k) \quad (7.48)$$

des Zustandsvektors ermittelt werden. Anhand der Kalman-Verstärkung

$$\underline{\mathbf{K}}_n(k+1) = \widehat{\underline{\mathbf{P}}}_n(k+1|k) \underline{\mathbf{e}}_{d,n}^T \left(\tilde{\underline{\mathbf{e}}}_{d,n} \widehat{\underline{\mathbf{P}}}_n(k+1|k) \tilde{\underline{\mathbf{e}}}_{d,n}^T + R(k) \right)^{-1} \quad (7.49)$$

wird diese Vorhersage auf Basis der Differenz zwischen geschätztem Modellausgang $\widehat{\underline{X}}_w(k)$ und der neuen Realisierung des Messwertes $\tilde{\underline{X}}_w(k)$ korrigiert:

$$\widehat{\underline{\mathbf{x}}}_{d,n}(k+1) = \widehat{\underline{\mathbf{x}}}_{d,n}(k+1|k) + \underline{\mathbf{K}}_n(k+1) \left(\tilde{\underline{X}}_w(k) - \widehat{\underline{X}}_w(k) \right), \quad (7.50)$$

$$\widehat{\underline{\mathbf{P}}}_n(k+1) = (\mathbf{I} - \underline{\mathbf{K}}_n(k) \tilde{\underline{\mathbf{e}}}_{d,n}) \widehat{\underline{\mathbf{P}}}_n(k). \quad (7.51)$$

Auf diese Weise kombiniert das Filter Messwerte mit Modellinformationen und ist so in der Lage, Störungen zu unterdrücken. In der praktischen Anwendung treffen die Annahmen von mittelwertfreien, normalverteilten und unkorrelierten Rauschtermen nicht immer zu. Die Messwertaufnahme, welche durch ein adaptives Störmodell aufbereitet wird, erfüllt diese Anforderungen weitestgehend. Die Residuen des Störmodells stellen bei idealer Modellierung per Definition ein weißes Rauschen dar. Eine Abschätzung des Prozessrauschens ist jedoch nur schwer möglich. Da die Messdaten für die Parameteridentifikation die gleiche Signalverarbeitungskette durchlaufen wie die Messwerte für das Kalman-Filter, können hier systematische Fehler auftreten, welche im Wesentlichen auf die Qualität des Störmodells zurückzuführen sind. Auch die Modellqualität stellt, insbesondere angesichts der inhärenten Parameteränderungen des Schleifprozesses, eine offensichtliche, signifikante Fehlerquelle dar.

In Abbildung 7.13 ist der Aufbau des Systems zur online-Welligkeitsschätzung mit Oberflächen-, Stör- und Verschleißmodell dargestellt. Zunächst werden Amplitude und Phase der rattergefährdeten Frequenzen $\tilde{\underline{X}}_{w,n}$ mithilfe des Oberflächenmodells aus der gemessenen Werkstückschwingung x_w extrahiert. Die mit dem Werkstückwinkel φ_c korrelierten Störungen $\tilde{\underline{X}}_{c,n}$ werden nachfolgend durch das Störmodell

$$\tilde{x}_w(k) = \gamma_0 + \sum_{n=1}^3 \alpha_n \sin(n\varphi_c(k)) + \sum_{n=1}^3 \beta_n \cos(n\varphi_c(k)). \quad (7.52)$$

nachgebildet, welche analog zu Gleichung (6.6) die Schwingungen, welches Vielfache der Werkstückumdrehung darstellen, nachbildet. Der Großteil der Störungen tritt in der ersten Ordnung der Umdrehungsfrequenz auf; die obere Grenze der zu schätzenden Oberwellen wurde daher geringfügig höher zu drei gewählt. Die Parameter α_n , β_n sowie γ_0 werden mithilfe des in Abschnitt 6.2 beschriebenen rls-Algorithmus geschätzt und aus dem Signal entfernt. Die Parameter von Oberflächen- und Störmodell werden wie in Abschnitt 6.2 und Abschnitt 7.2 beschrieben mithilfe des rls-Algorithmus im Prozessverlauf geschätzt. Das in diesem Kapitel beschriebene Verschleißmodell bildet die Verschleißdynamik in Abhängigkeit der Aktorkraft $F_{a,n}$ des Werkstücks nach und ist in Kombination mit dem Kalman-Filter in der Lage, eine Schätzung der Amplitude

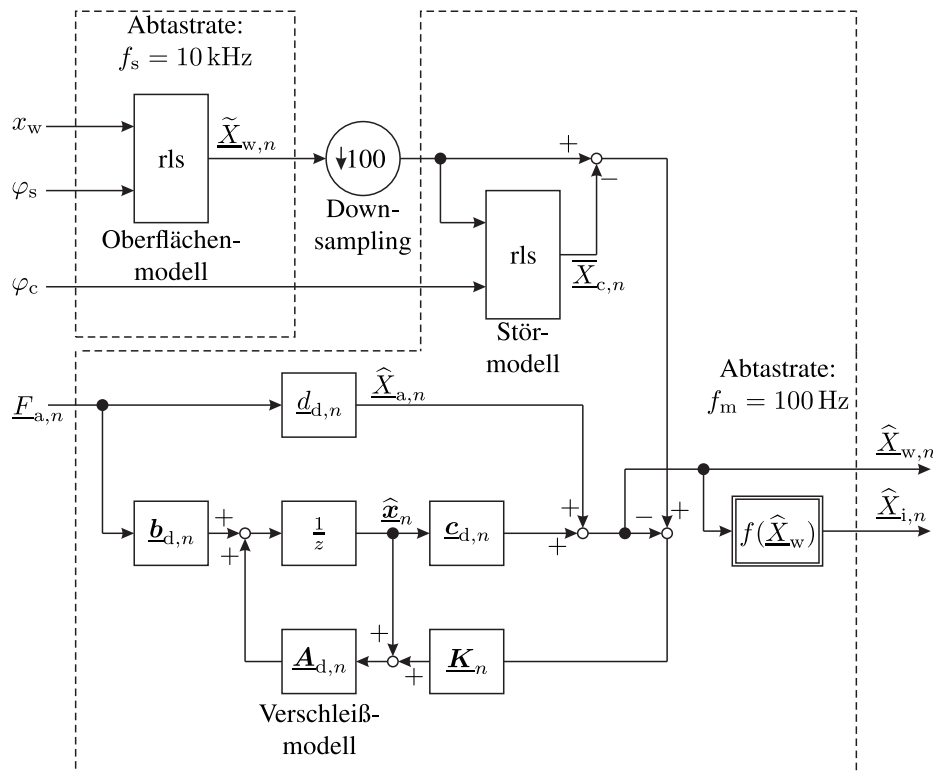


Abbildung 7.13: Blockdiagramm der online-Welligkeitsschätzung mit Kalman-Filter und adaptivem Störmodell

und Phasenlage der Werkstückschwingung $\hat{X}_{w,n}$ zu treffen. Die Werkzeugwelligkeit $\hat{X}_{i,n}$ kann gemäß der Gleichung (7.7) aus der Werkstückschwingung ermittelt werden.

Analyse der Schleifscheibentopographie

Es gilt nun, die durch das Modell ermittelten Verschleißanteile anhand des realen Schleifscheibenverschleißes zu validieren. Die genaue Messung der Schleifscheibentopographie stellt eine große Herausforderung dar. Eine hochgenaue Vermessung durch Abtastung mit einem Rubintastkopf ist mit hohem Aufwand und Kosten aufgrund des prinzipbedingten Verschleißes des Rubins verbunden und daher im Anwendungsfall nicht praktikabel. Eine in-situ Messung der Topographie über optische Verfahren wird von BRINKSMEIER et al. untersucht [BW92]. Aufgrund des Störeinflusses von Kühlmittel und Spänen kann die hier geforderte Genauigkeit jedoch nicht erreicht werden. Auch die Ansätze von CUNTZE et al., welche mit einer Düse-Prallplatte-Anordnung bzw. Formrollen arbeiten, erfüllen hier nicht die Anforderungen [CP66]. Eine Alternative stellt die indirekte Erfassung über das Körperschallsignal (AE) während des Abrichtvorgangs dar. Das erstmals von OLIVEIRA und DORNFELD verwendete Verfahren betreibt ein Mapping der AE-Intensität auf den Schleifscheibenwinkel und eine nachgelagerte Mittelwertbildung über mehrere Umdrehungen und wird daher auch kurz als Abricht-Mapping bezeichnet [OD01, DC84]. Weiterführende Informatio-

nen zu dem im Folgenden beschriebenen Verfahren können den Veröffentlichungen von DENKENA ET AL. sowie AHRENS ET AL entnommen werden [DOAF14, AFD⁺13].

Das Prinzip ist in der Abbildung 7.14 verdeutlicht. Die Scheibe wird mit geringem Überdeckungsgrad in Schichten von $1\ \mu\text{m}$ abgerichtet. Der Kontakt zwischen Abrasiv und Abrichtdiamant erzeugt Impulse im AE-Signal, welche auch nach der RMS-Filterung deutlich erkennbar sind. Das Signal wird in der Folge mithilfe des Schleifscheibenwinkels φ_s über die tangentielle und die axiale Richtung der Schleifscheibe aufgetragen und schließlich entlang der axialen Richtung gemittelt. Anschließend erfolgt die Superposition der Signale der einzelnen Schichten in radialer Richtung. Die Abbildung zeigt auf der rechten Seite das resultierende Signal sowie die entsprechend der Regression aus Gleichung (6.10) erlangten Parameter einer harmonischen Schwingung.

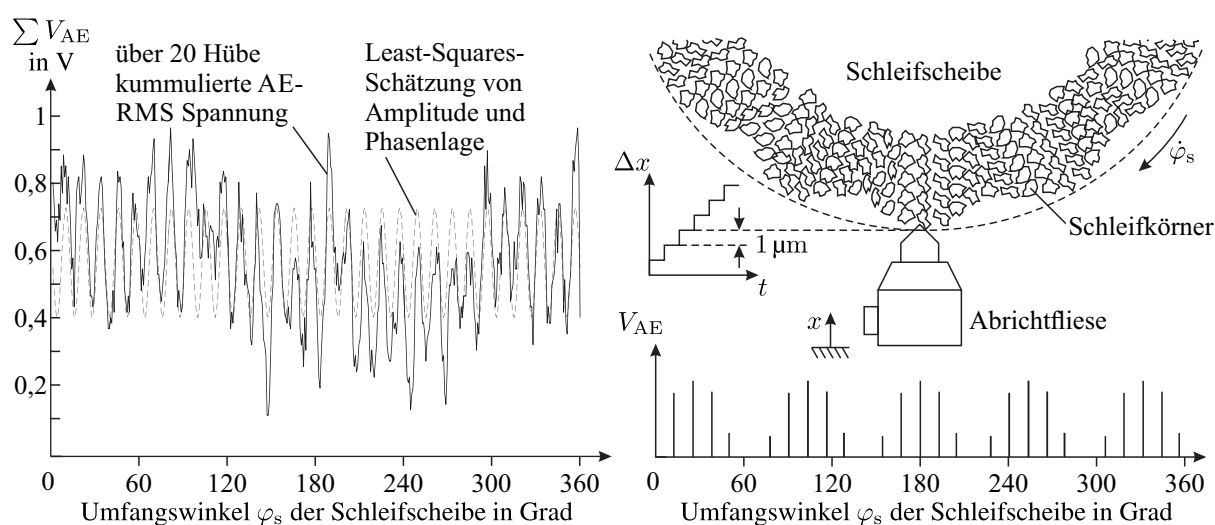


Abbildung 7.14: Analyse der Schleifscheibentopographie auf Basis des Körperschallsignals

Es zeigt sich, dass die Welligkeit weitgehend gleichmäßig über den Umfang der Schleifscheibe ausgeprägt ist. Während die Intensität des Körperschallsignals prinzipbedingt nur eine relative Aussage über die Amplitude der Welligkeit zulässt, kann deren Phasenlage für den direkten Vergleich mit dem modellbasiert ermittelten Wert genutzt werden. Die sinusförmige Abweichung mit einer Wellenlänge, welche genau dem Schleifscheibenumfang entspricht, ist auf eine Unwucht der Schleifscheibe zurückzuführen. Diese ist eine Folge der langsameren Umfangsgeschwindigkeit, welche zugunsten einer erhöhten Auflösung für den Abrichtprozess gewählt wurde. Dieser Effekt, welcher von SCHÜTTE ausführlich beschrieben wird, kann aufgrund seiner Mittelwertfreiheit vernachlässigt werden [Sch04]. Auf dieser Grundlage erfolgt nun ein Vergleich der durch das Kalman-Filter geschätzten und der durch das AE-Mapping ermittelten Schleifscheibenwelligkeit.

Die Leistungsfähigkeit des in Abbildung 7.13 dargestellten Systems einer modellbasierten online-Schätzung der Werkstückschwingung und der Schleifscheibenwelligkeit ist in Abbildung 7.15 anhand einer einzelnen rattergefährdeten Frequenz dargestellt. Das Filter benötigt zu Prozessbeginn eine kurze Einschwingphase, in der sich die initialen Systemzustände den realen Werten

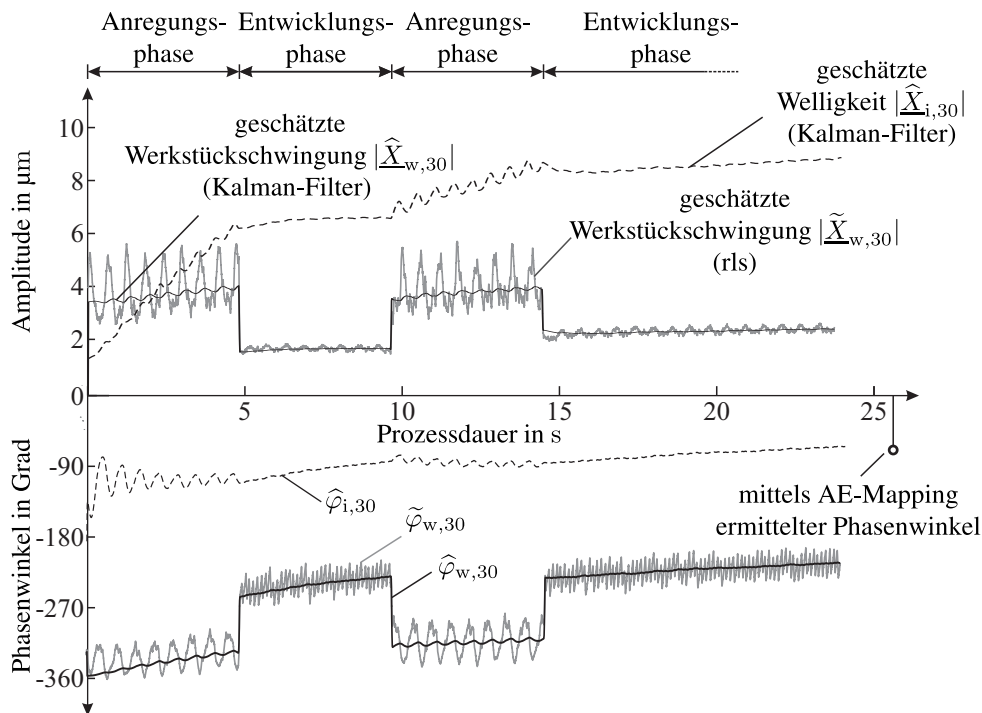


Abbildung 7.15: Modellbasierte online-Schätzung von Werkstückschwingung und Schleifscheibenwelligkeit für eine einzelne rattergefährdete Frequenz ($n = 30$)

annähern. Im weiteren Verlauf zeigt sich eine sehr gute Schätzung der Amplitude und Phase von Werkstückschwingung und Werkzeugwelligkeit. Die durch das AE-Mapping ermittelte Phasenlage der Welligkeit ist in der Abbildung am Ende des Prozesses gekennzeichnet. Die Abweichung liegt für alle untersuchten Frequenzen unter 15° ; dies bestätigt die Verlässlichkeit des geschätzten Wertes. Leichte Abweichungen sind zudem auf die kurze Prozessphase des Ausfeuerns zurückzuführen, die durch das Modell nicht erfasst wird. Ein relativer Vergleich der AE-Level zwischen den untersuchten Frequenzen zeigt ebenfalls gute Übereinstimmung.

Mit der modellbasierten Schätzung von Aktoreinfluss, Werkstückschwingung und Schleifscheibenwelligkeit existiert nun die Grundlage für eine modellbasierte Manipulation bzw. Regelung des Schleifscheibenverschleißes. Es ist so möglich, dem Bediener genaue Informationen über den Verlauf des Bearbeitungsvorgangs bereitzustellen oder den Schleifprozess automatisiert zu stabilisieren und die Produktivität zu erhöhen.

8 Aktive Beeinflussung des Regenerativeffektes

Die in den vorangehenden Kapiteln erarbeiteten Erkenntnisse werden nun zum Aufbau von Regelsystemen zur gezielten Manipulation des Schleifscheibenverschleißes genutzt, um den Regenerativeffekt zu unterdrücken und den Prozess zu stabilisieren. In diesem Zusammenhang wird unter den Gesichtspunkten der industriellen Anwendung und dem wissenschaftlichen Erkenntnisgewinn differenziert. Es werden daher zwei Verfahren vorgestellt, welche sich in erster Linie in ihrer Komplexität und Flexibilität unterscheiden.

Zunächst wird in Abschnitt 8.1 die modellbasierte Verschleißregelung vorgestellt. Diese nutzt die im vorigen Kapitel entwickelte Welligkeitsschätzung auf Grundlage einer modellierten Verschleißdynamik, um Welligkeiten gezielt abzubauen bzw. deren Entstehung entgegenzuwirken. Ergebnisse zu diesem Prinzip wurden bereits von AHRENS ET AL. vorgestellt [ADD⁺17].

Insbesondere bei wechselnden Prozessparametern, variierenden Werkstückeigenschaften oder unterschiedlichen Eingriffsorten steht die aufwändige Parameteridentifikation einer industriellen Anwendung jedoch im Wege. Diesen Aspekten wird in Abschnitt 8.2 mit einem zweiten Verfahren begegnet: Die Verschleißregelung mittels der Methode des internen Modells basiert auf einer vereinfachten Modellstruktur und erlaubt die Prozessstabilisierung mit deutlich reduziertem Aufwand. Die Anwendung der Methode auf das hier diskutierte Problem sowie Teile der gezeigten Ergebnisse wurden bereits in den Veröffentlichungen von AHRENS ET AL. beschrieben [AFD⁺14, ADDO16]. Im weiteren Verlauf folgen die Beschreibung und die Analyse der Leistungsfähigkeit beider Konzepte.

8.1 Modellbasierte Verschleißregelung

Auf Grundlage des Prozessmodells und der damit möglichen Schätzung der Schleifscheibenwelligkeit kann ein Regelungssystem entworfen werden, welches den dynamischen Schleifscheibenverschleiß mithilfe der Aktorkraft gezielt zu beeinflussen. Auf diese Weise ist es möglich, den Schleifprozess zu stabilisieren und bestehende Welligkeiten zu reduzieren bzw. deren Entstehung zu vermeiden und somit ein besseres Schleifergebnis zu erzielen.

Die Analyse der für verschiedene Vielfache n der Schleifscheibendrehzahl identifizierten Submodelle hinsichtlich des in Gleichung (7.10) geforderten Stabilitätskriteriums liefert die in Tabelle 8.1 gezeigten Ergebnisse. Es ist zu erkennen, dass nur ein Subsystem das Kriterium erfüllt. Tatsächlich kann bei den zugrundeliegenden Versuchen nur bei dieser Frequenz ein Abklingen der Prozessschwingungen während der Entwicklungsphase beobachtet werden. Die Ergebnisse korrelieren

zudem mit den in Abschnitt 6.1 ermittelten notwendigen Bedingungen für eine Prozessinstabilität. Je näher das Argument des inkrementellen Verschleißes an den Stabilitätsgrenzen liegt und je geringer die dynamische Maschinennachgiebigkeit, desto langsamer auch der beobachtete Welligkeitsfortschritt.

Tabelle 8.1: Stabilitätsanalyse anhand der Argumente des modellierten inkrementellen Verschleißes

	Vielfache der Schleifscheibendrehzahl n									
	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
f in Hz	639	698	757	815	874	933	992	1051	1110	1169
$\arg(\Delta X_i)$	33°	42°	123°	55°	72°	72°	85°	72°	70°	43°
Stabilität	(x)	(x)	ja	(x)	(x)	(x)	(x)	(x)	(x)	(x)

Mithilfe des in Gleichung (7.8) hergeleiteten Zusammenhangs zwischen der Aktorkraft $F_{a,n}$, der bestehenden Welligkeit $X_{i,n}$ sowie dem inkrementellen Verschleiß $\Delta X_{i,n}$ können die Bedingungen für eine Stabilisierung des Schleifprozesses beschrieben werden. Das in Abschnitt 7.1 entwickelte Prozessmodell wird zu diesem Zweck, wie in Abbildung 8.1 dargestellt, um einen Regler erweitert, welcher aus der Welligkeit $X_{i,n}$ eine stabilisierende Aktorkraft $F_{a,n}$ ermittelt.

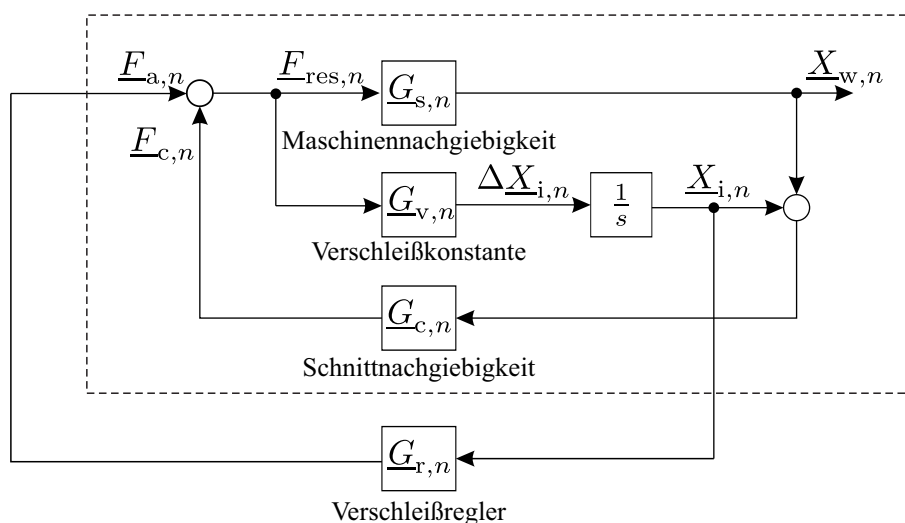


Abbildung 8.1: Schleifprozessmodell mit Verschleißregelung

Der inkrementelle Verschleiß ΔX_i , um den sich die bestehende Welligkeit mit jeder Umdrehung ändert, kann mithilfe der Aktorkraft $F_{a,n}$ so manipuliert werden, dass diese abnimmt. Dazu muss zwischen bestehender Welligkeit X_i und inkrementellem Verschleiß ΔX_i eine Phasendifferenz von 180° herrschen:

$$\arg(\Delta X_i) \stackrel{!}{=} \arg(-X_i). \quad (8.1)$$

Aus dieser Forderung ergibt sich gemäß des Prozessmodells aus Abbildung 8.1 das Argument der Übertragungsfunktion des Reglers $G_{r,n}$:

$$\arg(\underline{G}_{r,n}) = \arg\left(-\underline{X}_{i,n} \frac{\underline{G}_{c,n} \underline{G}_{s,n} - \underline{G}_{c,n} \underline{G}_{v,n} - 1}{\underline{G}_{v,n}}\right) \quad (8.2)$$

Der Betrag von $\underline{G}_{r,n}$ bestimmt die Amplitude des resultierenden inkrementellen Verschleißes und nimmt somit die Rolle der Reglerverstärkung ein. Der für eine Stabilisierung des Systems notwendige Betrag der Aktorkraft kann mithilfe der Gleichung (7.8) ermittelt werden:

$$|\underline{F}_{a,n}| = -\underline{X}_{i,n} \underline{G}_{c,n} \cdot \quad (8.3)$$

Die Abbildung 8.2 zeigt den Aufbau des Gesamtsystems. Die in Abschnitt 7.3 vorgestellte modellbasierte Welligkeitsschätzung wird um den Verschleißregler $\underline{G}_{r,n}$ erweitert.

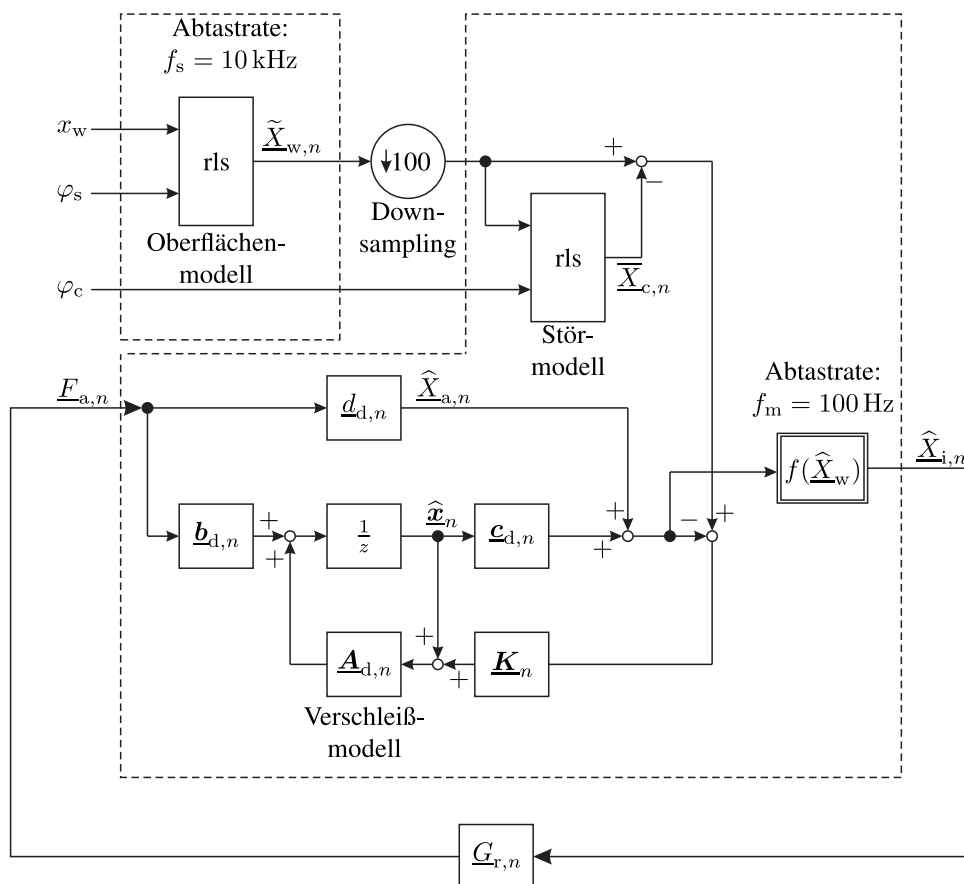


Abbildung 8.2: Gesamtsystem der echtzeitfähigen, modellbasierten, aktiven Verschleißregelung mit Oberflächen- und Störmodell

Aufgrund des sehr geringen Verschleißfortschritts sowie der beschränkten maximalen Aktorkraft des hier eingesetzten Ringaktors und der für sehr kleine Regelfehler (Oberflächenwellen, vgl. Abschnitt 7.1) ungenauen Modellierung ist es jedoch sinnvoll, anstelle der in Gleichung (8.3)

berechneten notwendigen Kraft stets mit der maximal verfügbaren Aktorkraft zu regeln, um diese möglichst schnell abzubauen. Der Ringaktor wird hier eingesetzt, da er keine Offsetkraft benötigt und trotz der geringeren Kraftwirkung in der Lage ist, die Welligkeit zu manipulieren. Dies kommt einer Zweipunktregelung in der komplexen Ebene gleich:

$$|\underline{F}_{a,n}| = F_{a,\max} \cdot \quad (8.4)$$

Für kleine Welligkeiten kommt es zu einem für diese Art von Regelung typischen Stellgrößenrauschen; das Vorzeichen der berechneten Reglerkraft wechselt prinzipbedingt sehr schnell. In vielen Anwendungen wird so das Stellglied stark belastet, weshalb dieses Verhalten im Allgemeinen unerwünscht ist. Hinsichtlich des Magnetaktors beeinflusst ein schneller Wechsel der Stellgröße aufgrund der begrenzten Aktordynamik die jeweilige Regelgröße nicht signifikant. Ein sichtbarer Effekt auf die resultierende optische Oberflächenqualität des Werkstücks kann ebenfalls nicht beobachtet werden. Weil auch das Stellglied nicht unzulässig belastet wird, sind im vorliegenden Anwendungsfall somit keine negativen Auswirkungen zu erwarten. Da sich die resultierende Aktorkraft jedoch aus der Summe der einzelnen Regler ergibt, kann ein Schwellwert knapp oberhalb des statischen Rauschens der Welligkeitsbeobachtung implementiert werden, um eine Beeinflussung der Regelung der verbleibenden Ratterfrequenzen zu vermeiden.

Aktive Reduktion bestehender Oberflächenwellen

Das System wird zunächst anhand eines einfachen Versuchsablaufs auf Grundlage des in Abschnitt 4.3 definierten Referenzprozesses getestet. Zusätzlich umfasst der Versuch das gezielte Anregen von Welligkeiten auf der Schleifscheibenoberfläche, wie es auch im Rahmen der Prozessanregung für die Parameteridentifikation zum Einsatz kommt, vgl. Abschnitt 7.2. Im Anschluss an die Anregungsphase mit einer Dauer von fünf Sekunden folgt eine Entwicklungsphase ohne aktiven Eingriff in den Prozess von drei Sekunden und schließlich die Regelphase, welche sich über einen Zeitraum von zehn Sekunden erstreckt und die Reduktion der zuvor hervorgerufenen Oberflächenwellen zum Ziel hat.

Die Abbildung 8.3 verdeutlicht, dass die Regelung nicht nur in der Lage ist, den Schleifprozess zu stabilisieren, sondern auch bereits auf der Scheibe vorhandene Welligkeiten gezielt abzubauen: Die zunächst erzeugte Welligkeit weist eine vergleichsweise große Amplitude auf, die zu deutlich hörbarem Rattern in der Entwicklungsphase führt. Die Amplitude der Welligkeit steigt bis zum Ende der Entwicklungsphase auf ihren maximalen Wert $|\hat{X}_{1,a}|$ an. Die Phasenlage von Welligkeit und Werkstückschwingung verhalten sich konsistent zur Modellvorstellung: Während der Anregungsphase bleiben die Phasen von Werkstückschwingung und Werkzeugwelligkeit zunächst weitgehend konstant. Aufgrund des sich ändernden Verhältnisses zwischen Schnittkraft und Aktorkraft variiert im weiteren Verlauf die Differenz der beiden Phasenlagen; die Welligkeit „wandert“ entlang des Scheibenumfangs, vgl. Abbildung 2.7. Während der Regelphase sinkt die Amplitude

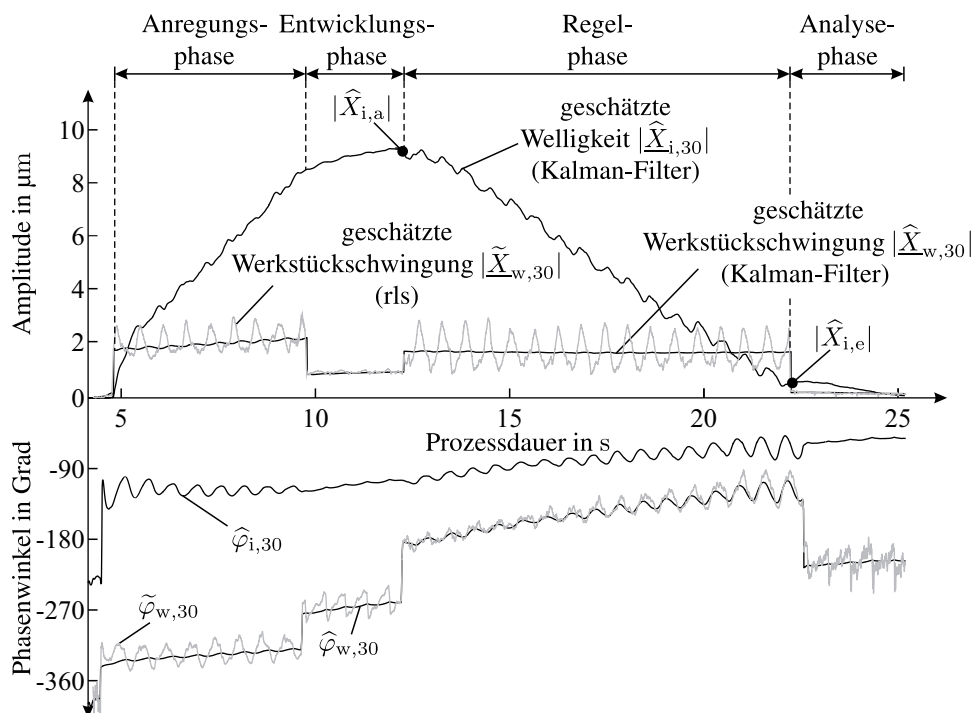


Abbildung 8.3: Modellbasierte Regelung des Schleifscheibenverschleißes einer diskreten Ratterfrequenz für $n = 30$ bei einem Zeitspanvolumen von $Q'_w = 5 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$, einer Schnittgeschwindigkeit von $v_s = 35 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ und einem Geschwindigkeitsverhältnis $q = 80$.

der geschätzten Welligkeit stetig bis auf $|\hat{X}_{i,e}|$ ab und wird fast vollständig getilgt. Ein Vergleich der Amplituden von Werkzeugwelligkeit und Werkstückschwingung gegen Ende der Entwicklungsphase mit denen zum Ende des Prozesses zeigt, dass sich die Reduktion nicht nur in den geschätzten Werten widerspiegelt und das Ergebnis unabhängig von etwaigen Modellfehlern gültig ist. Auch das Ergebnis des nach dem Prozess durchgeführten Abrichtmappings (vgl. Abschnitt 7.3) zeigt keine signifikanten Oberflächenwellen auf der Scheibe, welche die prinzipbedingte Detektionsschwelle von $1 \mu\text{m}$ überschreiten. Um optimale Bedingungen für den Versuch zu garantieren, stammen die für die Regelung notwendigen Modellparameter aus einem Identifikationsprozess, welcher unmittelbar vor dem Regelprozess stattgefunden hat. Die Abbildung 8.4 zeigt, dass das Regelergebnis für alle relevanten rattergefährdeten Frequenzen reproduziert werden kann. Die bei den einzelnen Vielfachen verbleibende Welligkeit ist einzig auf die begrenzte Dauer der Regelphase bzw. des gewählten Referenzprozesses zurückzuführen. Erwartungsgemäß wird die erzeugte Welligkeit für $n = 26$ am deutlichsten reduziert, da dieses Subsystem auch ohne Regelung stabil ist.

In einem weiteren Versuch wird die im bisherigen Verlauf angenommene Unabhängigkeit der einzelnen rattergefährdeten Frequenzen voneinander untersucht. Dies geschieht anhand der Analyse der Welligkeitsentwicklung zweier Frequenzen während eines Prozesses. Die dazu notwendigen Identifikationsprozesse werden wie schon zuvor unmittelbar vor dem Test durchgeführt. Es wird nach dem Schema des zuvor beschriebenen Versuchs verfahren. Zunächst erzeugt der Aktor

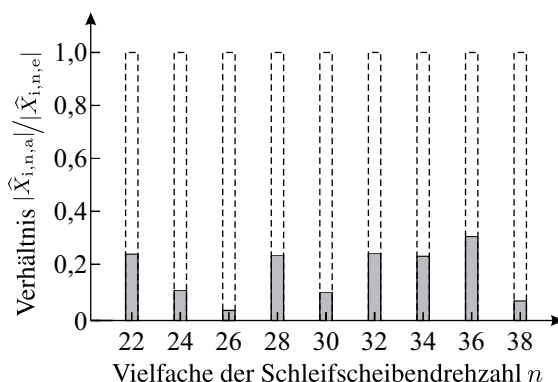


Abbildung 8.4: Vergleich der Welligkeitsamplituden $|\hat{X}_{i,a}|$ zu Beginn und $|\hat{X}_{i,e}|$ zum Ende der Regelphase bei verschiedenen Vielfachen der Schleifscheibendrehzahl n bei einem Zeitspanvolumen von $Q'_w = 5 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$, einer Schnittgeschwindigkeit von $v_s = 35 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ und einem Geschwindigkeitsverhältnis $q = 80$.

Welligkeiten bei beiden Ratterfrequenzen und regelt diese nach einer kurzen Entwicklungsphase aus. Die verfügbare Aktorkraft wird hier gleichmäßig gemäß

$$|\underline{F}_{a,34}| = |\underline{F}_{a,36}| = \frac{F_{a,\max}}{2} \quad (8.5)$$

auf die Regelkreise der Einzelfrequenzen aufgeteilt.

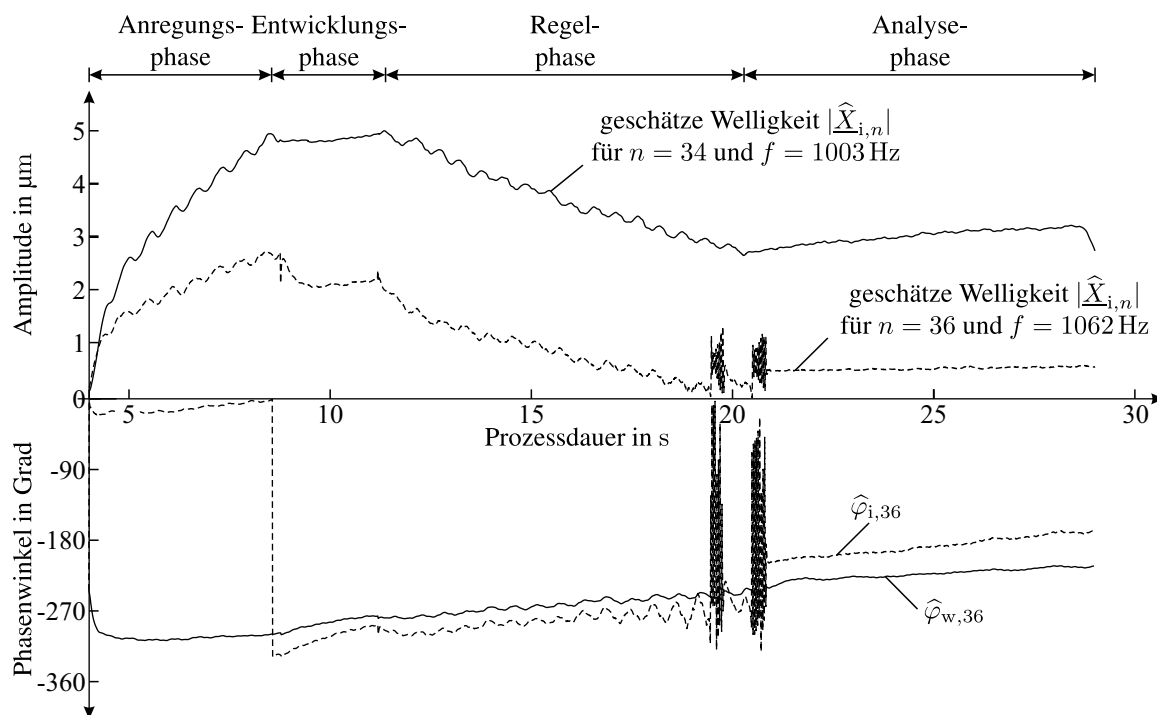


Abbildung 8.5: Gleichzeitige Verschleißregelung von zwei Ratterfrequenzen

Die in Abbildung 8.5 dargestellten Verläufe von Werkstückschwingung und Werkzeugwelligkeit zeigen, dass die zeitgleiche Regelung mehrerer Frequenzen kein Problem darstellt. Es ist eine deutliche Reduktion der Welligkeiten bei beiden Frequenzen ersichtlich. Die Wellenzüge bei $n = 36$ werden vollständig abgebaut; es kommt hier gegen Ende der Regelphase zu einem schnellen Wechsel des geschätzten Phasenwinkels. Die Ursache liegt wie zuvor beschrieben in der Zweipunktregelung, die hier ohne Schwellwert arbeitet. Die Welligkeit bei $n = 34$ kann in der verfügbaren Zeit nicht vollständig getilgt werden. Je größer die auf der Scheibe vorhandene Welligkeit, desto größer auch der so induzierte inkrementelle Scheibenverschleiß; die benötigte Kraft, um den inkrementellen Verschleiß umzukehren steigt somit. Da die verfügbare Aktorkraft auf alle Teilsysteme aufgeteilt werden muss, steht hier nur die Hälfte der ursprünglichen Stellgrößenamplitude zur Verfügung, was in einer entsprechend langen Ausregelzeit resultiert. Die Wiederholung des Versuchs mit unterschiedlichen Frequenzpaaren bestätigt die getroffene Vermutung der weitgehenden Unabhängigkeit der einzelnen Ratterfrequenzen.

Auf Grundlage dieser Versuche kann nun die zeitgleiche Regelung aller potentiellen Ratterfrequenzen mit dem entwickelten Verfahren erfolgen. In diesem Zusammenhang stellt sich die Frage nach der Aufteilung der verfügbaren Aktorkraft auf die einzelnen Frequenzen. Wird die Aktorkraft gleichmäßig aufgeteilt, ist es möglich, dass die resultierenden Kräfte bei einzelnen Frequenzen zu klein sind, um den Prozess ausreichend zu beeinflussen; anderen Frequenzen würde ein größeres Kraftkontingent zugeteilt als benötigt. Aus diesem Grund wird eine Gewichtung der Einzelfrequenzen vorgenommen, um die verfügbare Kraft bestmöglich zu verteilen. Als sinnvoll erweist sich dabei die Gewichtung entsprechend der Kraft, welche notwendig ist, um den Vektor des inkrementellen Verschleißes gemäß Gleichung (8.2) umzukehren. So kann hohen Schnittkräften, welche bei einzelnen Frequenzen entstehen, eine entsprechend höhere Aktorkraft entgegengesetzt werden. Die nötige Kraft ergibt sich gemäß des in Abbildung 8.1 dargestellten Regelkreises zu:

$$|F_{\min,n}| \geq \left| \underline{X}_{i,n} \frac{G_{c,n}G_{s,n} - G_{c,n}G_{v,n} - 1}{G_{v,n}} \right|. \quad (8.6)$$

Die Leistungsfähigkeit der entworfenen Regelstrategie wird anhand des Referenzprozesses evaluiert. Die Regelung ist dabei von Beginn des Prozesses an aktiv und wird kurz vor Prozessende gestoppt, um eine unverfälschte Analyse des Ergebnisses zu ermöglichen. Die Bewertung des Prozesses wird anhand des Kennwerts

$$\tilde{K}_R = \sum_{n=W_1}^{W_2} \left| \tilde{\underline{X}}_{i,n}(k) \right|. \quad (8.7)$$

vorgenommen. Dieser ergibt sich aus der Summe der geschätzten Welligkeit bei den rattergefährdeten Vielfachen zwischen W_1 und W_2 , analog zu dem in Abschnitt 6.2 vorgestellten Verfahren (vgl. (6.14)). Die Abbildung 8.6 zeigt den Verlauf des Kennwerts.

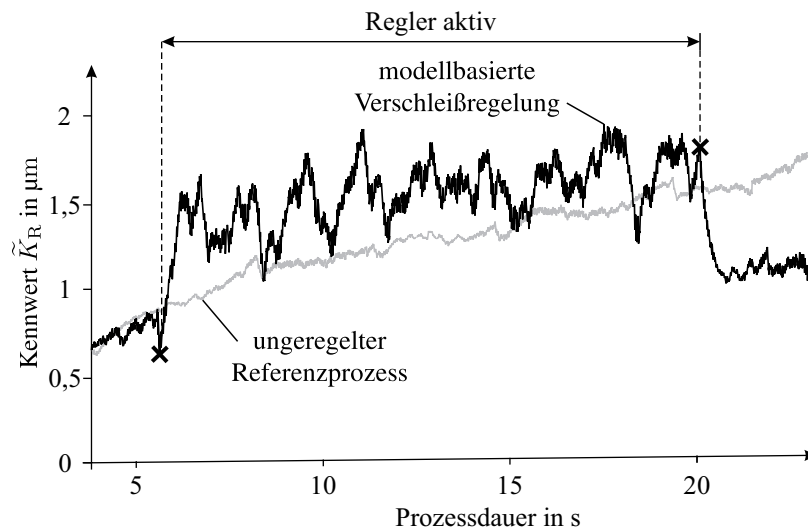


Abbildung 8.6: Simultane Stabilisierung aller rattergefährdeten Frequenzen mittels modellbasierter Verschleißregelung im direkten Vergleich zum unregulierten Referenzprozess

Das Ergebnis des Versuchs ist in der Abbildung 8.6 dargestellt. Der Kennwert wird durch den Aktoreingriff verfälscht, da dieser Werkstückbewegungen induziert, welche in dessen Berechnung einfließen. Aus diesem Grund wird die Regelung erst nach einigen Sekunden aktiviert und vor Prozessende deaktiviert, um eine unverfälschte Prozessbewertung zu garantieren. Mithilfe des identifizierten Modells ließe sich dieser Einfluss zwar ermitteln, jedoch können fehlerbehaftete Modellparameter diese Schätzung beeinflussen. Der Kennwert eines unregulierten Prozesses ist zum Vergleich dargestellt. Es wird deutlich, dass die Regelung nicht in der Lage ist, den Prozess vollständig zu stabilisieren. Die Entwicklung der Ratterschwingungen wird zwar deutlich verlangsamt, jedoch nicht vollständig gestoppt. Außerdem ist das System in diesem Versuch nicht in der Lage, die bestehende Welligkeit auszuregeln. Die Qualität des Prozessmodells ist nicht ausreichend, um eine adäquate Schätzung der Welligkeit zu generieren. Eine genauere Analyse zeigt: Nur drei Regelkreise weisen eine Instabilität auf, alle übrigen Ratterfrequenzen können trotz Modellabweichung ausreichend stabilisiert werden. Der Grund für die Abweichungen liegt in der Parameteridentifikation. Die dafür notwendige Messreihe wurde an einer anderen Werkstückprobe durchgeführt als der Regelprozess, da der insgesamt durch die Identifikation generierte Materialabtrag zu groß ist, als dass beide Messungen an derselben Werkstückprobe durchgeführt werden können. Die in Abschnitt 6.1 gezeigten Variationen in der dynamischen Werkstücknachgiebigkeit in Abhängigkeit der Werkstückhärte führen so zu fehlerhaften Modellparametern, welche die nicht optimale Reglerperformance zur Folge haben.

Bei ausreichender Qualität der identifizierten Modellparameter ist dieses Regelungsverfahren in der Lage, den Schleifprozess zu stabilisieren und bestehende Welligkeiten auszuregeln. Dies ist in der praktischen Anwendung jedoch selten der Fall, da allein der Einfluss der schwankenden Werkstückeigenschaften das dynamische Nachgiebigkeitsverhalten des Werkstücks signifikant beeinflusst. Für eine industrielle Nutzbarkeit muss das Verfahren daher mit der iterativen Form

eines nichtlinearen Optimierungsalgorithmus kombiniert werden, um die Modellparameter während des Prozesses zu korrigieren. Aufgrund der geringen Systemdynamik und der somit großen für die Identifikation notwendigen Prozessdauer erscheint diese Möglichkeit jedoch nicht praktikabel. Innerhalb einer für eine Identifikation notwendigen Zeitspanne wachsen die Welligkeiten auf ein Maß an, welches aufgrund der begrenzten Aktorkraft nicht mehr ausgeregelt werden kann. Weichen die Modellparameter zu weit von den idealen Werten ab, verschlechtert sich das Regelergebnis. Große Abweichungen können zu einer Verstärkung des Regenerativeffekts führen. Die Versuchsreihen zeigen jedoch, dass die Variation der Modellparameter durch Werkstückradius und Werkstoffvariation zwar eine deutliche Verschlechterung zur Folge hat, die Regelung aber dennoch in einem großen Parameterbereich einen mindernden Einfluss auf die Welligkeitsentwicklung hat. Die modellbasierte Regelung des Schleifscheibenverschleißes hat somit in der Regel einen positiven Einfluss auf den Prozessverlauf. Ein sinnvoller Einsatz ist somit für Serienprozesse, welche nur wenig streuende Prozess- und Werkstückparameter aufweisen, denkbar. Generell wird jedoch die Nachführung der Modellparameter insbesondere bei einem Wechsel des Werkstücks empfohlen.

8.2 Regelung mit der Methode des Inneren Modells

Das im vorangehenden Abschnitt vorgestellte Regelungsverfahren ist auf ein umfangreiches Modell- und Prozesswissen angewiesen. Es ermöglicht einen umfangreichen Einfluss auf den Verlauf des Schleifscheibenverschleißes. Ein stabilisierender Einfluss kann aber auch durch eine Positionsregelung des Werkstücks erreicht werden, welche die Werkstückbewegungen reduziert.

Internal Model Control

Die Internal Model Control (IMC) ist die Basis vieler prädiktiver Regelungsverfahren und ist im Bereich der robusten Regelung angesiedelt. Der Grundgedanke dieser Methode ist eine möglichst gute Nachbildung des Systemverhaltens $G(s)$ durch das Modell $G_m(s)$ und die damit mögliche direkte Schätzung und Kompensation der Störgröße [Unb01]. Die Abbildung 8.7 zeigt die prinzipielle Funktionsweise: Das Modell $G_m(s)$ und die Strecke $G(s)$ werden parallel angeordnet und mit der Eingangsgröße u beaufschlagt. Im Falle einer idealen Modellierung mit $G_m(s) = G(s)$ entsteht eine exakte Schätzung der Störgröße, welche in der Rückführung des Regelkreises verwendet wird. Der eigentliche Regler wird bei dieser Methode durch das Kompensationsglied $Q(s)$ dargestellt. Die Übertragungsfunktion des Regelkreises ergibt sich zu:

$$y_{\text{IMC}} = \frac{1 - G_m(s)Q(s)}{1 + Q(s)(G(s) - G_m(s))} v(s) + G(s)Q(s)w. \quad (8.8)$$

Für ein stabiles System $G(s)$ kann durch die Wahl von

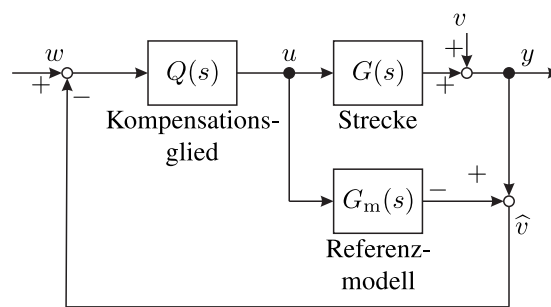


Abbildung 8.7: Schema der Internal Model Control (IMC) nach ABEL [ASE08]

$$Q(s) = G_m^{-1}(s) \quad (8.9)$$

erreicht werden, dass der Zähler des Störungsterms Null ergibt und die Störgröße keinen Einfluss auf die Regelgröße y hat. Weiterhin ergibt sich so ein ideales Führungsübertragungsverhalten, da

$$G(s)Q(s) = 1. \quad (8.10)$$

Da reale Systeme in der Regel Verzögerungsglieder aufweisen, ist die Inverse der Systemübertragungsfunktion $G^{-1}(s)$ meist nicht kausal. Es existieren daher Ansätze, das inverse System durch ein kausales System anzunähern. Eine Möglichkeit besteht hier in der Wahl eines geeigneten Filters $G_f(s)$, das die Implementierung des Kompensationsgliedes in der Form

$$Q(s) = G_f(s)G^{-1}(s) \quad (8.11)$$

ermöglicht [Gra09]. Der Regelkreis lässt sich dann auf einen äquivalenten klassischen Regelkreis zurückführen. Das Verfahren weist dann Parallelen zur sogenannten Q-Parametrierung auf [Mül96]. Eine Übersicht der verschiedenen Varianten zur Auslegung des Kompensationsgliedes kann den Arbeiten von GARCIA und MORARI oder den Werken von UNBEHAUEN, HRYCEY und ABEL entnommen werden [GM82, Unb01, ASE08, Hry18].

Prozessstabilisierung

Um diese Methode für die Beeinflussung des Regenerativeffektes einzusetzen, wird die in Abschnitt 7.1 diskutierte Modellvorstellung der Wechselwirkung von Aktor, Werkstück und Werkzeugverschleiß auf den Zusammenhang von Aktorkraft und Werkstückschwingungen reduziert. Die Schleifscheibenwelligkeit stellt in diesem Modell eine unbekannte Störung dar. Die Schwingungen des Werkstücks infolge der Aktorkraft werden durch die komplexe Größe \underline{G}_s modelliert. Vorteil dieses reduzierten Modells ist die einfache Anwendung der IMC-Methodik. Da der Aktoreinfluss \underline{G}_s eine komplexe Konstante darstellt, ist dessen Inverse kausal und somit invertierbar.

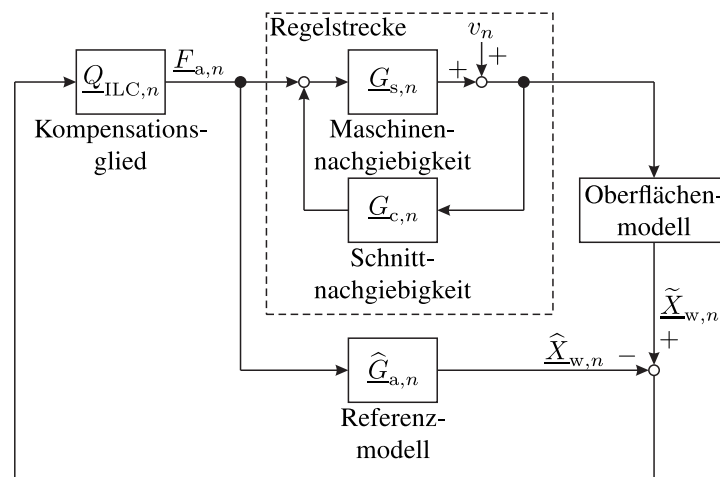


Abbildung 8.8: Dämpfung des Regenerativeffektes mittels Internal Model Control

Die Abbildung 8.8 zeigt das Schema des so entstehenden Regelkreises. Die Herausforderung besteht hier in einer guten Schätzung des Aktoreinflusses \underline{G}_a , welche das Nachgiebigkeitsverhalten des Werkstücks nachbildet. Diese Größe ist Teil des vorgestellten Verschleißmodells und wurde im vorangehenden Kapitel bereits im Rahmen der Parameteridentifikation ermittelt. Die alternative Bestimmung des Aktoreinflusses ist über die in Abschnitt 6.2 gezeigte Identifikation des dynamischen Maschinenverhaltens möglich.

Dieses Konzept ist im Rahmen der Modellvorstellung des Oberflächenmodells in der Lage, die Werkstückschwingungen vollständig auszuregeln. Da die Modellierung jedoch transiente Vorgänge sowie eine ungleichmäßige Ausprägung der Welligkeiten entlang des Schleifscheibenumfangs vernachlässigt und auch die Identifikation der dynamischen Werkstücknachgiebigkeit fehlerbehaftet ist, entsteht zwangsläufig eine Regelabweichung. Aufgrund des integralen Charakters des Schleifscheibenverschleißes kann auch eine kleine Regelabweichung langfristig zu starken Ratterschwingungen führen. Da die Übertragungsfunktionen des dynamischen Verschleißes \underline{G}_v sowie der Schnittsteifigkeit \underline{G}_c hier unbekannt sind, kann kein Bezug zwischen der Regelabweichung und dem entstehenden Schleifscheibenverschleiß hergestellt werden. Im Gegensatz zur modellbasierten Verschleißregelung kann die IMC daher eine einmal entstandene Welligkeit nicht abbauen, sondern lediglich deren weitere Entwicklung stoppen bzw. verlangsamen.

Die Vorteile des Systems resultieren aus dem vergleichsweise geringen Aufwand bei der praktischen Anwendung. Die Identifikation des Aktoreinflusses \underline{G}_a kann innerhalb weniger Sekunden und somit im Rahmen eines kurzen Identifikationsprozesses oder zu Beginn des produktiven Schleifprozesses durchgeführt werden. Letzteres ist möglich, wenn der Prozess nur eine leichte Instabilität aufweist und die Welligkeitsbildung während des Identifikationsvorgangs nicht zu stark voranschreitet. Weiterhin ist es möglich, einzelne, kritische Frequenzen in einem frühen Stadium der Welligkeitsbildung zu erkennen und eine gezielte Identifikation des Aktoreinflusses auf diese Frequenzen durchzuführen.

Leistungsfähigkeit der IMC

Das Potential des Systems wird mithilfe verschiedener Versuchsreihen untersucht, die anhand wiederholter Schleifprozesse unter möglichst identischen Bedingungen den Vergleich zwischen aktivierter und deaktivierter Regelung ermöglichen. Wie bereits in Abbildung 6.2 gezeigt, ist der Einfluss des hier variablen Werkstückdurchmessers im rattergefährdeten Frequenzbereich klein. Die nötige Identifikation des Aktoreinflusses muss somit nur einmalig im Vorfeld durchgeführt werden und ist für die gesamte Messreihe gültig.

Zunächst wird die Leistungsfähigkeit der Regelung anhand von Langzeit-Schleifprozessen analysiert. Hier werden zwei identische Werkstücke in zwei Schritten vom Anfangsdurchmesser $d_w = 90$ mm zunächst auf 80 mm und schließlich auf einen Enddurchmesser von 65 mm reduziert; einer der Schleifprozesse wird dabei mit aktivem IMC-System durchgeführt. Zwischen den einzelnen Versuchen wird die Schleifscheibe jeweils abgerichtet. Die Abbildung 8.9 zeigt die Verläufe der kumulierten rattergefährdeten Frequenzen anhand der Verläufe des Kennwerts

$$\hat{K}_R(k) = \sum_{n=W_1}^{W_2} |\tilde{X}_{w,n}(k) - \hat{X}_{w,n}(k)|. \quad (8.12)$$

Hier stellen $\tilde{X}_{w,n}(k)$ den Verlauf der mithilfe des Oberflächenmodells und des rls-Schätzers aus dem Messwert \tilde{x}_w ermittelten Werkstückschwingungen und $\hat{X}_{w,n}(k)$ die durch das Referenzmodell des Aktoreinflusses geschätzten Schwingungen dar. Der Kennwert repräsentiert somit die Summe der (bei einem idealen Modell) verbleibenden Störungen durch die Schleifscheibenwelligkeit und ermöglicht die Bewertung des Prozesses.

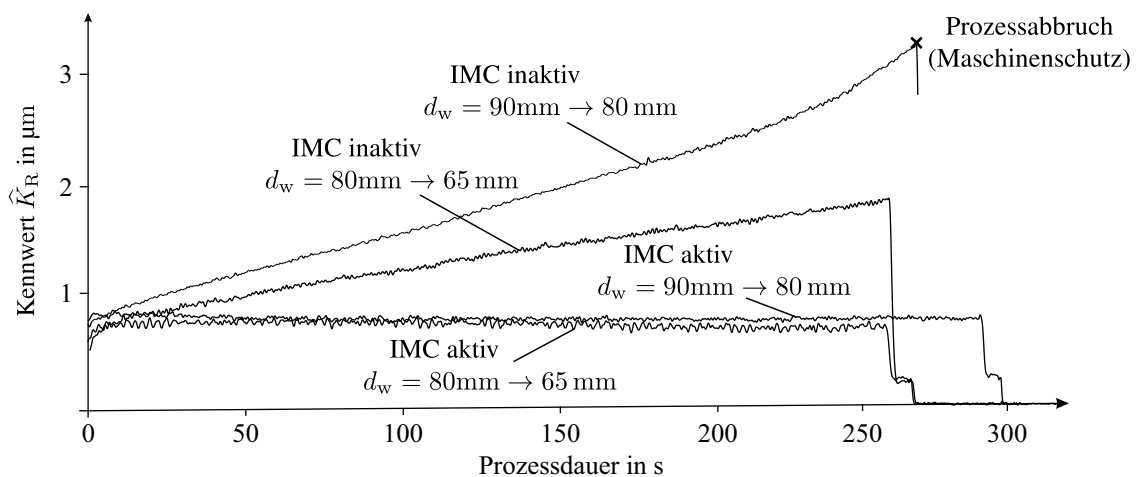


Abbildung 8.9: Analyse der Leistungsfähigkeit des IMC-Systems anhand von Langzeit-Schleifprozessen

Die Versuche zeigen, dass die Regelung in der Lage ist, den Schleifprozess dauerhaft zu stabilisieren. Während die Welligkeit bei den unregulierten Prozessen stetig ansteigt und nach einigen

Minuten einen Prozessabbruch erfordert, verharrt der Kennwert bei der geregelten Bearbeitung im Bereich des statischen Rauschens. Dieses tritt auch bei einer wellenfreien Oberfläche u. a. infolge der Einzelkorneingriffe auf und erzeugt abhängig von den Prozessbedingungen einen Kennwert \hat{K}_R zwischen $0,6 \mu\text{m}$ und $0,8 \mu\text{m}$. Nach den einzelnen Schleifprozessen wurde jeweils ein Abrichtmapping (vgl. Abschnitt 7.3) zur Analyse der auf der Schleifscheibe entstandenen Welligkeiten durchgeführt. Die Scheibenoberfläche weist nach den mit der IMC geregelten Prozessen keinerlei Welligkeiten mit einer größeren mittleren Amplitude als die prinzipbedingte Detektionsschwelle von $1 \mu\text{m}$ auf. Dies zeigt, dass sowohl die Störgrößenschätzung als auch das Oberflächenmodell funktionieren und die Prozessstabilisierung ordnungsgemäß abläuft. Weiterhin zeigt sich, dass das System über einen großen Durchmesserbereich ohne Anpassung des Referenzmodells G_m robust arbeitet. Derartig große Durchmesseränderungen kommen in industriellen Serienprozessen praktisch nicht vor.

Die Zuverlässigkeit und Wiederholgenauigkeit des Regelsystems wird anhand einer weiteren Versuchsreihe untersucht. Diese besteht aus drei Versuchsreihen zu je zehn Referenzprozessen (vgl. Abschnitt 4.3), welche den Durchmesser der drei Werkstücke von anfangs je 100 mm um jeweils 1 mm reduzieren. Die Schleifscheibe wird vor den einzelnen Prozessen abgerichtet, um entstandene Welligkeiten abzutragen und vergleichbare Versuchsbedingungen zu schaffen. Da der mit jedem Versuch sinkende Werkstückdurchmesser einen Einfluss auf die Prozessstabilität hat, werden abwechselnd Versuche mit und ohne aktivierter Regelung durchgeführt, um einen systematischen Fehler auszuschließen und eine Vergleichbarkeit der Schleifprozesse herzustellen. Zum Ende des Referenzprozesses wird die entstandene Welligkeit anhand des durch Gleichung (8.12) errechneten Kennwerts erfasst. Die Regelung, sofern aktiv, wird zu diesem Zweck deaktiviert, um einen potentiellen Einfluss von Modellfehlern zu vermeiden. Der Ablauf der Versuchsdurchführung sowie ein Vergleich der resultierenden Welligkeiten sind in Abbildung 8.10 dargestellt.

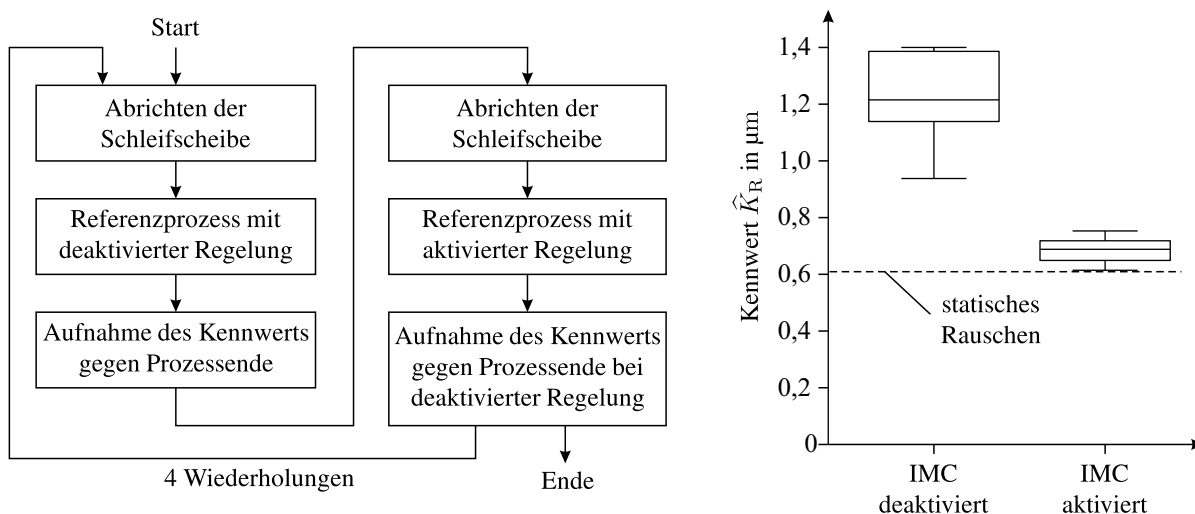


Abbildung 8.10: Auswertung der Wiederholgenauigkeit der IMC

Auch hier zeigt sich der stabilisierende Einfluss der Regelung, der eine Welligkeitsentwicklung verhindert. In allen Messungen verbleibt der Kennwert auf dem Niveau des statischen Rauschens, welches bei einer Schleifscheibe ohne Oberflächenwellen auftritt. Die unregulierten Prozesse verlaufen hingegen instabil und weisen anwachsende Welligkeiten auf.

Nachdem das System in der Lage ist, unter den kontrollierten Bedingungen des Referenzprozesses sehr gute Ergebnisse zu produzieren, werden nun dessen Grenzen evaluiert. Zu diesem Zweck werden zunächst die Auswirkungen eines fehlerhaft identifizierten Aktoreinflusses anhand variierender Prozessparameter untersucht.

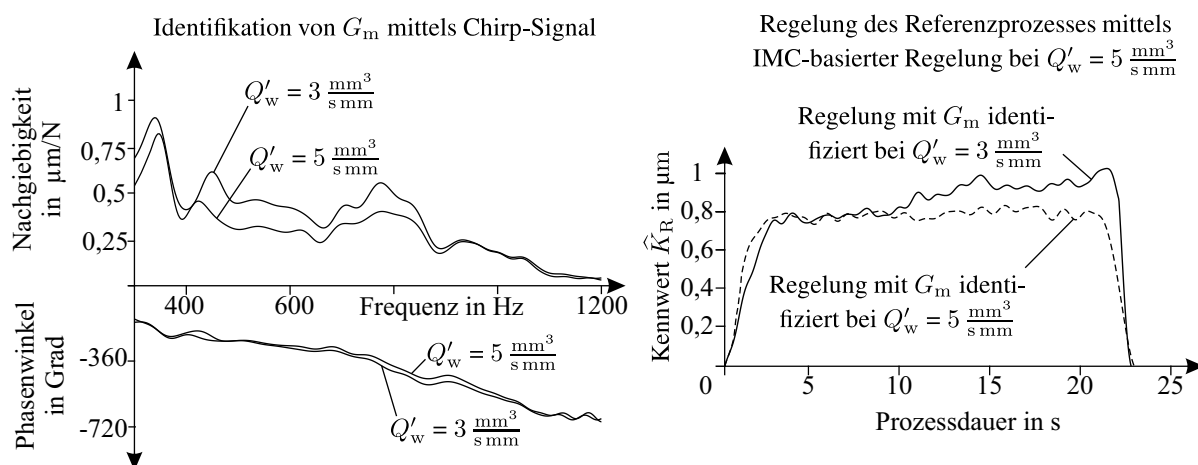


Abbildung 8.11: Systemverhalten der IMC bei schlechter Modellqualität: dynamische Maschinennachgiebigkeit in Abhängigkeit des bez. Zeitspanvolumens (links), Regelung mit angepassten bzw. unpassendem Referenzmodell (rechts)

Die Abbildung 8.11 zeigt auf der linken Seite den wie in Abschnitt 6.1 beschriebenen identifizierten Aktoreinfluss bei den bezogenen Zeitspanvolumina von $Q'_w = 3 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$ sowie $Q'_w = 5 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$. Auf der rechten Seite der Abbildung ist der Verlauf des Kennwerts \hat{K}_R während der Regelung des Referenzprozesses durch die IMC bei Verwendung der identifizierten Parameter von G_m bei $Q'_w = 3 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$. Da der Referenzprozess bei $Q'_w = 5 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$ durchgeführt wird, ist das Modell und somit auch die Störgrößenschätzung ungenau. Dies hat eine langsame Welligkeitsbildung zur Folge. Für kleine Abweichungen ergeben sich in der Regel dennoch deutlich bessere Ergebnisse als für den unregulierten Fall, da aufgrund der Phasenbeziehungen der Welligkeitsbildung (vgl. Abbildung 2.7) ein stabiles Fenster von $\varphi_a \pm 90^\circ$ bezüglich der resultierenden Phasendifferenz existiert. Abweichungen der Modellparameter, die ein Verlassen dieses Fensters zur Folge haben, können dagegen zu einer Mitkopplung führen, bei denen der Aktor die Welligkeitsbildung gegenüber dem unregulierten Fall beschleunigt. Im Hinblick auf die in Abschnitt 6.1 durchgeführten Analysen kann jedoch festgehalten werden, dass die Variation der Modellparameter im Rahmen einer definierten Schleifaufgabe in der Regel nicht ausreichen, um den Stabilitätsbereich zu verlassen. Es ist somit möglich, ein identifiziertes Modell im Rahmen der üblichen Schwankungen der Prozessbedingungen zu nutzen, um die Prozessstabilität zu erhöhen und die Ausprägung von Oberflächenwellen zu vermeiden.

Größere Abweichungen in der Modellierung infolge von Änderungen der Prozessparameter, Werkstückgeometrie oder Werkstoffeigenschaften sind jedoch nicht zulässig und bergen die Gefahr eines instabilen Prozesses. In diesem Fall ist eine erneute Identifikation der Modellparameter notwendig. Abschließend wird untersucht, inwiefern die IMC-Methode in der Lage ist, den Prozess bei höheren Abtragsraten zu stabilisieren und wo die Grenzen der aktiven Prozessstabilisierung liegen. Diese zeichnen sich in erster Linie durch deutlich erhöhte Prozesskräfte aus. Für die Prozessregelung bedeutet dies, dass höhere Aktorkräfte notwendig sind, um die durch die Welligkeit induzierten Störkräfte auszugleichen. Weiterhin ist eine erhöhte Regelabweichung infolge von Modellungenauigkeiten und höheren Störkräften zu erwarten, welche die Prozessstabilisierung schwieriger gestalten.

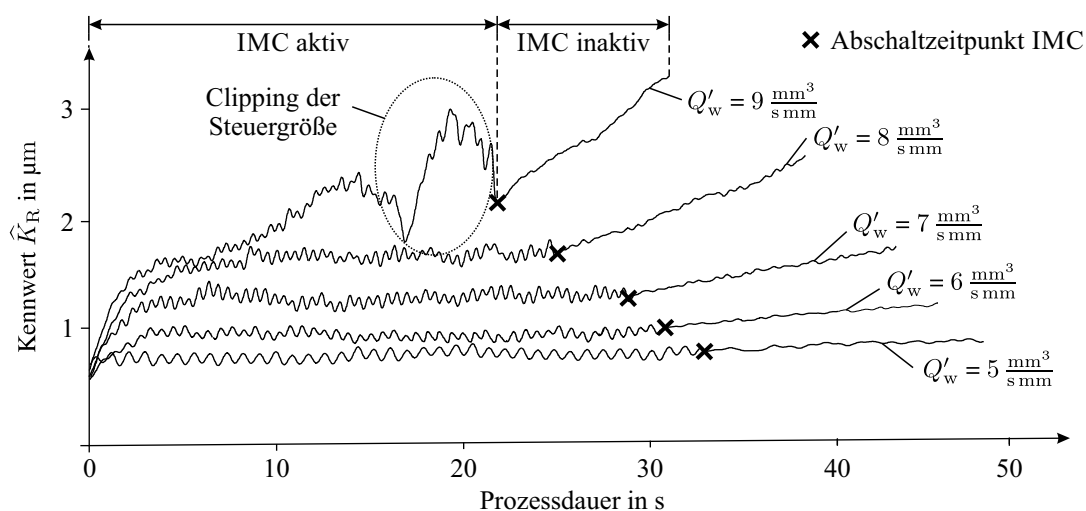


Abbildung 8.12: Grenzen der Prozessstabilisierung mittels IMC-Methode

Die Regelung wird anhand mehrerer Referenzprozesse mit bezogenem Zeitspanvolumen zwischen $Q'_w = 5 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$ und $Q'_w = 9 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$ mit ansonsten identischen Parametern wie in den Versuchen zuvor evaluiert. Nach etwa 70 % der Prozessdauer wird die Regelung deaktiviert. Die Abbildung 8.12 stellt die Verläufe dieser geregelten Prozesse dar; die Welligkeitsbildung steigt ohne den stabilisierenden Einfluss des Regelsystems stark an und verdeutlicht die Leistungsfähigkeit des Systems. Die Versuche zeigen, dass die Regelabweichung wie erwartet etwa proportional zum Zeitspanvolumen zunimmt. Die IMC ist in der Lage, den Prozess bis zu einem bezogenen Zeitspanvolumen von etwa $Q'_w = 8 \frac{\text{mm}^3}{\text{s mm}}$ zu stabilisieren. Oberhalb dieser Abtragsrate steigt die Welligkeit langsam an. Übersteigen die dynamischen Prozesskräfte die maximale Aktorkraft des Ringaktors, tritt Clipping auf, die reale Aktorkraft wird also bei der maximalen Aktorkraft abgeschnitten. Der Aktor ist somit nicht in der Lage, die Störkraft zu kompensieren. Dieser Effekt wird vom Oberflächenmodell nicht abgebildet und führt daher zu einer starken Verfälschung des Kennwerts; der Regelkreis verhält sich in der Folge unkontrolliert.

Zusammenfassend ist die IMC ein guter Kompromiss zwischen Prozesskontrolle und Modellierungstiefe. Mit vergleichsweise geringem Identifikationsaufwand sind eine Stabilisierung des

Schleifprozesses und damit eine Reduktion der notwendigen Abrichtprozesse und eine Steigerung der Produktivität auch bei der Produktion kleiner Losgrößen möglich. Ungenauigkeiten in der Modellidentifikation und die prozessbedingte erzwungene Variation von Prozessparametern wie beispielsweise Durchmesser von Werkzeug und Werkstück führen zwar zu einer verminderten Leistungsfähigkeit des Systems, gefährden jedoch nicht die Prozessstabilität. Die Regelung behält somit im Rahmen der üblichen Parametervariationen ihren positiven Einfluss auf die Welligkeitsbildung und ist in der Lage die Bildung von Ratterschwingungen zu unterdrücken bzw. zu verlangsamen.

8.3 Anwendungsaspekte

Die zwei zur Prozessstabilisierung entworfenen Regelungsstrategien unterscheiden sich in erster Linie in der Modellierungstiefe des zugrundeliegenden Prozessmodells. Die modellbasierte Verschleißregelung ist in der Lage, die Schleifscheibenwelligkeit gezielt zu manipulieren und so eine Reduktion bereits vorhandener Welligkeiten zu erreichen, um eine Stabilisierung des Prozesses herbeizuführen. Dieses Verfahren ist zudem in der Lage, künstliche Prozesszustände gezielt hervorzurufen, um einen besseren Einblick in die Mechanismen des Regenerativeffektes zu ermöglichen. Da das Modell auf eine aufwändige Parameteridentifikation angewiesen ist, gestaltet sich eine industrielle Anwendung schwierig. Für diesen Anwendungsfall bietet sich die Prozessstabilisierung auf Grundlage der Internal Model Control (IMC) Methodik an. Diese basiert auf einem reduzierten Prozessmodell ohne Verschleißdynamik. So ist die Regelung zwar nicht in der Lage, einen bereits deutlich ratternden Prozess zurück in einen unproblematischen Prozesszustand zu führen, erreicht jedoch eine weitreichende Prozessstabilisierung, sofern sie bereits in einem frühen Prozessstadium angewendet wird. Die notwendige Parameteridentifikation gestaltet sich hier deutlich weniger aufwändig. Mithilfe einer kurzen Identifikationssequenz, welche in Form eines separaten Identifikationsprozesses oder zu Beginn des zu stabilisierenden Prozesses durchlaufen wird, ist es möglich, die benötigten Parameter zu generieren. Damit lässt sich der Schleifprozess stabilisieren und die Zahl der benötigten Abrichtzyklen verringern. Dies kann zur Steigerung der Produktivität moderner Schleifmaschinen genutzt werden.

Im Rahmen der Untersuchungen werden die verschiedenen Regelungen unter Verwendung der unterschiedlichen Aktoren und Aktorkonzepte getestet. Auch wird ein Augenmerk auf verschiedene praxisrelevante Aspekte gelegt, welche den Einsatz im industriellen Umfeld beeinflussen können.

Im verwendeten Versuchsaufbau kann kein Unterschied bezüglich der Leistungsfähigkeit des Regelungssystems zwischen dem symmetrisch links und rechts des Werkstücks angreifenden Ringaktor und der einseitig angreifenden aktiven Lünette festgestellt werden. Elektromagnetische Aktoren können lediglich Zugkräfte entwickeln. Es kann jedoch gezeigt werden, dass ein einseitig angreifender Aktor mittels einer magnetischen Vorspannung in der Lage ist, die gleichen Effekte im Schleifprozess hervorzurufen wie ein zweigeteiltes Aktorkonzept, dessen Magneten auf gegenüberliegenden Seiten der Trägerwelle des Werkstücks angreifen. Entscheidend ist hier die

Ausrichtung in normaler Richtung zur Schleifscheibenoberfläche. Die entstehende Auslenkung durch eine statische Vorspannung der Magneten muss in Bezug auf die Maßgenauigkeit der zu fertigenden Werkstücke jedoch beachtet werden.

Der Einsatz verschiedener Werkstückhärten und Längen der Werkstückwelle hat wie gezeigt großen Einfluss auf die dynamische Nachgiebigkeit des Werkstücks. Bei der Identifikation des Schleifprozessmodells bereiten diese Einflüsse jedoch keine Schwierigkeiten. Die Leistungsfähigkeit der entwickelten Regelungssysteme ist von einer variierenden Nachgiebigkeit nur indirekt betroffen: Eine höhere Nachgiebigkeit führt zu stärkeren Schwingungen und höheren dynamischen Prozesskräften, welche das Aktorsystem kompensieren muss. Die Leistungsgrenze des Systems ist demnach schneller erreicht und der Einsatz stärkerer Aktoren bei langen, nachgiebigen Werkstücken notwendig.

Die auf den ersten Blick problematische Ansammlung von Schleifspänen im Luftspalt der Magnetaktoren kann als unbedenklich bewertet werden. Ferromagnetische Späne im Luftspalt verringern den magnetischen Widerstand des gesamten Eisenkreises. Dies hat eine Erhöhung des Gesamtflusses zur Folge und führt somit sogar zu einer erhöhten Aktorkraft, solange der Luftspalt durch das zusätzliche Material nicht geschlossen wird. Es sammelt sich zwar eine geringe Menge von Spänen am Rand der Eisenkerne an, die Ablagerung von weiterem ferromagnetischem Material wird aber durch das Kühlmittel und die Werkstückbewegung verhindert. Aufgrund der geringen Dichte des sich ablagernden Span-Kühlmittel-Gemischs ist der Effekt auf die resultierende Aktorkraft zu vernachlässigen. Auch die Einflüsse induzierter Wirbelströme sind aufgrund der porösen und lockeren Struktur der Ansammlung nicht von Relevanz. Es konnte gezeigt werden, dass Magnetaktoren den schwierigen äußeren Einflüssen, zu denen insbesondere das Kühlschmiermittel beiträgt, standhalten können. Auch nach Ablauf des Versuchszeitraums von fünf Jahren konnte kein altersbedingtes Fehlverhalten der Aktorik festgestellt werden.

Weiterhin wird der Einfluss einer aktiven Welligkeitsregelung auf den statischen Schleifscheibenverschleiß analysiert. Es kann kein signifikant erhöhter Verschleiß am Werkzeug beobachtet werden, solange der Prozess von Beginn an stabil verläuft. Bei der Stabilisierung eines ratternden Prozesses zeigt sich naturgemäß zunächst ein erhöhter Verschleiß. Es ist jedoch zu beachten, dass aufgrund der durch die Regelung ermöglichten Verlängerung der Standzeit des Werkzeugs, ein höherer statischer Verschleiß auftritt. Der Einfluss auf die Maßgenauigkeit des Werkstücks muss unter Umständen unter Einsatz automatisierter Messsysteme, wie sie in vielen modernen Schleifmaschinen für Serienprozesse üblich sind, erfasst und kompensiert werden. Ein negativer Einfluss der durch das Regelungssystem aufgebrachten Kräfte auf die Oberflächenqualität des Werkstücks konnte nicht beobachtet werden.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Arbeit liefert mit ihren Analysen und Entwicklungen auf dem Gebiet der Prozessüberwachung, der Prozessmodellierung sowie der Prozessstabilisierung mithilfe aktiver Systeme einen Beitrag zur Erforschung des Außenrundscheifprozesses und eröffnet neue Möglichkeiten zur Erhöhung der Produktivität industrieller Fertigungsverfahren. Im Folgenden sollen die erlangten Ergebnisse mit Blick auf die zuvor in Kapitel 3 definierten Ziele diskutiert werden.

Prozessüberwachung

Das in dieser Arbeit entwickelte Verfahren einer modellbasierten Strategie zur echtzeitfähigen Extraktion von Schwingungsanteilen, welche auf eine Welligkeitsbildung auf der Schleifscheibe zurückzuführen sind, aus verschiedenen Sensorsignalen erfüllt das zuvor definierte Ziel einer prozessparameterunabhängigen, leicht implementierbaren Prozessbewertung. Anhand umfangreicher Messreihen kann gezeigt werden, dass die Ergebnisse des Verfahrens insbesondere im Vergleich zu anderen Ansätzen eine starke Korrelation zur Situations- und Prozessbewertung des Bedieners aufweisen. Weiterhin wird es nur schwach von variierenden Prozessparametern wie Schnittgeschwindigkeit, Zeitspannvolumen oder Geschwindigkeitsverhältnis beeinflusst. Der Ansatz zeichnet sich daher durch ein geringes benötigtes Prozesswissen aus und kann auch auf Sekundärsensorik, welche in modernen Schleifmaschinen ohnehin vorhanden ist, angewendet werden. Insbesondere der Einsatz von Wirbelstrom-Weg-Sensoren resultiert in sehr guten Ergebnissen, aber auch die Kombination mit günstigeren Beschleunigungssensoren ist mit geringen Einschränkungen möglich. Die Verwendung ungefilterter Daten von Körperschallsensoren, welche in den meisten Schleifmaschinen serienmäßig installiert sind, bietet Potential für eine leistungsfähige, einfach implementierbare Prozessüberwachung, deren Evaluierung im Rahmen zukünftiger Forschungen empfohlen wird. Dem Anwender in Echtzeit zur Verfügung gestellt, kann der Kennwertverlauf eine wertvolle Hilfestellung bei der Bewertung schwieriger Prozesssituationen sein; auch unerfahrene Maschinenbediener sind so in der Lage, eine negative Prozessentwicklung frühzeitig zu erkennen und entsprechende Maßnahmen zu ergreifen. Hinsichtlich der hier angestrebten Teil- oder Vollautomatisierung des Schleifprozesses liefert das Verfahren eine hervorragende Basis.

Modellierung des Schleifprozesses

Das auf Grundlage des Basismodells von SNOEYS und BROWN entwickelte Schleifprozessmodell ermöglicht die echtzeitfähige Schätzung der für die werkzeugseitigen Ratterschwingungen

entscheidenden Prozessgrößen. Durch die Zerlegung der gemessenen Werkstückverlagerung in diskrete Frequenzanteile ist es möglich, die Mechanismen des Regenerativeffektes in den jeweiligen Entwicklungsdomänen nachzubilden. Die online-fähige Schätzung des dynamischen Schleifscheibenverschleißes erlaubt einen tiefen Blick in den aktuellen Zustand und Verlauf des Schleifprozesses. Der Prozess kann auf diese Weise auf instabile Teilsysteme hin untersucht werden. Das Modell ist so in der Lage, den Einsatz von aktiven und passiven Dämpfungssystemen zu optimieren, indem instabile Frequenzen gezielt manipuliert werden. Insbesondere die Variation der Schleifscheibendrehzahl, welche aufgrund der bereits vorhandenen Aktorik besonders günstig zu implementieren ist, könnte zukünftig von einer modellbasierten Regelstrategie profitieren.

Schwingungsdämpfung mit elektromagnetischen Aktoren

Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte aktive Verschleißbeeinflussung bietet erstmals die Möglichkeit, eine gezielte und direkte Manipulation der sich auf der Schleifscheibenoberfläche befindenden Welligkeiten vorzunehmen. Auf diese Weise ist eine Stabilisierung des Schleifprozesses und somit eine Erhöhung der Standzeit des Werkzeugs möglich. Neben einer Prozessstabilisierung können künstliche Prozesszustände zu Forschungszwecken hervorgerufen werden, welche unter natürlichen Bedingungen nicht erreichbar wären. Dies ist insbesondere hinsichtlich der Validierung und Parametrierung komplexer theoretischer Schleifmodelle, welche sich beispielsweise auf die Nachbildung diskreter Schwingungsmoden konzentrieren, interessant. Bezüglich einer industriellen Anwendung weist das Verfahren jedoch Schwächen hinsichtlich der erforderlichen Parameteridentifikation auf. Gelingt hier zukünftig die Kombination mit iterativen Optimierungsverfahren, ermöglicht dies eine leistungsfähige Prozessstabilisierung für ein breites Anwendungsspektrum. Mittels der hier angewendeten offline-Identifikation ist das Verfahren für Serienprozesse interessant.

Die Kombination eines reduzierten Prozessmodells mit der Methode des inneren Modells ermöglicht dagegen eine variable und robuste Stabilisierung des Schleifprozesses bei gleichzeitig geringem Aufwand bei der Parameteridentifikation. Im Gegensatz zum vorgestellten Verfahren mithilfe des entwickelten Verschleißmodells können hier einmal bestehende Welligkeiten zwar nicht getilgt werden; wenn die Bildung von Wellenzügen jedoch von Prozessbeginn an verhindert werden kann, ist eine Tilgung nicht notwendig. In Bezug auf eine anwendungsorientierte Prozessstabilisierung stellt dieses Verfahren einen guten Kompromiss aus Modellierungsaufwand und Leistungsfähigkeit dar.

Der Einsatz elektromagnetischer Aktoren zur Beeinflussung des Schleifprozesses kann als sehr positiv bewertet werden. Es treten keine signifikanten Nachteile durch eine übermäßige Erwärmung des Werkstücks oder eine Ansammlung von Schleifspänen im Luftspalt auf. Die Einschränkung des Arbeitsraumes, die in die Maschine eingebrachte Hochspannung sowie die Einschränkung auf ferromagnetische Werkstücke stellen negative Aspekte des Ansatzes dar. Das Aufbringen hochdynamischer Kräfte mittels Magnetaktor bietet jedoch die Möglichkeit, das dynamische

Nachgiebigkeitsverhalten der Maschine ohne Eingriff in den Kraftfluss zu ermitteln sowie den Schleifprozess ohne aufwändige konstruktive Eingriffe zu beeinflussen bzw. zu stabilisieren.

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit wird durch den Aufbau einer Gesamtstruktur, welche sich aus der Kombination der entwickelten modellbasierten Prozessüberwachung mit einer Verschleißmodellierung und darauf aufbauenden Beobachterstrukturen ergibt, erreicht.

Literaturverzeichnis

Während der Arbeit am Institut für Mechatronische Systeme erfolgte die kontinuierliche Publikation einzelner Teilthemen dieser Dissertation. Insgesamt wurden fünf internationale Konferenzbeiträge [AFD⁺13, AFD⁺14, AHD⁺16, ADDO16, ADD⁺17] und zwei Zeitschriftenbeiträge [DOAF14, DOB⁺19] veröffentlicht. Obwohl es sich hierbei um eigene Inhalte handelt, sind Verweise auf diese Veröffentlichungen im Text weder weggelassen noch gesondert gekennzeichnet. Gleiches gilt für die referenzierten betreuten studentischen Arbeiten [Nac14] sowie [Maj16].

- [ABB⁺09] AURICH, J. C., D. BIERMANN, H. BLUM, C. BRECHER, C. CARSTENSEN, B. DENKENA, F. KLOCKE, M. KRÖGER, P. STEINMANN und K. WEINERT: *Modelling and simulation of process: Machine interaction in grinding*. Production Engineering, 3(1):111–120, 2009.
- [ADD⁺17] AHRENS, M., J. DAMM, M. DAGEN, B. DENKENA und T. ORTMAIER: *Estimation of Dynamic Grinding Wheel Wear in Plunge Grinding*. Procedia CIRP, 58:422–427, 2017.
- [ADDO16] AHRENS, M., M. DAGEN, B. DENKENA und T. ORTMAIER: *An Active Damping Method for Chatter Vibration in Plunge Grinding Using Electromagnetic Actuators*. Procedia CIRP, 46:197–200, 2016.
- [AFD⁺13] AHRENS, M., R. FISCHER, M. DAGEN, B. DENKENA und T. ORTMAIER: *Abrasion Monitoring and Automatic Chatter Detection in Cylindrical Plunge Grinding*. Procedia CIRP, 8:374–378, 2013.
- [AFD⁺14] AHRENS, M., R. FISCHER, M. DAGEN, B. DENKENA und T. ORTMAIER: *Active Chatter Damping in Plunge Grinding Using Magnetic Actuators*. In: RAGAI, IHAB (Herausgeber): *Proceedings of the ASME 9th International Manufacturing Science and Engineering Conference - 2014*, Seite V001T04A037, New York, NY, 2014. ASME.
- [AFG⁺07] ALBIZURI, J., M. H. FERNANDES, I. GARITAONANDIA, X. SABALZA, R. URIBE-ETXEBERRIA und J. M. HERNÁNDEZ: *An active system of reduction of vibrations in a centerless grinding machine using piezoelectric actuators*. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 47(10):1607–1614, 2007.
- [AH05] AUGER, A. und N. HANSEN: *A Restart CMA Evolution Strategy With Increasing Population Size: Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Evolutionary Computation, Edinburgh, Scotland*. IEEE, Piscataway NJ, 2005.

- [AHD⁺16] AHRENS, M., T. HASSELBUSCH, M. DAGEN, B.-A. BEHRENS und T. ORTMAIER: *Development of a Miniaturized, Electromagnetically Actuated Punch*. In: *Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition - 2015*, Seite V02AT02A053, New York, N.Y., 2016. The American Society of Mechanical Engineers.
- [ALH⁺13] AURICH, J. C., B. LINKE, M. HAUSCHILD, M. CARRELLA und B. KIRSCH: *Sustainability of abrasive processes*. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 62(2):653–672, 2013.
- [All94] ALLDIECK, J.: *Simulation des dynamischen Schleifprozessverhaltens*, Band Bd. 94,19 der Reihe *Berichte aus der Produktionstechnik*. Shaker, Aachen, Als Ms. gedr. Auflage, 1994.
- [ASE08] ABEL, D., G.-U. SPOHR und U. EPPLE (Herausgeber): *Integration von Advanced Control in der Prozessindustrie: Rapid Control Prototyping*. WILEY-VCH, Weinheim, 1. Auflage, 2008.
- [AW04] ALTINTAS, Y. und M. WECK: *Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding*. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 53(2):619–642, 2004.
- [AZM⁺13] ALVAREZ, J., M. ZATARAIN, J. I. MARQUINEZ, N. ORTEGA und I. GALLEGRO: *Avoiding Chatter in Traverse Cylindrical Grinding by Continuous Workpiece Speed Variation*. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 135(5):051011, 2013.
- [BAG⁺06] BRINKSMEIER, E., J. C. AURICH, E. GOVEKAR, C. HEINZEL, H.-W. HOFFMEISTER, F. KLOCKE, J. PETERS, R. RENTSCH, D. J. STEPHENSON, E. UHLMANN, K. WEINERT und M. WITTMANN: *Advances in Modeling and Simulation of Grinding Processes*. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 55(2):667–696, 2006.
- [BB12] BERNET, S. und T. BRÜCKNER: *Selbstgeführte Stromrichter am Gleichspannungszwischenkreis: Funktion, Modulation und Regelung*. Springer Vieweg, Berlin, 2012.
- [BBJ⁺08] BIERMANN, D., H. BLUM, T. JANSEN, A. RADEMACHER, A. SCHEIDLER, A. SCHRÖDER und K. WEINERT: *Space Adaptive Finite Element Methods for Dynamic Signorini Problems in the Simulation of the NC-Shape Grinding Process*. *Proceedings of the 1st CIRP International*, 1(1):309–316, 2008.
- [BF11] BIERMANN, D. und M. FELDHOFF: *Influence of controlled tool orientation on pattern formation and waviness in surface grinding*. *Production Engineering*, 5(1):31–36, 2011.
- [BHW99] BRINKSMEIER, E., C. HEINZEL und M. WITTMANN: *Friction, Cooling and Lubrication in Grinding*. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 48(2):581–598, 1999.
- [BKB10] BRECHER, C., W. KLEIN und S. BÄUMLER: *Gezielte Prozessführung zur Vermeidung von Kurzwelligkeiten beim Außenrund-Einstechschleifen*. *ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb*, 105(7-8):666–671, 2010.

- [BL69] BARTALUCCI, B. und G. G. LISINI: *Grinding Process Instability*. Journal of Engineering for Industry, 91(3):597, 1969.
- [BM93] BRINKSMEIER, E. und E. MINKE: *High-Performance Surface Grinding – The Influence of Coolant on the Abrasive Process*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 42(1):367–370, 1993.
- [BMK⁺10] BRINKSMEIER, E., Y. MUTLUGÜNES, F. KLOCKE, J. C. AURICH, P. SHORE und H. OHMORI: *Ultra-precision grinding*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 59(2):652–671, 2010.
- [BR12] BOLDERING, A. und A. RAATZ: *An active tool holding device*. Production Engineering, 6(4-5):513–520, 2012.
- [BSW83] BAYIIS, R. J., B. J. STONE und J. G. WAGER: *The Build Up and Decay of Vibration During Grinding*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 32(1):265–268, 1983.
- [BSW05] BRECHER, C., A. SCHULZ und M. WEEK: *Electrohydraulic Active Damping System*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 54(1):389–392, 2005.
- [BW92] BRINKSMEIER, E. und F. WERNER: *Monitoring of Grinding Wheel Wear*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 41(1):373–376, 1992.
- [BW17] BRECHER, C. und M. WECK: *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 2: Konstruktion, Berechnung und messtechnische Beurteilung*. VDI-Buch. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 9th ed. Auflage, 2017.
- [Ceg74] CEGRELL, G.: *Variable Wheel Speed a Way to Increase the Metal Removal Rate*. Proceedings of the Fourteenth International Machine Tool Design and Research Conference, 1974.
- [Cop11] COPLEY CONTROLS (Herausgeber): *Produktdatenblatt JSP-180-30*. 2011.
- [Cor18] CORRIOU, J.-P.: *Process Control: Theory and Applications*. SpringerLink : Bücher. Springer, Cham, 2. ed. Auflage, 2018.
- [CP66] CUNTZE, E.-O. und G. PAHLITZSCH: *Entstehung und Minderung von Ratterschwingungen beim Schleifen: Zugl.: Braunschweig, Techn. Hochschule, Diss*, Band 6 der Reihe *Mitteilung aus dem Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik der Technischen Hochschule Braunschweig*. VDI-Verl., Düsseldorf, 1966.
- [CRLM96] CHEN, X., W. B. ROWE, Y. LI und B. MILLS: *Grinding vibration detection using a neural network*. ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture 1989-1996 (vols 203-210), 210(42):349–352, 1996.
- [Cze00] CZENKUSCH, C.: *Technologische Untersuchungen und Prozeßmodelle zum Rundschleifen: Zugl.: Hannover, Univ, Diss., 1999*, Band 530 der Reihe *Berichte aus*

- dem Institut für Fertigungstechnik und spanende Werkzeugmaschinen, Universität Hannover. VDI-Verl., Düsseldorf, Als Ms. gedr. Auflage, 2000.*
- [Dau92] DAUBECHIES, I.: *Ten Lectures on Wavelets*. Society for Industrial and Applied Mathematics, 1992.
- [DC84] DORNFELD, D. und H. G. CAI: *An Investigation of Grinding and Wheel Loading Using Acoustic Emission*. Journal of Engineering for Industry, 106(1):28, 1984.
- [DCB13] DÒRIA-CEREZO, A. und M. BODSON (Herausgeber): *Root locus rules for polynomials with complex coefficients**. IEEE, Piscataway, NJ, 2013.
- [Deu85] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *DIN 6580: Begriffe der Zerspantechnik - Bewegungen und Geometrie des Zerspanvorgangs*, 10/1985.
- [Deu03a] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *DIN 8589-0: Fertigungsverfahren Spanen - Teil 0: Allgemeines - Einordnung, Unterteilung, Begriffe*, 09/2003.
- [Deu03b] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *DIN 8580: Fertigungsverfahren - Begriffe, Einteilungen*, 9/2003.
- [Deu03c] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG: *DIN 8589-11: Fertigungsverfahren Spanen - Teil 11: Schleifen mit rotierendem Werkzeug - Einordnung, Unterteilung, Begriffe*, 9/2003.
- [DF11] DENKENA, B. und R. FISCHER: *Theoretical and Experimental Determination of Geometry Deviation in Continuous Path Controlled OD Grinding Processes*. Advanced Materials Research, 223:784–793, 2011.
- [DH12] DENKENA, B. und H. HENNING: *Multicriteria dimensioning of hard-finishing operations regarding cross-process interdependencies*. Journal of Intelligent Manufacturing, 23(6):2333–2342, 2012.
- [DHH10] DENKENA, B., H. HENNING und J. HENJES: *Model-Based Dimensioning of Multistage Processes Regarding Multiple Criteria*. Proceedings of Conference on Advances in Intelligent Soft Computing 2009, 66, 2010.
- [DL08] DORNFELD, DAVID und DAE-EUN LEE: *Precision Manufacturing*. Springer Science+Business Media LLC, Boston, MA, 2008.
- [DM08] DITTEL MESSTECHNIK GMBH und MARPOSS S.P.A. (Herausgeber): *Produktbroschüre: Wuchtköpfe/ AE-Sensoren Elektroniken / Prozessüberwachung*. 2008.
- [DOAF14] DENKENA, B., T. ORTMAIER, M. AHRENS und R. FISCHER: *Monitoring of grinding wheel defects using recursive estimation*. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 75(5-8):1005–1015, 2014.
- [DOB⁺19] DENKENA, B., T. ORTMAIER, B. BERGMANN, P. SCHREIBER, M. AHRENS und J. DAMM: *Suitability of integrated sensors for the determination of chatter charac-*

- teristics in a cylindrical grinding machine. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 102(5-8):2339–2344, 2019.*
- [dSP08] DSPACE DIGITAL SIGNAL PROCESSING AND CONTROL ENGINEERING GMBH (Herausgeber): *Produktbroschüre DS1103*. 2008.
- [DT11] DENKENA, B. und H. K. TÖNSHOFF: *Spanen: Grundlagen*. VDI-Buch. Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2011.
- [FMY94] FU, J., K. MORI und M. YOKOMICH: *Application of entropy functions in on-line vibration classification for cylindrical plunge grinding*. International Journal of Production Research, 32(6):1477–1487, 1994.
- [Fol93] FOLKERTS, W.: *Dynamische Prozesskennwerte des Schleifens und deren Einfluss auf das Prozessverhalten*, Band 93,9 der Reihe *Berichte aus der Produktionstechnik*. Shaker, Aachen, 1993.
- [Fot89] FOTH, M.: *Erkennen und Mindern von Werkstückwelligkeiten während des Außenrundschleifens: Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 1989*, Band 173 der Reihe *Berichte aus dem Institut für Fertigungstechnik und spanende Werkzeugmaschinen, Universität Hannover*. VDI-Verl., Düsseldorf, 1989.
- [Fra63] FRANK, H.: *Das Abrichten von Schleifscheiben mit Diamanten und der Einfluß auf das Schleifergebnis beim Außenrund-Einsteichschleifen: Aachen, T. H., F. f. Maschinenw., Diss. v. 4. Juli 1963*. unbekannter Verlag, Aachen, 1963.
- [GBG⁺02] GOVEKAR, E., A. BAUS, J. GRADIŠEK, F. KLOCKE und I. GRABEC: *A New Method for Chatter Detection in Grinding*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 51(1):267–270, 2002.
- [GBG⁺03] GRADIŠEK, J., A. BAUS, E. GOVEKAR, F. KLOCKE und I. GRABEC: *Automatic chatter detection in grinding*. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 43(14):1397–1403, 2003.
- [GGG98] GRADIŠEK, J., E. GOVEKAR und I. GRABEC: *Using Coarse-Grained Entropy Rate to Detect Chatter in Cutting*. Journal of Sound and Vibration, 214(5):941–952, 1998.
- [GM82] GARCIA, C. E. und M. MORARI: *Internal model control. A unifying review and some new results*. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 21(2):308–323, 1982.
- [Gos90] GOSEBRUCH, H.: *Rundscheifen im geschlossenen Regelkreis: Echtzeit-Signalverarbeitung mit neuen Sensoren und Aktoren: Zugl.: Hannover, Univ., Diss.u.d.T.: Gosebruch, Harald: Schnelles Regelungssystem zur aktiven Beeinflussung dynamischer Vorgänge an einer Außenrundscheifmaschine*. VDI-Verl., Düsseldorf, 1990.

- [Gra09] GRAF, J.: *Berechnungseffiziente Regelstrategien zur aktiven Lärmreduktion in Headsets: Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 2009*. Berichte aus dem Institut für Mess- und Regelungstechnik der Leibniz Universität Hannover. Shaker, Aachen, 2009.
- [Gur65] GURNEY, J. P.: *An Analysis of Surface Wave Instability in Grinding*. Journal of Mechanical Engineering Science, Vol7(Issue 2):198–209, 1965.
- [Han06] HANSEN, N.: *The CMA Evolution Strategy: A Comparing Review*. In: LOZANO, J. A., P. LARRAÑAGA, I. INZA und E. BENGOTXEA (Herausgeber): *Towards a New Evolutionary Computation: Advances in the Estimation of Distribution Algorithms*, Seiten 75–102. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2006.
- [Hen99] HENNES, N.: *Analyse des dynamischen Verhaltens von Längsschleifprozessen*, Band Bd. 99,4 der Reihe *Berichte aus der Produktionstechnik*. Shaker, Aachen, als Ms. gedr Auflage, 1999.
- [Hir12] HIRSCH, A.: *Werkzeugmaschinen: Grundlagen, Auslegung, Ausführungsbeispiele*. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2., aktualisierte und erweiterte Auflage, 2012.
- [HMM⁺86] HOSHI, T., S. MATSUMOTO, S. MITSUI, O. HORIUCHI und Y. KOUMOTO: *Suppression of Wheel Regenerative Grinding Vibration by Alternating Wheel Speed*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 35(1):231–234, 1986.
- [HNK90] HONG, S. K., Y. NAKANO und H. KATO: *Improvement of Dynamic Characteristics of Cylindrical Grinding Machines by Means of Dynamic Dampers*. Proceedings of the 1st International Conference on New Manufacturing Technology, Chiba, Japan, 57(1):413–418, 1990.
- [HO96] HANSEN, N. und A. OSTERMEIER: *Adapting arbitrary normal mutation distributions in evolution strategies: The covariance matrix adaptation*. Proceedings of the 1996 IEEE International Conference on Evolutionary Computation, Seiten 312–317, 1996.
- [HOG95] HANSEN, N., A. OSTERMEIER und A. GAWELCZYK: *On the adaptation of arbitrary normal mutation distributions in evolution strategies: The generating set adaptation*. Proceedings of the Sixth International Conference on Genetic Algorithms, Pittsburgh, Seiten 57–64, 1995.
- [HROA16] HEIMANN, B., L. RISSING, T. ORTMAIER und A. ALBERT: *Mechatronik: Komponenten - Methoden - Beispiele : mit 292 Bildern, 44 Tabellen und 80 ausführlich durchgerechneten Beispielen*. fv Fachbuchverlag Leipzig im Carl-Hanser-Verlag, München, 4., überarbeitete und ergänzte Auflage, 2016.
- [Hry18] HRYCEJ, T.: *Robuste Regelung: Ein Leitfaden für sicherheitskritische Anwendungen*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2018.
- [IKL01] INASAKI, I., B. KARPUSCHEWSKI und H.-S. LEE: *Grinding Chatter – Origin and Suppression*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 50(2):515–534, 2001.

- [IM11] ISERMANN, R. und M. MÜNCHHOF: *Identification of dynamic systems: An introduction with applications*. Springer, Berlin, 2011.
- [Ina91] INASAKI, I.: *Monitoring and Optimization of Internal Grinding Process*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 40(1):359–362, 1991.
- [IO85] INASAKI, I. und K. OKAMURA: *Monitoring of Dressing and Grinding Processes with Acoustic Emission Signals*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 34(1):277–280, 1985.
- [IT77] INASAKI, I. und TONOU, K. YONETSU, S.: *Regenerative Chatter in Cylindrical Plunge Grinding*. Bull JSME, Volume 20(Issue 150):1648–1654, 1977.
- [KAM13] KNAPP, B., D. ARNESON und D. MARTIN: *Electrical Runout using an Eddy-Current Sensor for Roundness Measurements*. ASPE, 28, 2013.
- [KB61] KALMAN, R. E. und R. S. BUCY: *New Results in Linear Filtering and Prediction Theory*. Journal of Basic Engineering, 83(1):95, 1961.
- [KEQ⁺12] KALLENBACH, E., R. EICK, P. QUENDT, T. STRÖHLA, K. FEINDT, M. KALLENBACH und O. RADLER: *Elektromagnete: Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung ; mit 38 Tabellen*. Studium Grundlagen Maschinenbau. Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 4., überarb. und erw. Auflage, 2012.
- [KH87] KING, R. I. und R. S. HAHN: *Handbook of Modern Grinding Technology*. Chapman and Hall Advanced Industrial Technology Series. Springer, Boston, MA, 1987.
- [KK09] KLOCKE, F. und A. KUCHLE: *Manufacturing processes*. RWTH edition. Springer, Berlin, 2009.
- [Klo87] KLOTZ, N.: *Beurteilung des statischen und dynamischen Verhaltens von Umfangschleifmaschinen: Zugl.: Aachen, Techn. Hoch., Diss, Band 130 der Reihe Berichte aus dem Laboratorium für Werkzeugmaschinen und Betriebslehre der RWTH Aachen @WZL Produktionstechnik*. VDI-Verl., Düsseldorf, 1987.
- [KNN85] KATO, H., Y. NAKANO und K. NAKAYAMA: *Transfer of Roundness Error from Center and Center Hole to Workpiece in Cylindrical Grinding and its Control*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 34(1):287–290, 1985.
- [Kot96] KOTAMÄKI, M. J.: *In-situ measurement and compensation control in external grinding of large cylinders: Zugl.: Espoo, Helsinki Univ. of Technology, Diss., 1996, Band 1077 der Reihe Dissertation from Teknillinen Korkeakoulu*. Finnish Acad. of Technol, Helsinki, 1996.
- [Kuh84] KUHFUSS, B.: *Untersuchungen über den Einfluss von Schwingungen auf die Werkstückgestalt beim Aussenrund-Einsteichschleifen: Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 1983, Band 57 der Reihe Fortschritt-Berichte der VDI-Zeitschriften : Reihe 11, Schwingungstechnik, Lärmbekämpfung*. VDI-Verl., Düsseldorf, 1984.

- [KWI00] KARPUSCHEWSKI, B., M. WEHMEIER und I. INASAKI: *Grinding Monitoring System Based on Power and Acoustic Emission Sensors*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 49(1):235–240, 2000.
- [KZW⁺85] KONG, X. L., Z. C. ZHANG, X. WANG, H. H. YANG und B. J. DAVIES: *Considerations on Optimal Control of Grinding Process*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 34(1):291–293, 1985.
- [Lin14] LINKE, B. S.: *Review on Grinding Tool Wear in Terms of Sustainability*. Proceedings of the ASME 2014 International Manufacturing Science and Engineering Conference, Volume 2(3921):V002T02A005, 2014.
- [Lju12] LJUNG, L.: *System identification: Theory for the user*. Prentice Hall information and system sciences series. Prentice Hall PTR, Upper Saddle River, NJ, 2. ed., 14. printing Auflage, 2012.
- [Maj16] MAJDEDDINE, B. Y.: *Modellierung eines Schleifprozesses zur Analyse des dynamischen Schleifscheibenverschleißes: Bachelorarbeit: Institut für Mechatronische Systeme, Universität Hannover*. 2016.
- [Mal89] MALLAT, S. G.: *A theory for multiresolution signal decomposition: the wavelet representation*. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, 11(7):674–693, 1989.
- [Mar13] MARINESCU, I. D.: *Tribology of abrasive machining processes*. William Andrew Publishing, Norwich, 2nd ed. Auflage, 2013.
- [MBD⁺16] MUNOA, J., X. BEUDAERT, Z. DOMBOVARI, Y. ALTINTAS, E. BUDAK, C. BRECHER und G. STEPAN: *Chatter suppression techniques in metal cutting*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 65(2):785–808, 2016.
- [Mee14] MEEKER, D. C.: *Improvised Asymptotic Boundary Conditions for Electrostatic Finite Elements*. IEEE Transactions on Magnetics, 50(6):1–9, 2014.
- [Mes83] MESSER, J.: *Abrichten konventioneller Schleifscheiben mit stehenden Werkzeugen: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 1983*. Techn. Hochschule, Aachen, 1983.
- [MHU⁺07] MARINESCU, I. D., M. HITCHINER, E. UHLMANN, W. B. ROWE und I. INASAKI: *Handbook of machining with grinding wheels*, Band 72 der Reihe *Manufacturing engineering and materials processing*. CRC / Taylor & Francis Group, Boca Raton Fla., 2007.
- [Mic99] MICHELS, F.: *Stabilisierung des Schleifprozesses mit aktiven Systemen: Zugl.: Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 1998*, Band 99,9 der Reihe *Berichte aus der Produktionstechnik*. Shaker, Aachen, Als Ms. gedr. Auflage, 1999.
- [Mic12] MICRO-EPSILON MESSTECHNIK GMBH & CO. KG (Herausgeber): *Produktdatenblatt eddyNCDT 3010*. 2012.

- [Mül96] MÜLLER, K.: *Entwurf robuster Regelungen*. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 1996.
- [MYN92] MORI, K., T. YAMANE und T. NAKAI: *An Intelligent Vibration Diagnostic System for Cylindrical Grinding*. Proceedings of the JAPAN/USA Symposium on Flexible, 16(2):1097–1110, 1992.
- [Nac14] NACKE, J.: *Optimierung und Konstruktion eines Magnetaktors zur aktiven Kompensation von Ratterschwingungen beim Außenrundscheifen: Studienarbeit: Institut für Mechatronische Systeme, Universität Hannover*. 2014.
- [Nel01] NELLES, O.: *Nonlinear System Identification: From Classical Approaches to Neural Networks and Fuzzy Models*. Springer, Berlin and Heidelberg, 2001.
- [OD01] OLIVEIRA, J. G. F. und D. A. DORNFELD: *Application of AE Contact Sensing in Reliable Grinding Monitoring*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 50(1):217–220, 2001.
- [OFW08] OLIVEIRA, J.F.G., T. V. FRANÇA und J. P. WANG: *Experimental analysis of wheel/workpiece dynamic interactions in grinding*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 57(1):329–332, 2008.
- [OSGH09] OLIVEIRA, J.F.G., E. J. SILVA, C. GUO und F. HASHIMOTO: *Industrial challenges in grinding*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 58(2):663–680, 2009.
- [Pau94] PAUL, T.: *Konzept für ein schleiftechnologisches Informationssystem*, Band 313 der Reihe *IFW-Produktionstechnik*. VDI-Verl., Düsseldorf, Als Ms. gedr. Auflage, 1994.
- [Pet84] PETERS, J.: *Contribution of CIRP Research to Industrial Problem in Grinding*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 33(2):451–468, 1984.
- [PKB07] POLI, RICCARDO, JAMES KENNEDY und TIM BLACKWELL: *Particle swarm optimization*. Swarm Intelligence, 1(1):33–57, 2007.
- [Pop92] POPP, C.: *Optimierung und Sicherung des Außenrundscheifprozesses durch ein adaptives Regelungssystem: Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 1992*, Band 267 der Reihe *IFW-Produktionstechnik*. VDI-Verl., Düsseldorf, als Ms. gedr. Auflage, 1992.
- [Rad09] RADEMACHER, A.: *Adaptive Finite Element Methods for Nonlinear Hyperbolic Problems of Second Order*. Technische Universität Dortmund, Dortmund, 2009.
- [RYIM94] ROWE, W. BRIAN, L. YAN, I. INASAKI und S. MALKIN: *Applications of Artificial Intelligence in Grinding*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 43(2):521–531, 1994.
- [SB70] SNOEYS, R. und D. BROWN: *Dominating Parameters in Grinding Wheel and Workpiece Regenerative Chatter*. In: TOBIAS, S. A. und F. KOENIGSBERGER (Herausgeber): *Advances in Machine Tool Design and Research 1969*, Seiten 325–348. Elsevier Science, Burlington, 1970.

- [SBL⁺14] SIEBRECHT, T., D. BIERMANN, H. LUDWIG, S. RAUSCH, P. KERSTING, H. BLUM und A. RADEMACHER: *Simulation of grinding processes using finite element analysis and geometric simulation of individual grains*. Production Engineering, 8(3):345–353, 2014.
- [Sch80] SCHIEFER, K.-H.: *Theoretische und experimentelle Stabilitätsanalyse des Schleifprozesses: RWTH Aachen*. Doktorarbeit, Aachen, Techn. Hochsch., Diss., 1980, 1980.
- [Sch04] SCHÜTTE, O.: *Analyse und Modellierung nichtlinearer Schwingungen beim Außenrundeinstechschleifen: Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 2003*, Band 321 der Reihe *Berichte aus dem Mechatronik-Zentrum Hannover / Universität Hannover*. VDI-Verl., Düsseldorf, Als Ms. gedr. Auflage, 2004.
- [Sch10] SCHROEDER, D.: *Intelligente Verfahren*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2010.
- [SIY77] SHIMIZU, T., I. INASAKI und S. YONETSU: *Studies on the Forced Vibration during Grinding*. Bulletin of JSME, 20(142):475–482, 1977.
- [SIY78] SHIMIZU, T., I. INASAKI und S. YONETSU: *Regenerative Chatter during Cylindrical Transverse Grinding*. Bulletin of JSME, 21(152):317–323, 1978.
- [SST81] SEXTON, J. S., B. J. STONE und H. K. TÖNSHOFF: *The Development of an Ultrahard Abrasive Grinding Wheel which Suppresses Chatter*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 30(1):215–218, 1981.
- [Tel86] TELLBÜSCHER, E.: *Konstruktion von Dämpfern und deren Einsatz an Rundschleifmaschinen: Zugl.: Hannover, Univ., Diss., 1985*, Band 80 der Reihe *Fortschritt-Berichte VDI : Reihe 11, Schwingungstechnik*. VDI-Verl., Düsseldorf, als Ms. gedr. Auflage, 1986.
- [TFB02] TÖNSHOFF, H. K., T. FRIEMUTH und J. C. BECKER: *Process Monitoring in Grinding*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 51(2):551–571, 2002.
- [TG84] TÖNSHOFF, H. K. und T. GRABNER: *Zusammenhang zwischen Bearbeitungsbedingungen und Eigenspannungszustand beim Innenschleifen*. Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen u. Polieren, (52):119–130, 1984.
- [TG88] TÖNSHOFF, H. K. und H. GOSEBRUCH: *Verstellbarer passiver Dämpfer für Schwingungen in Aussenrundschleifmaschinen*. VDI-Z, 130(5):57–60, 1988.
- [TJ85] TELLBÜSCHER, E. und J. JENDRYSCHIK: *Piezoelectric Actuators as Exciter Units and Control Elements on Machine Tools*. VDI Z, 127(6):183–188, 1985.
- [TJOD10] TETI, R., K. JEMIELNIAK, G. O'DONNELL und D. DORNFELD: *Advanced monitoring of machining operations*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 59(2):717–739, 2010.

- [TKT85] TÖNSHOFF, H. K., M. KEMMERLING und E. TELLBÜSCHER: *Quick Actuators: New Possibilities and Applications*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 34(1):515–518, 1985.
- [Tön95] TÖNSHOFF, H. K.: *Werkzeugmaschinen: Grundlagen*. Springer-Lehrbuch. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg and s.l., 1995.
- [Unb01] UNBEHAUEN, H.: *Regelungstechnik I: Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy-Regelsysteme*. Studium Technik. Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden and s.l., 11., durchgesehene Auflage, 2001.
- [Ver07] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE: *VDI 3392 Blatt2: Abrichten von Schleifkörpern - Abrichten von Schleifkörpern mit konventionellen Schleifstoffen (Korund, Siliciumkarbid)*, 11/2007.
- [WA89] WECK, M. und J. ALLDIECK: *The Originating Mechanisms of Wheel Regenerative Grinding Vibration*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 38(1):381–384, 1989.
- [WB05] WECK, M. und C. BRECHER: *Werkzeugmaschinen 1: Maschinenarten und Anwendungsbereiche*. VDI-Buch. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 6., neu bearb. Auflage, 2005.
- [WB06a] WECK, M. und C. BRECHER: *Werkzeugmaschinen 3: Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose*. VDI-Buch. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 6., neu bearbeitete Auflage, 2006.
- [WB06b] WECK, M. und C. BRECHER: *Werkzeugmaschinen 5: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität*. VDI-Buch. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 7., neu bearbeitete Auflage, 2006.
- [Wer71] WERNER, G.: *Kinematik und Mechanik des Schleifprozesses*. Aachen, Techn. Hochsch., Fak. f. Maschinenwesen, Diss. 1971, RWTH Aachen, Aachen, 1971.
- [WHK⁺11] WEGENER, K., H.-W. HOFFMEISTER, B. KARPUSCHEWSKI, F. KUSTER, W.-C. HAHMANN und M. RABIEY: *Conditioning and monitoring of grinding wheels*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 60(2):757–777, 2011.
- [WHS01] WECK, M., N. HENNES und A. SCHULZ: *Dynamic Behaviour of Cylindrical Traverse Grinding Processes*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 50(1):213–216, 2001.
- [WS01] WECK, M. und A. SCHULZ: *Einfluss von Schwingungen auf den Verschleiß von Schleifscheiben*. Werkstattstechnik online, 91(1):43–46, 2001.
- [WT04] WEBSTER, J. und M. TRICARD: *Innovations in Abrasive Products for Precision Grinding*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 53(2):597–617, 2004.
- [WZB01] WARNECKE, G., U. ZITT und O. BRAUN: *Modellierung und Simulation von Schleifprozessen*. Werkstattstechnik online, 91(3):59–65, 2001.

- [YLM09] YAMADA, T., H. S. LEE und K. MIURA: *Contact Stiffness of Grinding Wheels due to the Difference of Table Feed Rate*. Advanced Materials Research, 76-78:137–142, 2009.
- [YSL02] YAMADA, T., T. SHIKAUCHI und H. S. LEE: *Study on elastic deformations of grinding wheels due to centrifugal forces*. The Proceedings of Conference of Kanto Branch, 2002.8(0):349–350, 2002.

Lebenslauf

Name **Markus Ahrens**
geboren am 21. Juni 1987 in Barßel
Familienstand verheiratet
Staatsangehörigkeit deutsch

beruflicher Werdegang

seit Jan/18 Systemingenieur DSI Aerospace Technologie GmbH
Mär/12 - Jul/17 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für
Mechatronische Systeme, Leibniz Universität Hannover (LUH)

Studium

Okt/06 - Dez/11 Diplomstudiengang Elektrotechnik an der LUH,
Fachrichtung: Automatisierungstechnik,
Abschluss am 21. Dezember 2011: Diplom-Ingenieur,
Diplomarbeit: Planung kollisionsfreier Bahnen für Industrieroboter,
Studienarbeit: EtherCAT-basierte Regelung einer Magnetführung

studienbegleitende Tätigkeiten und Praktika

Dez/10 - Apr/11 Praktikum bei der IAV GmbH Gifhorn
Apr/11 - Okt/11 Hilfwissenschaftler Institut Fertigungstechnik und
Werkzeugmaschinen, LUH
Apr/09 - Mär/10 Hilfwissenschaftler Institut für mikroelektronische Systeme, LUH
Mai/06 - Jul/06 Praktikum bei der EWE Netz AG

Schulbildung

Aug/03 - Jul/06 Abitur am Technischen Gymnasium Cloppenburg
Leistungskurse: Mathematik, Elektrotechnik
Aug/00 - Jun/06 Erweiterter Sekundarabschluss I am Schulzentrum Saterland